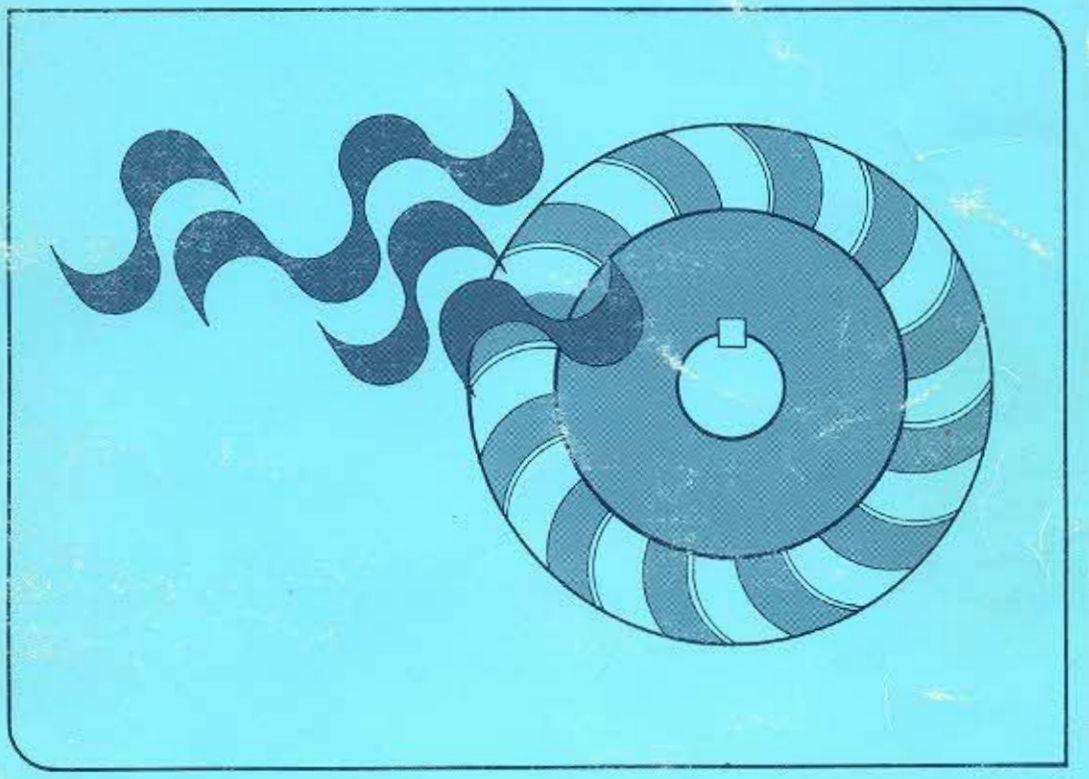
olade

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA



apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas

APUNTES PARA UN

MANUAL TECNICO

DE

DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE

EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

VOLUMEN IV

REGULADORES OLEO-MECANICOS DE VELOCIDAD

ELABORADO POR:

INSTITUTO DE INVESTIGACION TECNOLOGICA
INDUSTRIAL Y DE NORMAS TECNICAS
DE PERU (ITINTEC)

1988

olade

I N D I C E

		Páginas
CAPITULO I	Introducción	1
CAPITULO II	Nociones Generales	2 - 18
2.1.	El Regulador oleo-mecánico de velocidad	2
2.2.	Identificación del sistema de control	6
2.3.	Modelo matemático del Sistema de Suministros	20
CAPITULO III	Diseño Funcional del Regulador	19 - 44
3.1.	Modelo Matemático simplificado del sistema de control.	19
3.2.	Estudio de la estabilidad del sistema.	22
3.3.	Curvas de Ajuste del comportamiento del regulador	22
3.4.	Determinación de los Parámetros del regulador	28
3.5.	Cálculo de la Seguridad de la Instalación.	34
	ANEXO I Modelo Matemático del Regulador de Velocidad.	37
CAPITULO IV	Cálculos Mecánicos y Diseño de Detalle del Regulador.	45 - 100
4.1.	Cálculo del Taquímetro.	47
4.2.	Cálculo del sistema de Pre-amplificación.	50
4.3.	Cálculo del sistema de Distribución y Fuerza.	55
4.4.	Cálculo de los Sistemas de Realimentación.	61
4.5.	Cálculo de la Bomba de Engranajes.	67
4.6.	Cálculos de Componentes Complementarios del Regulador.	92

Páginas

CAPITULO V ESTANDARIZACION Y SELECCION 101

5.1. Estandarización 101 - 104
5.2. Selección 104 - 109

CAPITULO VI RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION 110

6.1. Fabricación del Taquímetro 110 - 111
6.2. Fabricación de la Válvula piloto y servomotor amplificador 112 - 113
6.3. Fabricación del Sistema de Distribución y Fuerza 113 - 114
6.4. Fabricación de los sistemas de realimentación 115
6.4.1. Sistema de compensación permanente 115
6.4.2. Sistema de compensación temporal 116 - 117

6.5. Fabricación de la bomba de engranajes 117 - 118
6.6. Fabricación del eje principal del regulador y eje de la bomba 118

6.7 Fabricación del soporte del mando manual 119 - 120
6.8 Fabricación de resortes 120
6.9. Fabricación de la carcasa 120 - 121

CAPITULO VII ANEXO N° 1 : EJEMPLO DE DISEÑO Y CALCULO DE UN REGULADOR DE VELOCIDAD 122

7.1. Datos necesarios para el cálculo del regulador 122 - 127

7.2. Determinación de los parámetros del regulador 127
7.2.1. Parámetros iniciales de cálculo 127 - 128
7.2.2. Determinación de los parámetros para la selección del ajuste del regulador 128
7.2.3. Selección del ajuste inicial 129
7.2.4. Determinación de los parámetros de funcionamiento del regulador 129

7.3. Cálculos de la Seguridad de la Instalación 130

7.3.1. Cálculos preliminares 130 - 131
7.3.2. Determinación del máximo aumento de presiones en la tubería 131 - 132
7.3.3. Estimación del PD^2 requerido y de la elevación máxima de la velocidad del gurpo 132

/....

		Páginas
7.4.	Cálculo de las Dimensiones Principales de los Componentes del Regulador	133
7.4.1.	Cálculo del Taquímetro	133 - 135
7.4.2.	Cálculo del sistema de pre-amplificación	135
	- Válvula piloto	135 - 137
	- Servomotor de amplificación	138 - 140
7.4.3.	Cálculo del Sistema de distribución y fuerza	140
	- Servomotor de fuerza	140 - 142
	- Válvula distribuidora	142 - 143
	- Cálculo de las Secciones de paso del aceite al servomotor para las maniobras de cierre y abertura	143 - 144
7.4.4.	Cálculo de los Sistemas de Realimentación	144
	- Sistema de compensación temporal	144 - 146
	- Sistema de compensación permanente	146 - 147
7.5.	Cálculo de la bomba de engranajes	147
	- Ancho de engranajes	147 - 148
	- Dimensiones adicionales	148
	- Material de los engranajes	148 - 151
	- Eje de los engranajes	152 - 160
7.6.	Cálculo de los resortes de los componentes del regulador	160
7.6.1.	Taquímetro	160 - 163
7.6.2.	Sistema de Compensación Temporal	163 - 166
CAPITULO VIII	ANEXO N° 1 : PLANOS DE DETALLE DEL REGULADOR DE VELOCIDAD	167

PRESENTACION

La mayor fuente energética disponible en América Latina es la Hidroenergía, con un potencial superior a los 800.000 Mw, de los cuales apenas el 13% se aprovecha actualmente.

La región en su conjunto está en capacidad de plantearse un desarrollo intensivo de la hidroenergía, si se considera que la tecnología requerida es ampliamente conocida y que, en los diferentes países latinoamericanos, existen experiencias, capacidad de ingeniería de proyectos, empresas de construcción y, en muchos de ellos, la infraestructura necesaria para la fabricación de equipamiento para centrales hidroeléctricas de cualquier tamaño.

En materia de pequeñas centrales hidroeléctricas (P.C.H), que desempeñarán un papel muy importante en América Latina, OLADE cuenta con un programa integral que incluye desde la evaluación de las cuencas hidrológicas, para aprovechamiento en pequeña escala, hasta el desarrollo, adaptación y transferencia de tecnología de diseño para equipos y plantas. Todo ello, orientado a promover en este campo la creación y consolidación del mercado latinoamericano de tecnología y suministros de esta materia.

La disponibilidad de conocimientos amplios, así como la experiencia acumulada sobre el particular, han permitido desarrollar en América Latina una tecnología adecuada para la fabricación de equipos para las P.C.H.

OLADE y la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI) celebraron, en marzo de 1985, un Contrato para el desarrollo de un Manual conformado por siete volúmenes, denominado MANUAL TECNICO PARA DISEÑO, FABRICACION Y ESTANDARIZACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS.

La preparación del presente Volumen por parte de OLADE responde a la necesidad de proporcionar y difundir las bases tecnológicas requeridas para iniciar la producción de Reguladores Oleomecánicos de Velocidad, y que contiene criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series estandarizadas y fabricar este tipo de reguladores. Es importante dejar claramente establecido que las hipótesis asumidas y métodos de cálculo expuestos en el presente Volumen, si bien han sido cuidadosamente analizadas, por razones financieras no han sido comprobadas en prototipos ni en condiciones reales de trabajo, por lo que los reguladores que se construyan según las mismas, deberán ser sometidos a un proceso inicial de ajuste y calibración.

CAPITULO I

INTRODUCCION

El presente es el documento correspondiente a reguladores de Velocidad óleo-mecánicos del Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, en sus primeros cuatro capítulos, que OLADE viene realizando de acuerdo al Convenio de Cooperación Técnica entre OLADE-ONUDI.

En este tercer volúmen se presentan a través de tres capítulos ordenados en forma secuencial, los principios de funcionamiento de los reguladores óleo-mecánicos de velocidad como elementos componentes de una central hidroeléctrica, con deducción del modelo matemático desarrollado que incluye cálculos de la seguridad de la instalación en lo referente a sobrevelocidades y sobrepresiones, finalmente, la metodología de cálculo para la definición de las dimensiones principales y de detalle de cada una de las partes componentes del regulador óleo-mecánico.

Este Manual es complementado con el Tercer Volumen, Parte 2, conteniendo los cuatro últimos capítulos del Manual donde se describirán los criterios de estandarización de reguladores para el rango de 5-5000 KW., las recomendaciones para la fabricación de los modelos y planos.

C A P I T U L O I I

N O C I O N E S G E N E R A L E S

2.1 EL REGULADOR OLEO-MECANICO DE VELOCIDAD

A fin de ilustrar los principales componentes del regulador óleo-mecánico, así como dar a conocer la función básica que cumplen cada uno de ellos, con énfasis en la influencia que ejercen los sistemas de realimentación en la estabilidad, se da en las Figuras 1a y 1b una explicación gráfica de la forma como se va configurando el regulador desde un arreglo inestable a uno estable con el ajuste de la velocidad en el rango comúnmente especificado (0% a 6%).

El esquema de principio mostrado prevalece en los diferentes tipos de reguladores óleo-mecánicos existentes actualmente, diferenciándose entre ellos básicamente en las características de diseño y disposición de sus principales componentes. En la Fig.2 se ilustran algunas de estas configuraciones.

Los esquemas presentados que se caracterizan porque el taquímetro controla el flujo de aceite por acción directa sobre la válvula de distribución, se usan en reguladores de hasta unos 150 Kg-m de capacidad de trabajo. Para reguladores de mayor capacidad, es común incorporar en el circuito de aceite una pre-ampliación para el accionamiento del sistema de distribución. Esta disposición se muestra en el esquema de la Fig. 3.

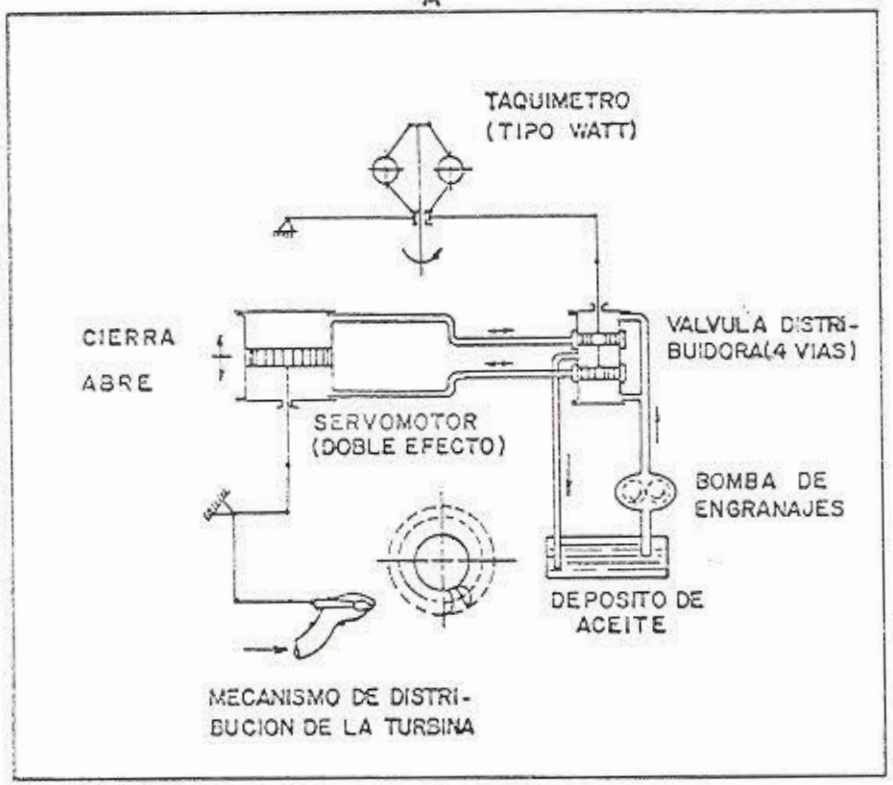
También para reguladores de alrededor de 1000 Kg-m de capacidad se suele adicionar al sistema de propulsión de aceite una cámara de aire a presión, a fin de evitar el funcionamiento contínuo de la bomba y con esto el excesivo calentamiento del aceite.

La configuración del regulador que se tomó para ser desarrollado en el presente Manual toma disposiciones y características de diseño yá existentes de sus principales componentes, algunos yá mostrados en los esquemas presentados. En la Fig. N° 4, se muestra el esquema funcional adoptado. Sus principales características funcionales son:

1. El sensor de velocidad es un taquímetro tipo Hartnell, y se caracteriza porque la acción centrífuga de los brazos rotantes es equilibrada básicamente por la fuerza ejercida por un resorte;

//..

A



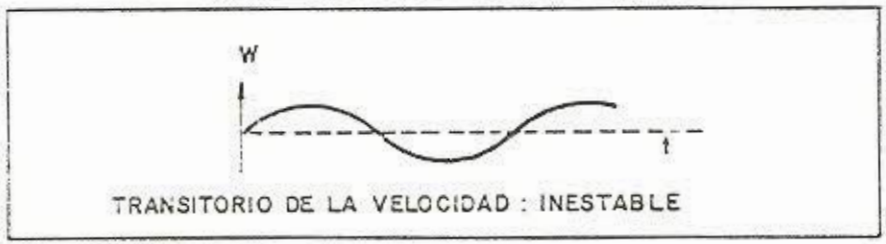
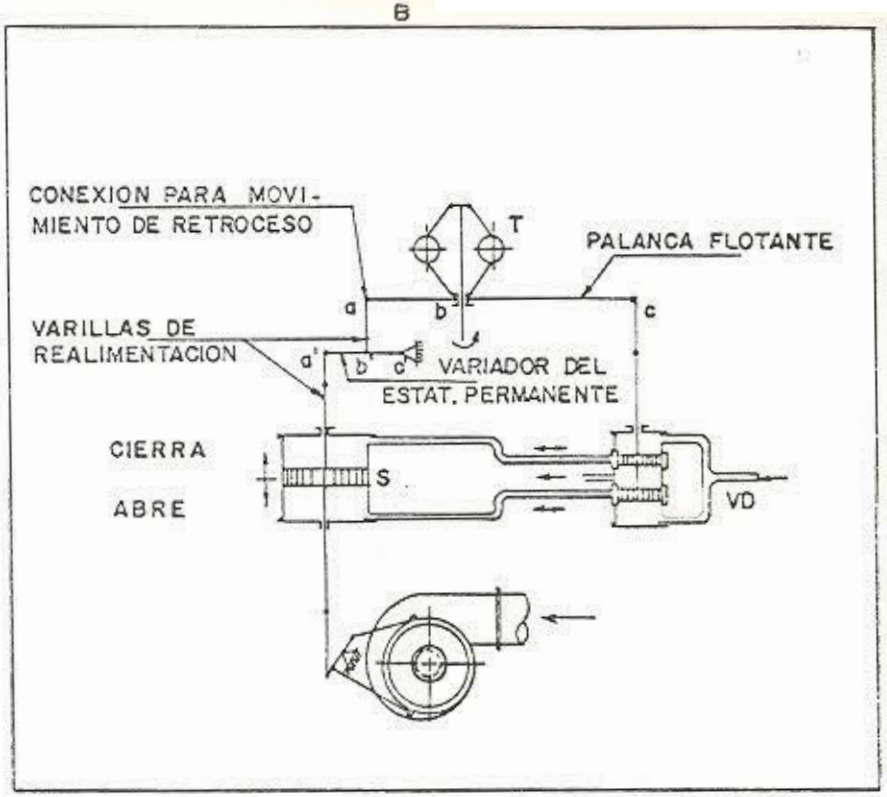
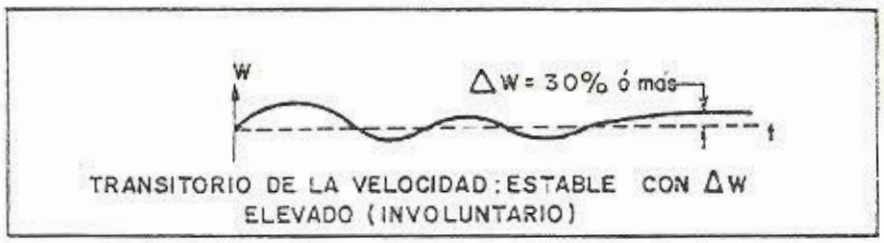


FIG. 1a

Esquema de un regulador óleo-mecánico de velocidad que no provee el penduleo (arreglo inestable: no existe realimentación del movimiento del servomotor a la válvula distribuidora).

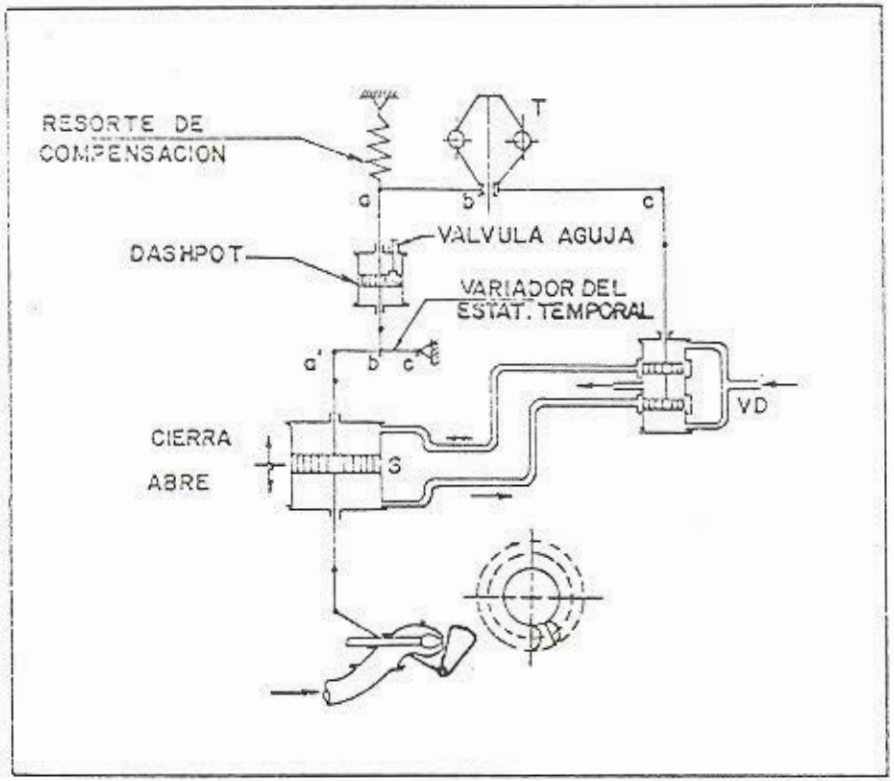
B





Un mecanismo de realimentación es adicionado para prevenir el penduleo (arreglo estable con estatismo permanente del sistema diferente de cero y elevado: compensación rígida. El estatismo permanente es graduable - moviendo el punto b' a lo largo de la palanca a' c').

C



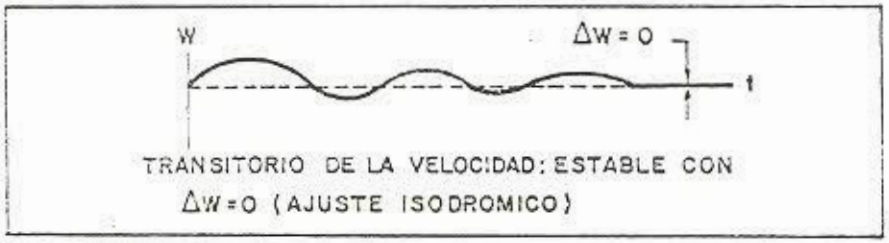
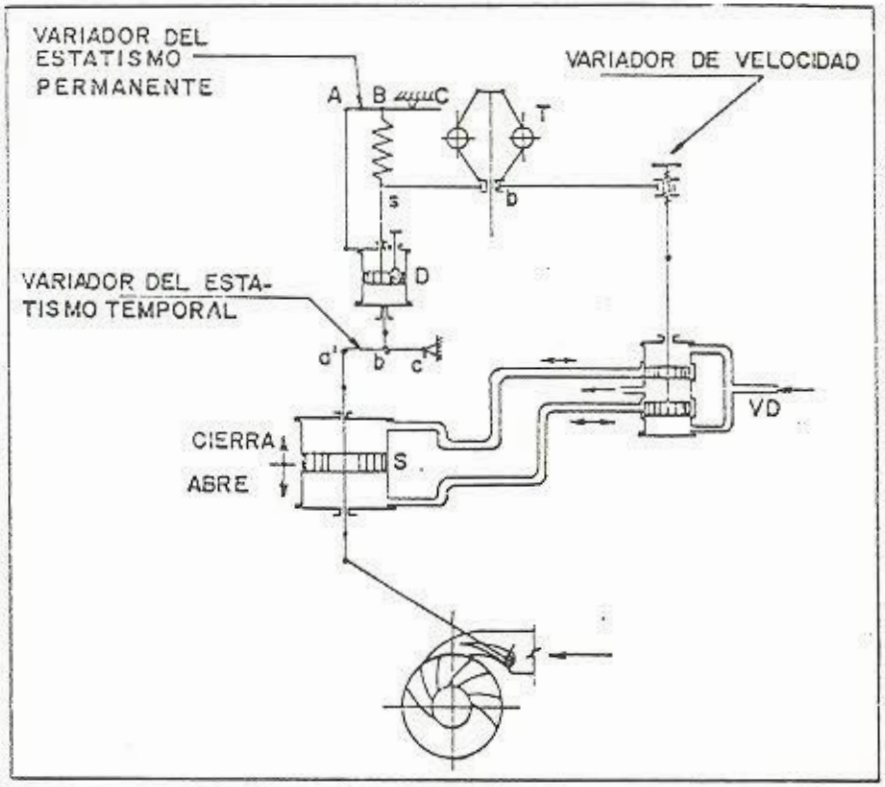
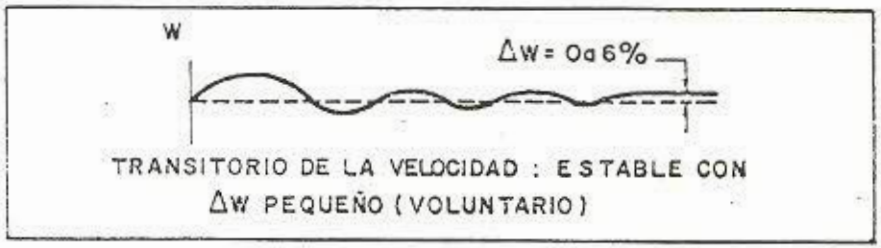


FIG. 16

Un mecanismo de dashpot es incorporado en el elemento de realimentación (arreglo estable con estatismo permanente del sistema igual a cero: compensación elástica. El desplazamiento del punto b' a lo largo de a' c' permite ahora graduar el estatismo temporal).

D





Un dispositivo para ajustar el estatismo permanente es incorporado al regulador. Este esquema combina la compensación rigida y elástica. La primera determina la estabilidad de la regulación (estatismo temporal) y la segunda, el grado de irregularidad del sistema (estatismo permanente). Adicionalmente se incluye un variador de velocidad.

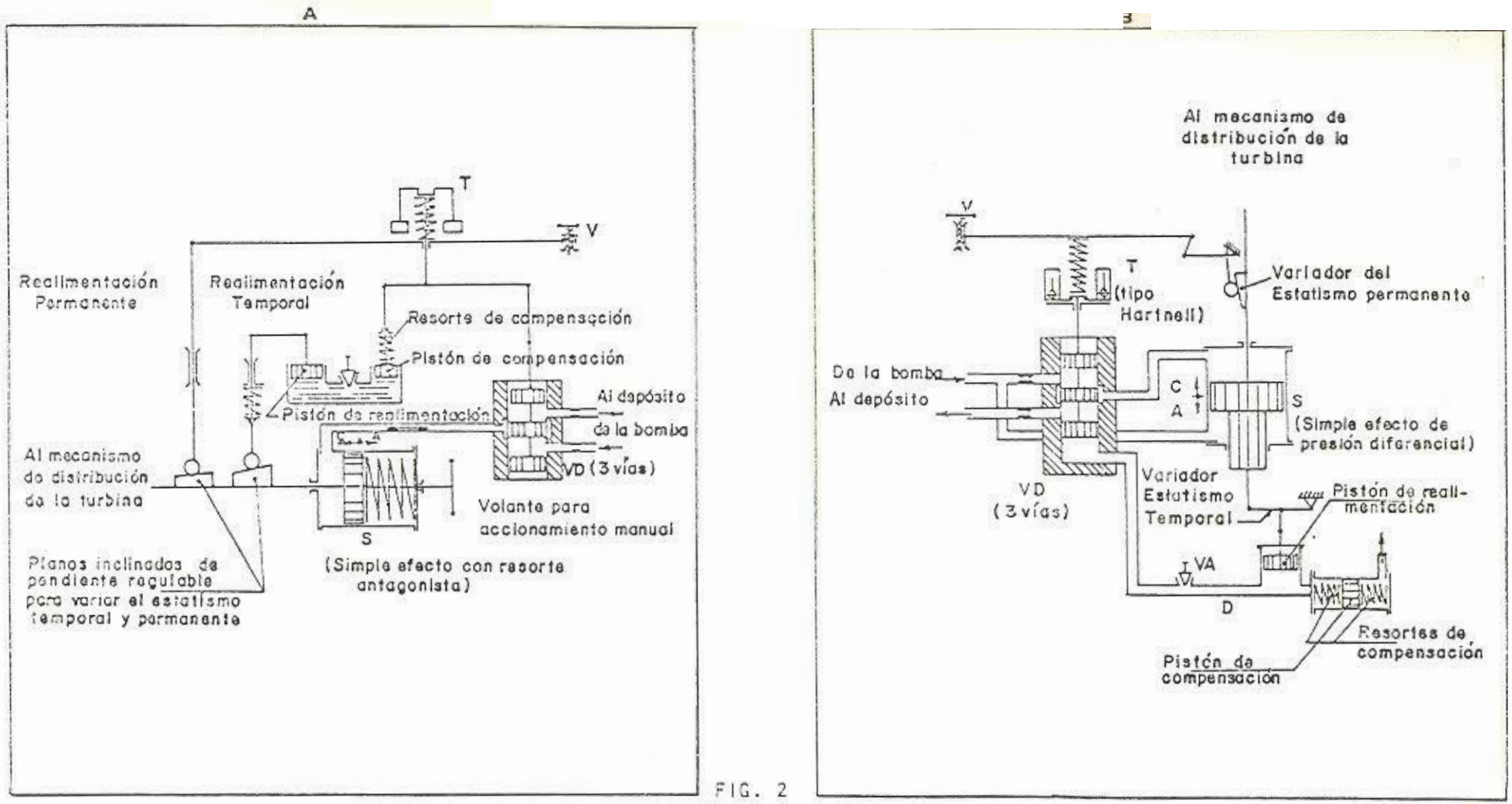


FIG. 2

En estos esquemas se ilustran variantes en los componentes del regulador: diferentes tipos de taquímetro y diferentes disposiciones del sistema de distribución y fuerza (válvula distribuidora-servomotor). Asimismo, la concepción del sistema de realimentación temporal es diferente: en el esquema A se logra por combinación de un efecto hidráulico y mecánico, y en el esquema B, por un efecto puramente hidráulico, actuando sobre la base inferior del pistón de la válvula distribuidora.

La realimentación permanente se logra en ambos esquemas por conexiones mecánicas, actuando sobre la tensión del resorte del taquímetro.

2. El sistema de pre-amplificación está formada por una válvula hidráulica (válvula piloto) de tres vías y gobierna los desplazamientos de un pequeño cilindro hidráulico de simple efecto acondicionado con un resorte (servomotor amplificador);

3. El sistema de distribución y fuerza está formado por una válvula de control (válvula distribuidora) de aceite de cuatro vías y gobierna los desplazamientos de un cilindro hidráulico de doble efecto (servomotor de fuerza);

4. La realimentación permanente se logra por conexiones mecánicas, actuando sobre la tensión del resorte del taquímetro;

5. La realimentación temporal (efecto de retroceso) se logra hidráulicamente actuando sobre la base o parte inferior del pistón de la válvula piloto, la misma que está unida directamente al mango del detector. Este efecto de retroceso es transmitido desde el pistón del servomotor del sistema de pre-amplificación y desde el pistón del servomotor del sistema de fuerza;

6. La presión de aceite es suministrada por una bomba de engranajes y tiene accionamiento por fajas desde el eje de la turbina. La máxima presión de operación del aceite es controlada por una válvula de rebose. Del circuito principal de aceite se saca una derivación para accionar el sistema de pre-amplificación;

7. Como dispositivos de maniobra del regulador se usan el variador de velocidad y el limitador de abertura del mecanismo de distribución de la turbina.

Cabe señalar que la pre-amplificación señalada se usará en toda la serie de reguladores a ser definida en el presente Manual para cubrir el rango de potencias de 5 a 1000 kW. Esto se debe a razones de uniformidad en el diseño funcional, mecánico y de detalle del regulador.

2.2. IDENTIFICACION DEL SISTEMA DE CONTROL

El diseño funcional del regulador, vale decir el análisis de la estabilidad y de la calidad del transitorio de la regulación de la velocidad, parte del modelo matemático de una central hidroeléctrica (identificada como nuestro sistema de control), en el cual se consideren las ecuaciones de todos los componentes que tengan incidencia en las caracterfsticas dinámicas del sistema.

En la Fig.5 se indican cuales son estos componentes; así como la interconexión entre ellos.

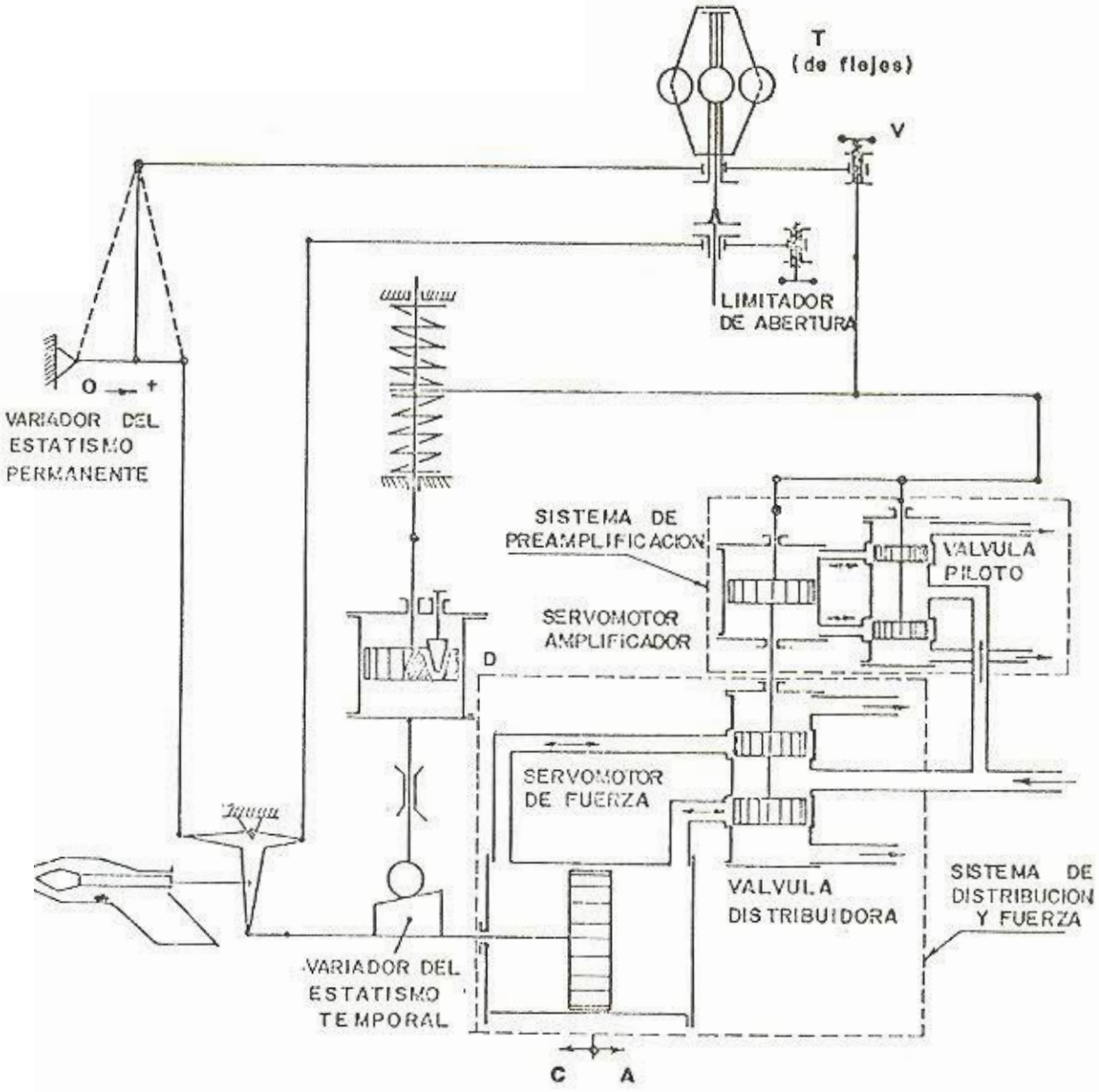


FIG. 3 La pre-amplificación incorporada al circuito de aceite se debe a que la fuerza de reacción hidráulica sobre el pistón de la válvula de distribución debido al flujo de aceite a través de sus pórticos y cuya tendencia, para el rango usual de aberturas, es a recentrar la válvula, aumenta considerablemente para reguladores de cierta capacidad, por lo que un taquímetro de tamaño razonable no podrá actuar eficientemente. Es importante observar la realimentación del servomotor de amplificación hacia la válvula piloto.

También se incluye un limitador de abertura de la distribución de la turbina.

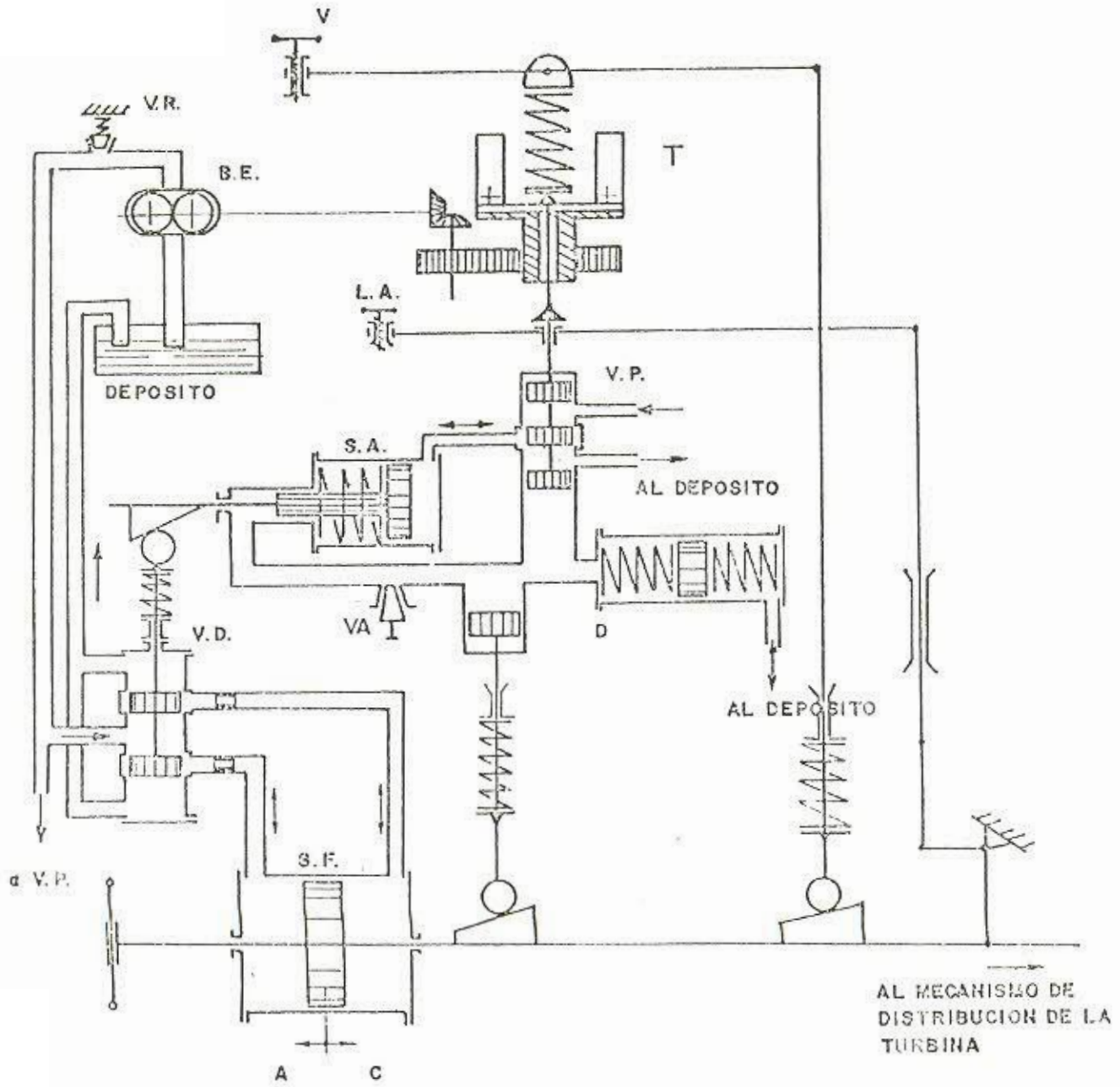


FIG. 4 .- ESQUEMA FUNCIONAL DEL REGULADOR OLEO-MECANICO DE VELOCIDAD ADOPTADO EN EL MANUAL

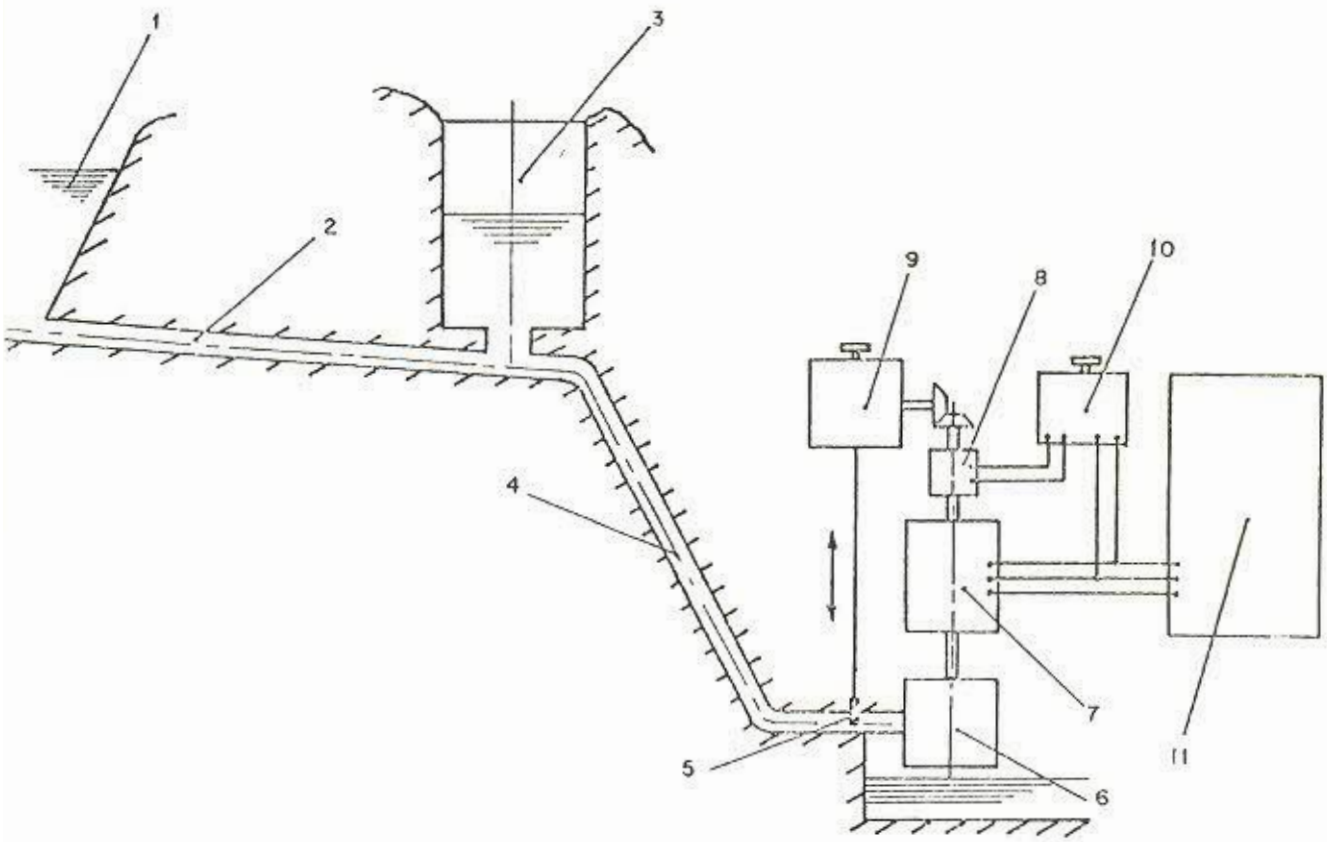


FIG. 5 .- UNA INSTALACION HIDROELECTRICA TIPICA
(SISTEMA DE CONTROL)

Se ilustran los componentes a ser considerados en el estudio dinámico del sistema:

1. Reservorio
2. Galería
3. Chimenea de equilibrio
4. Tubería forzada
5. Distribuidor de la Turbina
6. Turbina Hidráulica
7. Generador eléctrico
8. Excitatríz
9. Regulador de Velocidad
10. Regulador de Tensión
11. Red Eléctrica

2.3. MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA

El modelo matemático adoptado para el diseño funcional del regulador es el de la función de transferencia y sus correspondientes diagramas de bloques. Para la obtención de este modelo, se considerarán primero las ecuaciones particulares de los componentes del sistema de control agrupadas de la siguiente manera:

- El sistema de suministro de agua, conformada por el reservorio, galería, chimenea de equilibrio y tubería forzada;
- El grupo turbina-generador, que incluye el distribuidor de la turbina, la excitatriz, el regulador de tensión y la carga;
- El regulador de velocidad, que en nuestro caso es del tipo óleo-mecánico taquimétrico con válvula piloto y válvula distribuidora.

2.3.1. Ecuación del Sistema de Suministro de Agua (Ver Fig. 6)

La obtención de las ecuaciones de los componentes de este sistema se basan en la hipótesis de considerar el agua incomprensible y las paredes de la galería y de la tubería inelásticas. Según esto, el análisis dinámico de este sistema conduce a las siguientes ecuaciones:

Galería:

$$T_{wg} \cdot \frac{d}{dt} \Delta q_g + \Delta h_{ch} + 2 K_g \cdot \Delta q_g = 0$$

Chimenea de Equilibrio:

$$\Delta q_g - \Delta q_p = T_{ch} \cdot \frac{d}{dt} \Delta h_{ch}$$

Tubería Forzada:

$$T_{wp} \cdot \frac{d}{dt} \Delta q_p + \Delta h_p - \Delta h_{ch} + 2 K_p \cdot \Delta q_g = 0$$

En las ecuaciones presentadas:

T_{wg}, T_{wp}, constantes de tiempo de la galería y de la tubería forzada (seg), tienen por expresión:

$$T_{wg} = \frac{L_g \cdot V_{og}}{g \cdot H_o} \qquad T_{wp} = \frac{L_p \cdot V_{op}}{g \cdot H_o}$$

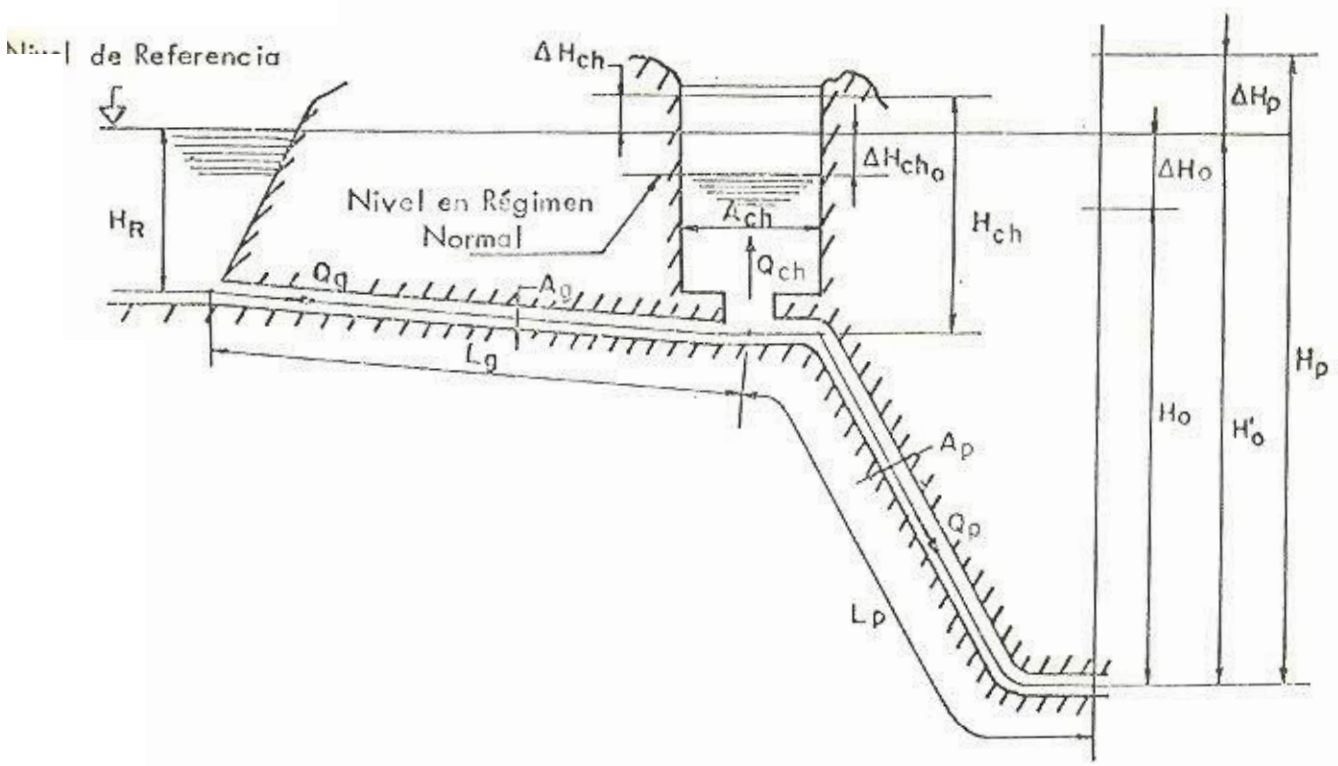


FIG. 6 .- DIAGRAMA DE DEFINICION DE VARIABLES PARA EL MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA

L_g, L_p, longitudes de la galería y tubería forzada (m).

V_{og}, V_{op}, velocidades del agua en la galería y tubería forzada (m/seg).

H_o, caída neta (m).

g, aceleración de la gravedad (m/seg^2)

K_g, K_p, coeficientes de pérdidas en la galería y tubería, como fracción respecto a la caída neta.

T_{ch}, constante de tiempo de la chimenea (seg)

$$T_{ch} = \frac{A_{ch} \cdot H_o}{Q_o}$$

A_{ch} área de la sección recta de la chimenea (m^2).

Q_o caudal nominal (m^3/seg)

$\triangle q_g$, $\triangle q_p$ variaciones relativas del caudal en la galería y tubería.

$\triangle h_{ch}$, $\triangle h_p$ variaciones relativas de la caída en la chimenea y en la tubería.

t, tiempo.

2.3.2. Ecuación del Grupo Turbina-Generador

Características de la turbina hidráulica. Las características en estado estable de la turbina pueden representarse a través de las siguientes ecuaciones linealizadas alrededor de la condición normal de funcionamiento:

$$\triangle q_p = a_{11} \cdot \triangle h_p + a_{12} \cdot \triangle w + a_{13} \cdot \triangle x$$

$$\triangle m_t = a_{21} \cdot \triangle h_p + a'_{22} \cdot \triangle w + a_{23} \cdot \triangle x$$

Los coeficientes "a" representan sensibilidades del caudal y del momento motor a las variaciones de la altura, velocidad y

abertura del control de agua, y tienen por expresión general:

$$a_{11} = \left(\frac{\partial q_p}{\partial h_p}\right)_o \quad , \quad a_{12} = \left(\frac{\partial q_p}{\partial w}\right)_o \quad , \quad a_{13} = \left(\frac{\partial q_p}{\partial x}\right)_o$$

$$a_{21} = \left(\frac{\partial m_t}{\partial h_p}\right)_o \quad , \quad a'_{22} = \left(\frac{\partial m_t}{\partial w}\right)_o \quad , \quad a_{23} = \left(\frac{\partial m_t}{\partial x}\right)_o$$

donde el subíndice "0" indica la condición normal de funcionamiento. Estos valores se obtienen a partir de las curvas características de la turbina. En particular, al coeficiente a'_{22}, siempre negativo, se le denomina coeficiente de autorreglage de la turbina.

$\Delta w, \Delta x, \Delta m_t$ representan variaciones relativas de la velocidad, abertura del control de agua y del momento motor respectivamente.

Características del generador. Se consideran a partir de la expresión que adopta la variación relativa de la cupla resistente (Δm_g). En general, esta será no lineal y variable con el tiempo; sin embargo puede ser linealizada alrededor del punto de operación normal y expresada como:

$$\Delta m_g = a''_{22} \cdot \Delta w + \Delta m_{g_{ored}}$$

donde:

a''_{22}, representa la sensibilidad de la potencia resistente a la variación de la frecuencia (velocidad) e incluye las características de la curva de estatismo tensión-frecuencia del regulador de tensión. Es llamado también coeficiente de autorreglage de la carga, y $\Delta m_{g_{ored}}$ variación de la carga de la red.

Ecuación del grupo. Esta ecuación se expresa por:

$$T_m \cdot \frac{d\Delta w}{dt} = \Delta m_t - \Delta m_g$$

//..

la misma que considerando las expresiones de Δm_t y Δm_g resulta:

$$T_m \cdot \frac{d\Delta w}{dt} = a_{21} \cdot \Delta h_p - a_{22} \cdot \Delta w + a_{23} \cdot \Delta x + \Delta m_{gored}$$

donde:

T_m, constante de tiempo del grupo. Tiene por expresión:

$$T_m = \frac{1}{37205} \times \frac{PD^2 \cdot N_o^2}{g \cdot W_o} \text{ (seg)}$$

PD^2 es el factor de inercia del grupo ($Kg\text{-}m^2$), N_o es la velocidad del grupo (rpm), W_o es la potencia de la unidad (kW).

2.3.3. Ecuación del Regulador Oleo-Mecánico de Velocidad

La ecuación del regulador a ser desarrollado en el presente manual, se obtiene considerando las ecuaciones particulares linealizadas de sus componentes principales (taquímetro, sistema de pre-amplificación, sistema de distribución y fuerza y sistemas de realimentación, tanto temporal como permanente), las cuales son enlazadas en base al flujo de señales que se dan entre ellas cuando se pone en operación el regulador.

Considerando esto, es posible arribar a la siguiente ecuación:

$$T_p \cdot T_g \cdot (T_{r1} + T_{r2}) \frac{d^3\Delta x}{dt^3} + T_g \cdot (T_p + \delta' \cdot T_{r2}) \cdot \frac{d^2\Delta x}{dt^2} +$$

$$(\delta \cdot T_{r2} + \sigma \cdot T_{r1}) \frac{d\Delta x}{dt} + \sigma \cdot \Delta x + T_{r1} \cdot \frac{d\Delta w}{dt} + \Delta w = 0$$

donde:

T_p = constante de tiempo del sistema de pre-amplificación.

T_g = constante de tiempo del sistema de distribución y fuerza.

T_{r1} = constante de tiempo 1 del dashpot.

T_{r2} = constante de tiempo 2 del dashpot

//..

δ' = estatismo temporal auxiliar.

δ = estatismo temporal.

σ = estatismo permanente

La obtención de esta ecuación así como la expresión matemática de las constantes presentadas, las cuales están en función de dimensiones y características de los elementos del regulador, se detalla en el Anexo 1.

2.3.4. Modelo Matemático del Sistema (Función de Transferencia).

La interrelación entre las ecuaciones presentadas de los diversos componentes del sistema de control, se puede ver claramente en el diagrama funcional de la instalación mostrada en la Figura 7.

Para la obtención del modelo matemático de la Función de Transferencia de la Central se parte del diagrama funcional presentado, puesto bajo la forma mostrada en la Fig. 8. Observar que se ha tomado como variable de entrada a la variación de carga (caso más usual), mientras que la variable de salida es la variación de velocidad..

La reducción del diagrama de bloques de la Fig. 8, permite arribar a la siguiente función de transferencia de la central. ($\bar{T}$):

$$\bar{T} = \frac{\Delta w(s)}{\Delta m_{gored}(s)} = - \frac{\frac{1}{T_m s}}{1 - (\frac{1}{T_m s}) \left[\frac{a_{12}.a_{21}}{\bar{T}_1 - a_{11}} + \left(\frac{a_{13}.a_{21}}{\bar{T}_1 - a_{11}} + a_{23} \right) . \bar{T}_2 - a_{22} \right]}$$

donde: $\bar{T}_1$, función de transferencia del sistema de suministro de agua,

$$\bar{T}_1 = - \frac{1}{T_{wp} s + 2 K_p + \bar{T}_{11}}$$

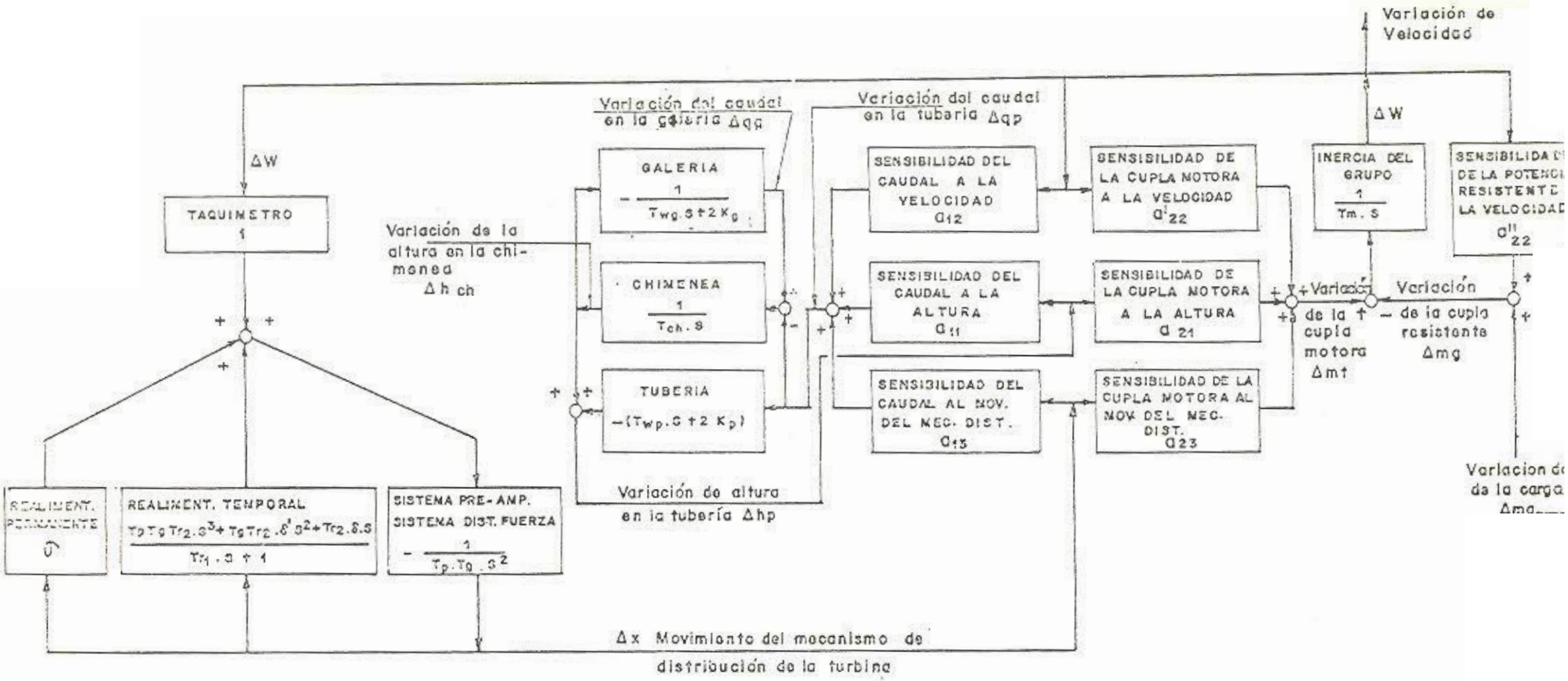


FIG. 7 – DIAGRAMA FUNCIONAL DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA TIPICA - UNIDAD EN MARCHA AISLADA

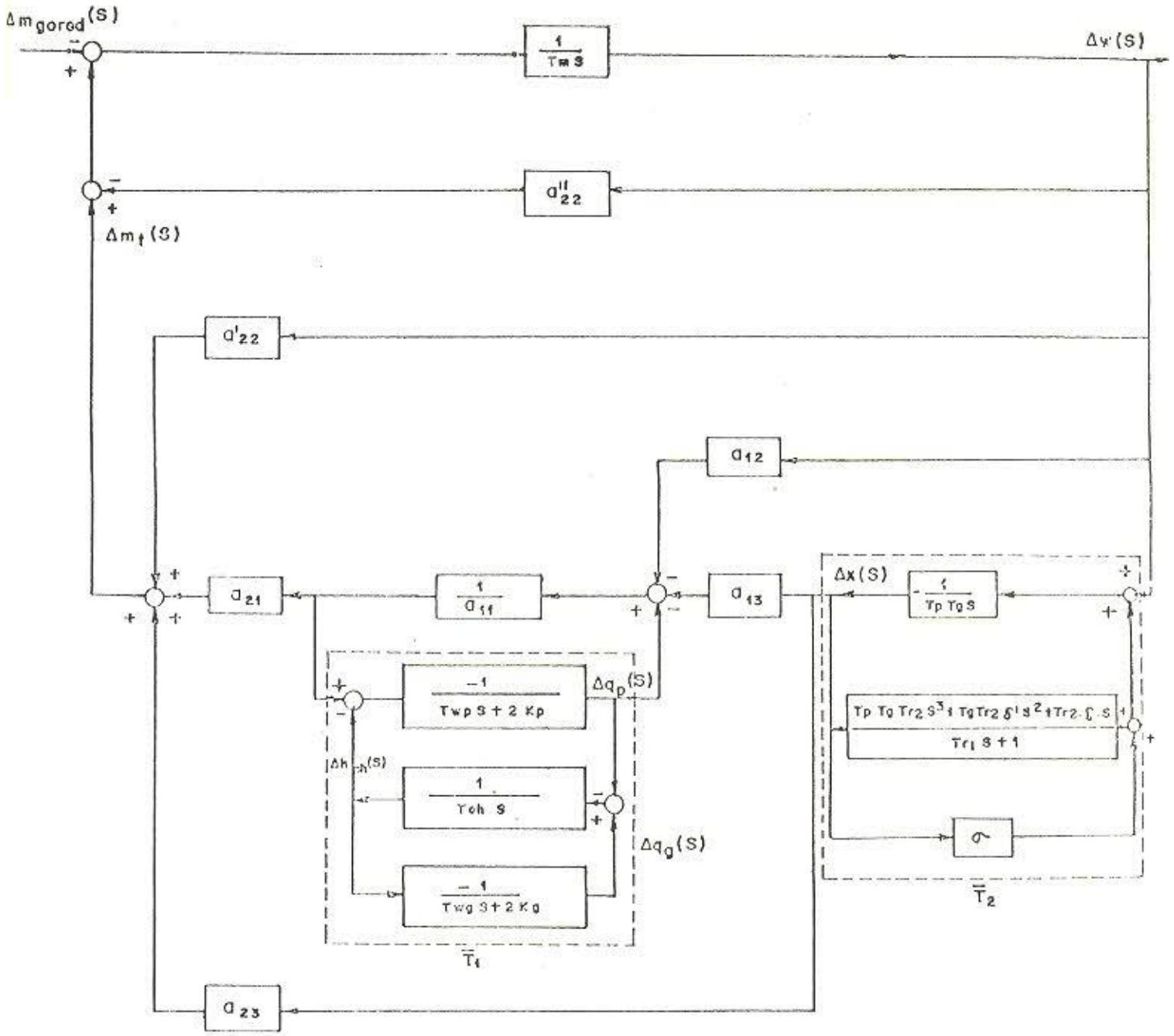


FIG. 8.- DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA CENTRAL

con:
$$\bar{T}_{11} = \frac{T_{wp}\, s + 2\, K_g}{T_{ch}\, T_{wg}\, s^2 + 2\, T_{ch}\, K_g\, s + 1}$$

$\bar{T}_2$, función de transferencia del regulador de velocidad.

$$\bar{T}_2 = -\frac{T_{r1} \cdot s + 1}{T_p \cdot T_g\, (T_{r1} + T_{r2})\, s^3 + T_g\, (T_p + \delta' \cdot T_{r2})\, s^2 + (\delta \cdot T_{r2} + \sigma \cdot T_{r1})\, s + \sigma}$$

s, es el operador de Laplace.

CAPITULO III

DISEÑO FUNCIONAL DEL REGULADOR

El diseño funcional del regulador de velocidad se orienta a determinar el valor adecuado de sus parámetros de funcionamiento a fin de obtener, en respuesta a una variación de carga en el sistema, un proceso de regulación cuyo transitorio se estabilice adecuadamente.

Para esto haremos uso de las técnicas del control automático a fin de que partiendo de la función de transferencia del sistema, obtenida en el capítulo anterior, podamos definir zonas de estabilidad dentro de los cuales seleccionaremos una o varias respuestas típicas recomendadas que serán tomadas como referencia en el ajuste del comportamiento del regulador.

El análisis mencionado se hará en base al método clásico, vale decir partirá de la simplificación del sistema lineal de regulación de alto orden a un sistema de tercer orden, consistiendo de una turbina de impulso ideal y de un regulador ideal (se desprecian las no linealizadas de estos componentes), así como considerando el golpe de ariete de columna rígida (agua incompresible y paredes de la tubería y galería inelásticas). Este método permite una predicción satisfactoria de la estabilidad del sistema a pequeñas perturbaciones. Sin embargo, es importante recalcar que en la práctica, una buena predicción de la estabilidad a pequeñas perturbaciones resulta por lo general en un comportamiento satisfactorio del sistema a grandes perturbaciones.

3.1. MODELO MATEMATICO SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE CONTROL

De acuerdo a lo indicado, el análisis de la estabilidad y de la calidad del transitorio de la regulación de la velocidad se hará en base a la función de transferencia del sistema de tercer orden, a la cual se arriba considerando las siguientes asunciones:

- Sistema de Suministro de Agua:

  1. La chimenea aisla la galería del resto de componentes del sistema de control. Esto equivale a suponer que el flujo de agua en la galería es constante (aproximadamente cierto para pequeñas variaciones de carga), luego:

$$\Delta q_g = 0$$

//..

2. El nivel de agua en la chimenea de equilibrio permanece esencialmente constante para pequeñas variaciones de carga, luego

$$\triangle h_{ch} = 0$$

3. Las resistencia hidráulicas en la tubería forzada son despreciables, por lo tanto:

$$K_p = 0$$

Con estas asunciones, la función de transferencia del sistema de suministro de agua se reduce a:

$$T_1 = -\frac{1}{T_{wp}.s}$$

Grupo Turbina - Generador: en este caso las simplificaciones corresponderán sólo a las características de la turbina hidráulica, las cuales se asumirán que serán representadas por las siguientes ecuaciones:

$$\triangle q_p = \frac{1}{2}\triangle h_p + \triangle x$$

$$\triangle m_t = \frac{3}{2}\triangle h_p - \triangle w + \triangle x$$

La primera ecuación es una versión linealizada de la asunción que el flujo es proporcional a la raíz cuadrada de la altura neta de la turbina y directamente proporcional a la abertura del control de agua de la turbina. La segunda ecuación es derivada de la primera y de la asunción adicional que la transformación de energía es perfectamente eficiente.

Estas pendientes particulares (sensibilidades) son bastante aproximadas a aquellas de una turbina Pelton, operando en su punto de mejor eficiencia (turbina de impulso ideal).
Cabe notar que las sensibilidades para las ecuaciones presentadas tienen por valor:

$$a_{11} = 0.5 \quad , \quad a_{12} = 0 \quad , \quad a_{13} = 1$$

$$a_{21} = 1.5 \quad , \quad a'_{22} = -1 \quad , \quad a_{23} = 1$$

//..

- Regulador de Velocidad : para este elemento se asume que las constantes de tiempo del sistema de pre-amplificación T_p y del sistema de distribución y fuerza T_g son despreciables en comparación con las otras constantes del regulador, por lo que:

$$T_p = 0 \quad , \quad T_g = 0$$

En la práctica, esto se puede conseguir actuando de acuerdo a la expresión matemática de estos parámetros (ver Anexo 1), sobre las características y dimensiones de algunos elementos del regulador.

Con esto la función de transferencia del regulador queda:

$$\bar{T}_2 = - \frac{T_{r1} . s + 1}{(\sigma . T_{r1} + \delta . T_{r2})}$$

Con todas estas asunciones y después de considerar las expresiones de los siguientes parámetros adimensionales:

$$K_1 = \frac{T_w . T_{r1}}{\delta . T_m . T_{r2}} \quad , \quad K_2 = \frac{T_w}{T_{r1}} \quad , \quad K_3 = \frac{a_{22} . T_w}{T_m} \quad , \quad K_4 = \frac{\sigma . T_m}{T_w}$$

la función de transferencia simplificada del sistema de control resulta:

$$\frac{\Delta w(s)}{\Delta m_{gored}(s)} = - \frac{T_w}{T_m} \frac{(s.T_w)^2 + A_1 (s. T_w) + A_o}{(s. T_w)^3 + B_2 (s. T_w)^2 + B_1 (s. T_w) + B_o}$$

con:

$$A_1 = \frac{2 + 2 K_1 K_4 + K_1 K_2 K_4}{1 + K_1 K_4} \quad , \quad A_o = \frac{2 . K_1 K_2 K_4}{1 + K_1 K_4}$$

$$B_2 = \frac{2(0.5 K_1 K_2 K_4 + 0.5 K_1 K_3 K_4 + K_1 K_4 + 0.5 K_3 - K_1 + 1)}{1 + K_1 K_4}$$

//..

//..

$$B_1 = \frac{2(0.5\ K_1\ K_2\ K_3\ K_4 + K_1\ K_2\ K_4 + K_1\ K_3\ K_4 - K_1\ K_2 + k_1 + K_3)}{1 + K_1\ K_4}$$

$$B_o = \frac{2(\ K_1\ K_2\ K_3\ K_4 + K_1\ K_4)}{1 + K_1\ K_4}$$

3.2. ESTUDIO DE LA ESTABILIDAD DEL SISTEMA

La estabilidad, físicamente hablando, es la condición por la cual los transitorios del sistema consecutivos a una variación de carga desaparecen conforme transcurre el tiempo. Matemáticamente esta condición se cumple cuando las raíces de la ecuación característica del sistema (denominador de la función de transferencia igualada a cero) son números reales negativos ó números complejos conjugados

Según esto, a partir de la función de transferencia del sistema es posible definir si el proceso de regulación es estable o no. Para esto se puede aplicar el criterio de Routh-Hurwitz a la ecuación característica del sistema:

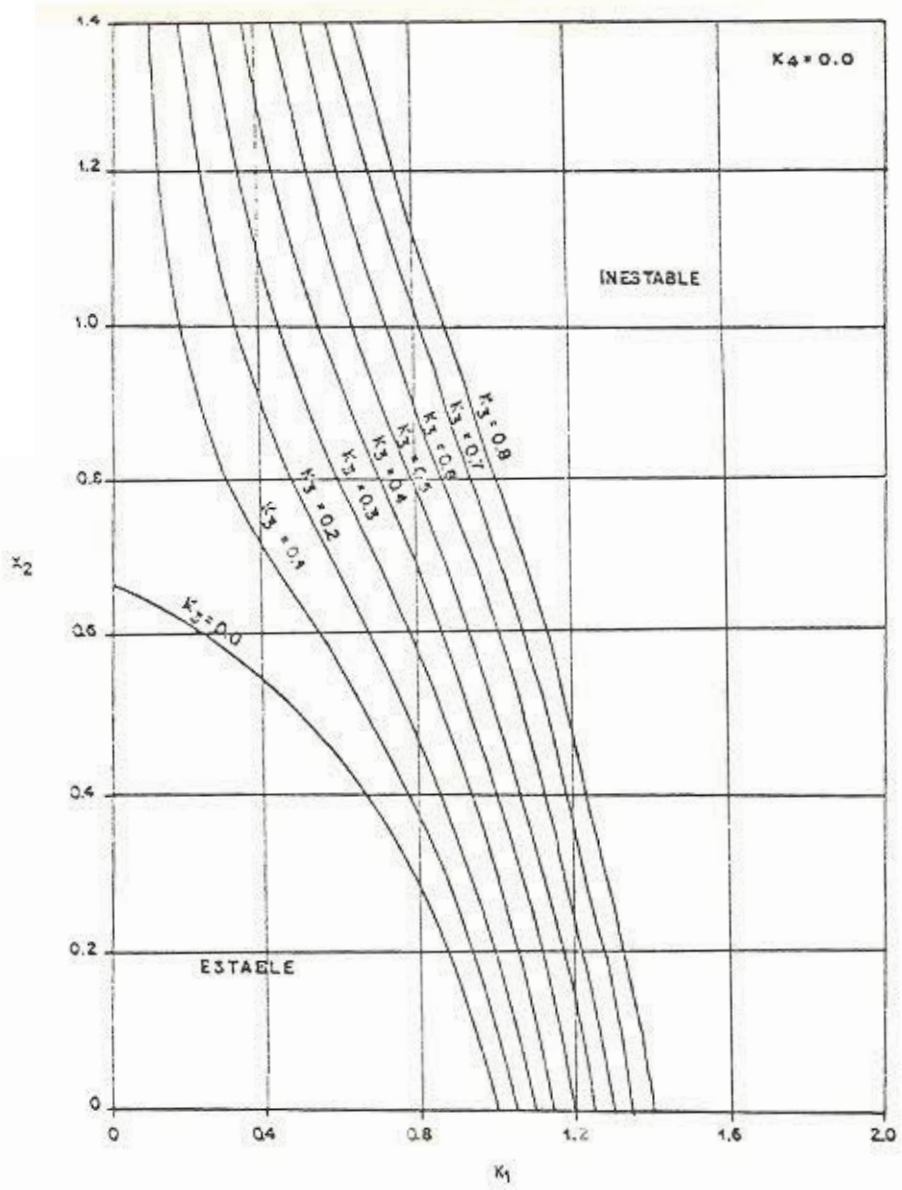
$$(s.\ T_w)^3 + B_2\ (s.\ T_w)^2 + B_1\ (s.\ T_w) + B_o = 0$$

Como resultado de este análisis, es posible definir curvas que permitan chequear la estabilidad del sistema, para diferentes valores de los parámetros K_1, K_2, K_3 y K_4. En las Figura 9 se muestran algunas de estas curvas en dónde se indica la zona de estabilidad.

Cabe mencionar que la forma típica del transitorio, dentro de la zona de estabilidad, varía de acuerdo a los valores de los parámetros K. A fin de ilustrar esto, se muestra en la Fig 10 la zona de estabilidad para $K_3 = K_4 = 0$ con la forma del transitorio para algunos valores de K_1 y K_2.

3.3. CURVAS DE AJUSTE DEL COMPORTAMIENTO DEL REGULADOR

De las innumerables formas típicas del transitorio de la velocidad que pueden obtenerse dentro de la zona de estabilidad, tal como se mostró en la Fig 10, se han escogido como referencia para determinar el ajuste del comportamiento del regulador, aquellas que algunos entendidos en el tema proponen como el más adecuado (óptimo). Estos transitorios



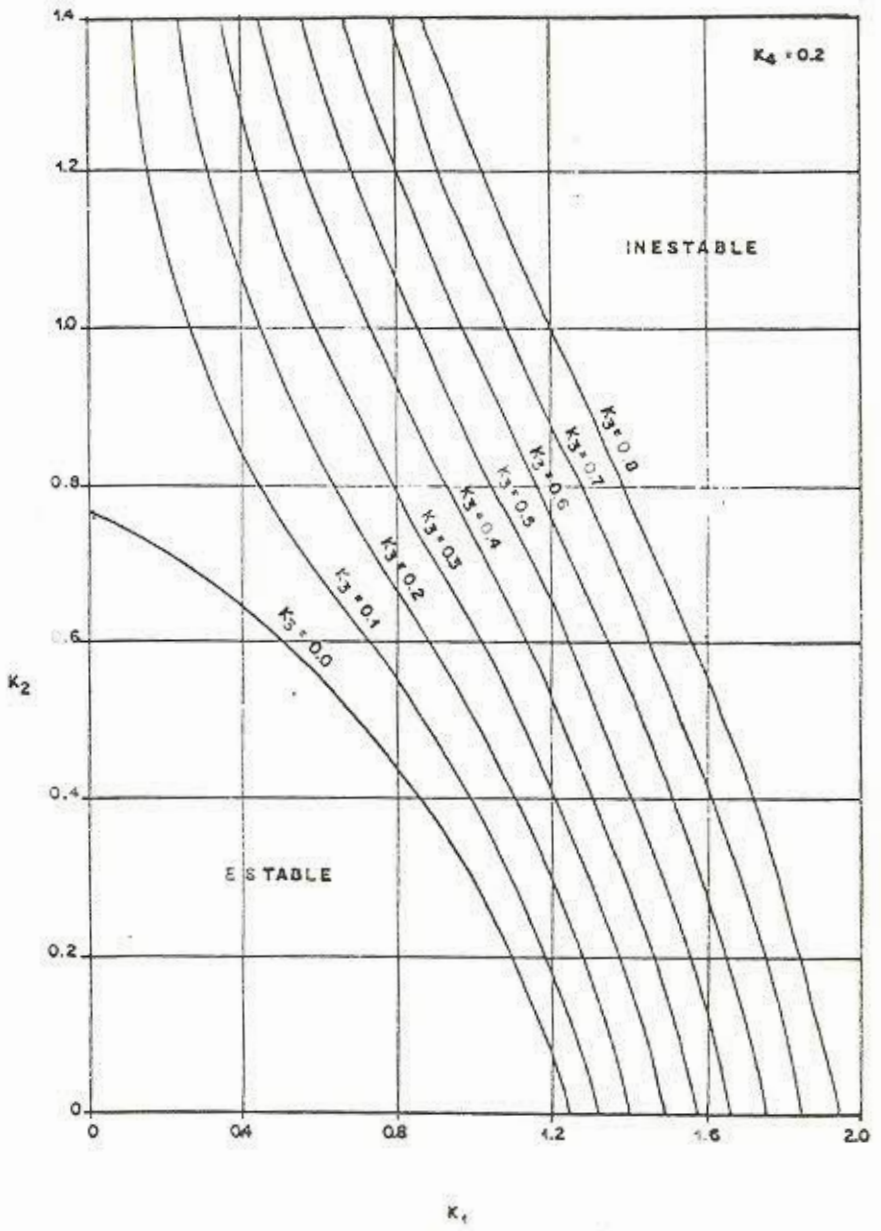


FIG. 9 .- CURVAS LIMITES DE LA ESTABILIDAD PARA LA REGULACION DE LA VELOCIDAD

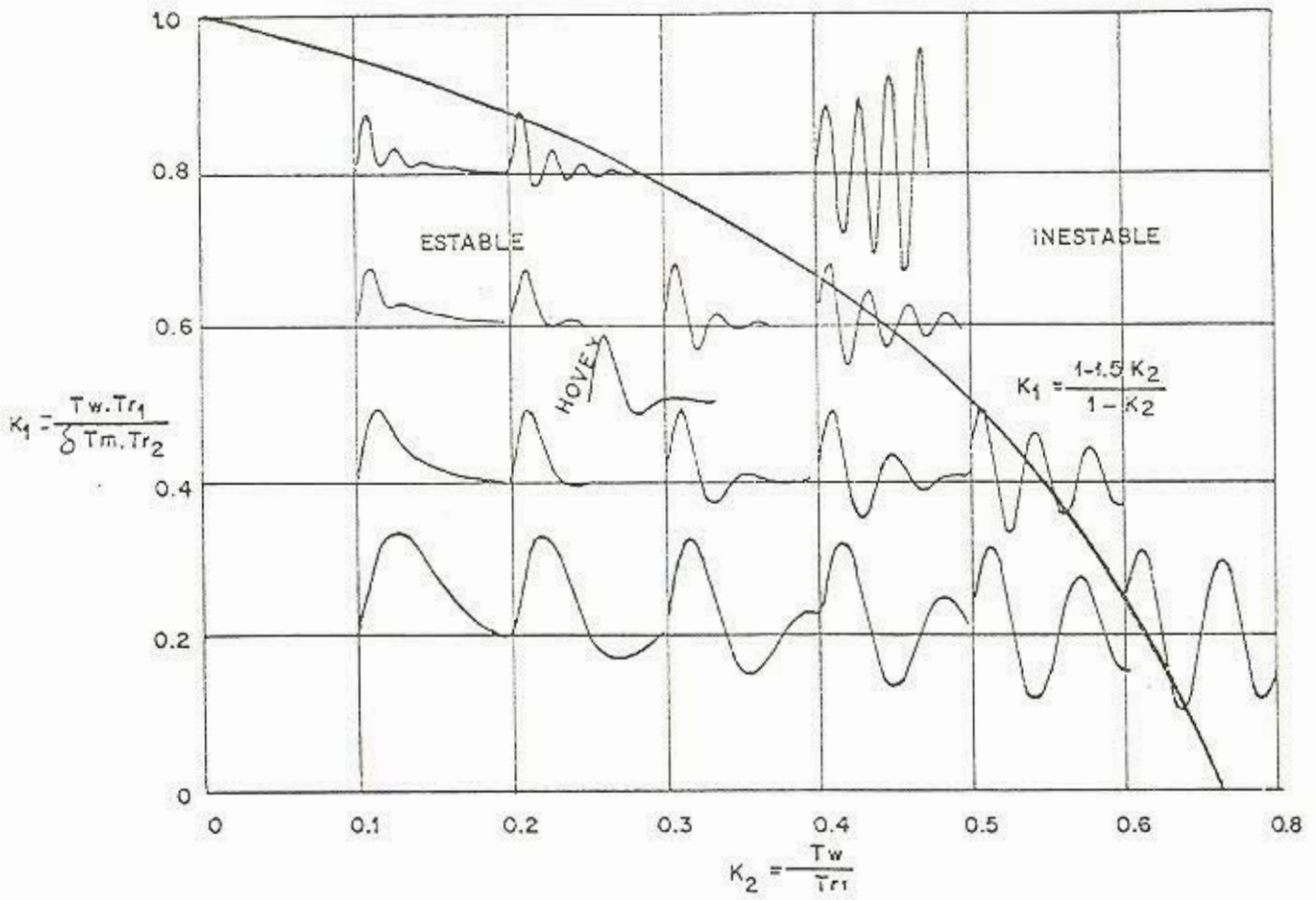


FIG. 10 .- LINEA LIMITE DE LA ESTABILIDAD CON VARIOS TRANSITORIOS DE LA VELOCIDAD PARA VALORES CORRESPONDIENTES DE K_1 Y K_2 ($K_3 = K_4 = 0$)

de referencia, se muestran en la Fig. 11 y son calculados para $K_3=K_4=0$

En la Tabla I, se indican las raíces características correspondientes obtenidas de la solución de la ecuación característica del sistema.

Para obtener las curvas de ajuste del regulador con las cuales podamos determinar los valores adecuados de sus parámetros, a fin de que el transitorio de la velocidad adopte una de las formas típicas mostradas en la Fig. 11, planteamos como forma general de las raíces características del sistema, la siguiente:

$$s_1 = -\lambda \quad , \quad s_2 = -\lambda\,(a+jb) \quad , \quad s_3 = -\lambda\,(a-jb)$$

En base a esto, podremos adoptar nuestra solución a cualquiera de las soluciones recomendadas de la Tabla I, identificando únicamente los valores de a y b, con las de las raíces características que se tomen de referencia.

La forma general de las raíces características presentada resulta en la siguiente ecuación característica:

$$s^3 + \lambda(2a+1)\,s^2 + \lambda^2(a^2+b^2+2a)\,s + \lambda^3(a^2+b^2) = 0$$

Identificando los coeficientes de esta ecuación con los correspondientes de la ecuación característica del sistema ya presentada y combinando adecuadamente las expresiones resultantes, obtenemos la siguiente ecuación de ajuste del comportamiento del regulador:

$$\left(\frac{2-2K_4-K_3K_4}{1+K_3K_4}\right)\cdot\left(\frac{a^2+b^2}{2}\right)\lambda^3 + (a^2+b^2+2a)\,\lambda^2 + (2a+1)\,\lambda - (2+3K_3) = 0$$

Esta ecuación puede ser resuelta para λ, para diferentes valores de K_3 y K_4, teniendo una selección previa de a y b, de acuerdo al ajuste escogido como referencia. Con el valor de λ es posible calcular los valores de K_1 y K_2, a partir de:

$$K_1 = \frac{1}{2\left[\frac{a^2+b^2}{2}\cdot\frac{K_4}{1+K_3K_4}\cdot\lambda^3 - (2a-1)\,\lambda + K_3 + 2\right]^{-1} - K_4}$$

y:

$$K_2 = \left(\frac{a^2+b^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{1+K_1\cdot K_4}{1+K_2\cdot K_4}\right)\cdot\frac{1}{K_1}\cdot\lambda^3$$

TABLA 1

VALORES RECOMENDADOS DE K_1 Y K_2 ($K_3 = K_4 = 0$)

AUTOR	K_1 K_2	$s^*_1 = -\lambda$ $s^*_2 = -\lambda (a + jb)$ $s^*_3 = -\lambda (a - jb)$
L. M. HOVEY	0.500 0.250	- 0.500 - 0.250 + j 0.661 - 0.250 - j 0.661
H.M. PAYNTER	0.500 0.200	- 0.349 - 0.325 + j 0.683 - 0.325 - j 0.683
D.H. BERRY	0.400 0.200	- 0.569 - 0.315 + j 0.426 - 0.315 - j 0.426
WOODMARD GOVERNOR COMPANY	0.393 0.168	- 0.404 - 0.404 + j 0.404 - 0.404 - j 0.404

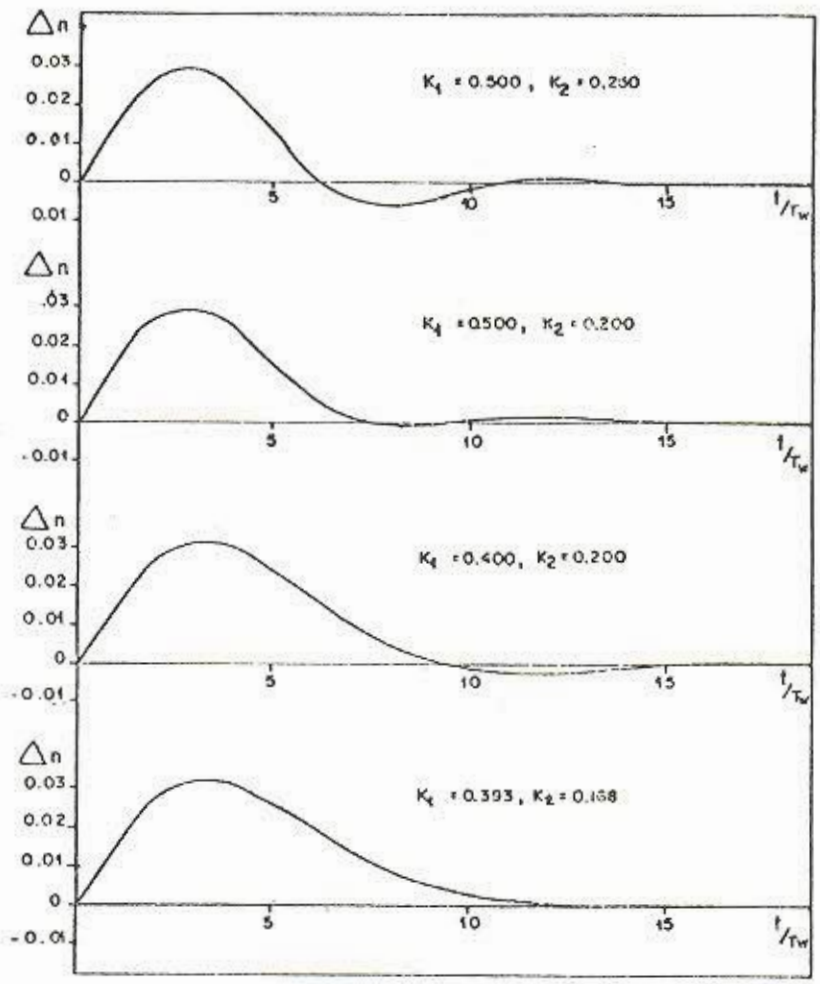


FIG. 11.- TRANSITORIOS DE LA VELOCIDAD TIPICAS ADOPTADAS COMO REFERENCIA PARA EL AJUSTE DEL REGULADOR

//..

En la Fig. 12, se muestran las curvas de ajuste que dan los valores de K_1 y K_2, en función de K_4, para algunos valores de K_3. Los valores de a y b han sido tomados de la Tabla I.

A fin de hacer notar la validez del criterio seguido para ajustar el comportamiento del regulador, se muestra en la Fig.13 el transitorio de la velocidad para diferentes valores de K_3 y K_4 (parámetros de entrada a las curvas de ajuste propuestas), obteniddas de las curvas de ajuste de la Fig. 12 y calculadas para el transitorio recomendado por D.H. Berry. Se puede observar en ellas que la forma típica del transitorio se mantiene.

3.4. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DEL REGULADOR

Para calcular los valores de los parámetros de funcionamiento del regulador se requieren conocer algunos datos de las características de operación de la central hidroeléctrica, donde irá instalado el regulador.

Estos son:

a) Datos de la instalación hidráulica:

- Caída neta, H_o (m)
- Caudal nominal, Q_o (m^3/seg)
- Características de la tubería forzada:
  - Material (Módulo de elasticidad, E_p (kg/m^2)).
  - Diámetro interior D_p (m)
  - Espesor t_p (m)
  - Longitud L_p (m)

b) Datos del grupo hidroeléctrico:

- Potencia nominal W_o (kW)
- Velocidad nominal N_o (rpm)
- Producto de inercia* PD^2_g ($Kg-m^2$)

* El producto de inercia del grupo y de la volante (si fuese requerida) se estima en el cálculo de la seguridad de la instalación.

//..

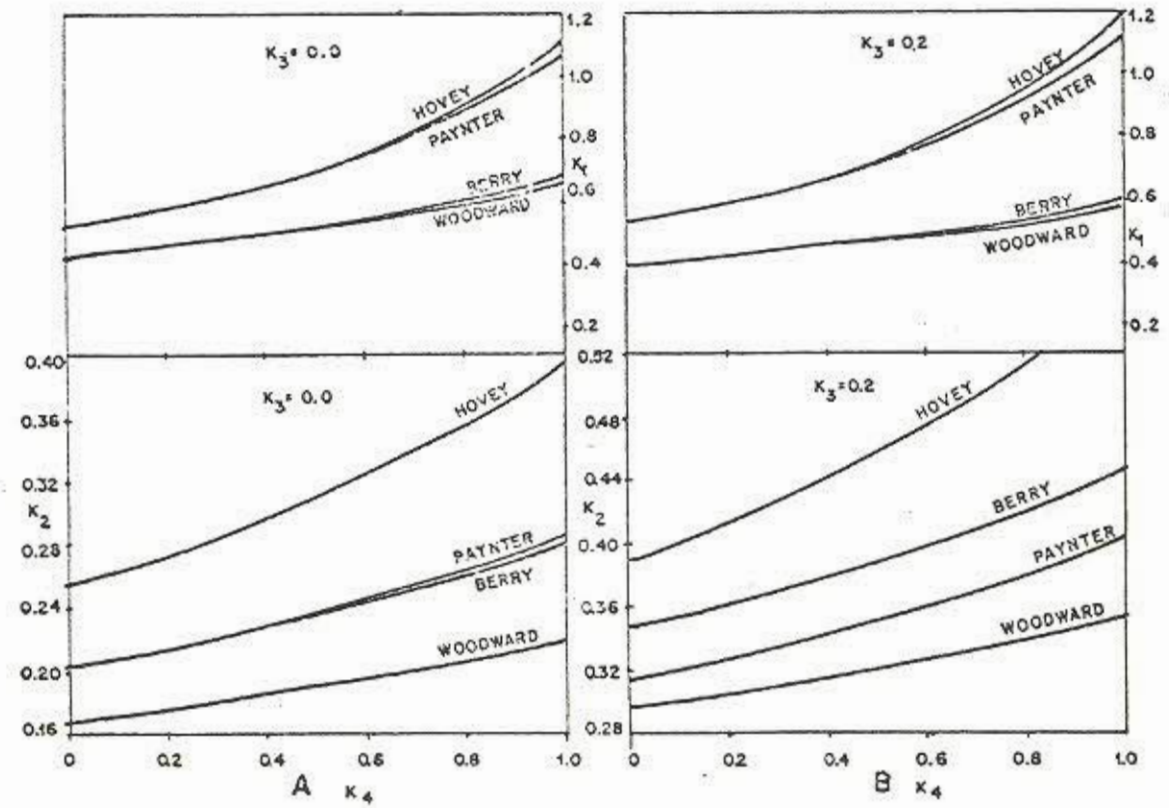


FIG. 12 CURVAS DE SELECCION DEL AJUSTE DEL REGULADOR. ESTAS CURVAS HAN SIDO CALCULADAS CONSIDERANDO LAS FORMAS TIPICAS DE LOS TRANSITORIOS RECOMENDADOS, PARA LOS PARAMETROS K DE LA TABLA I.

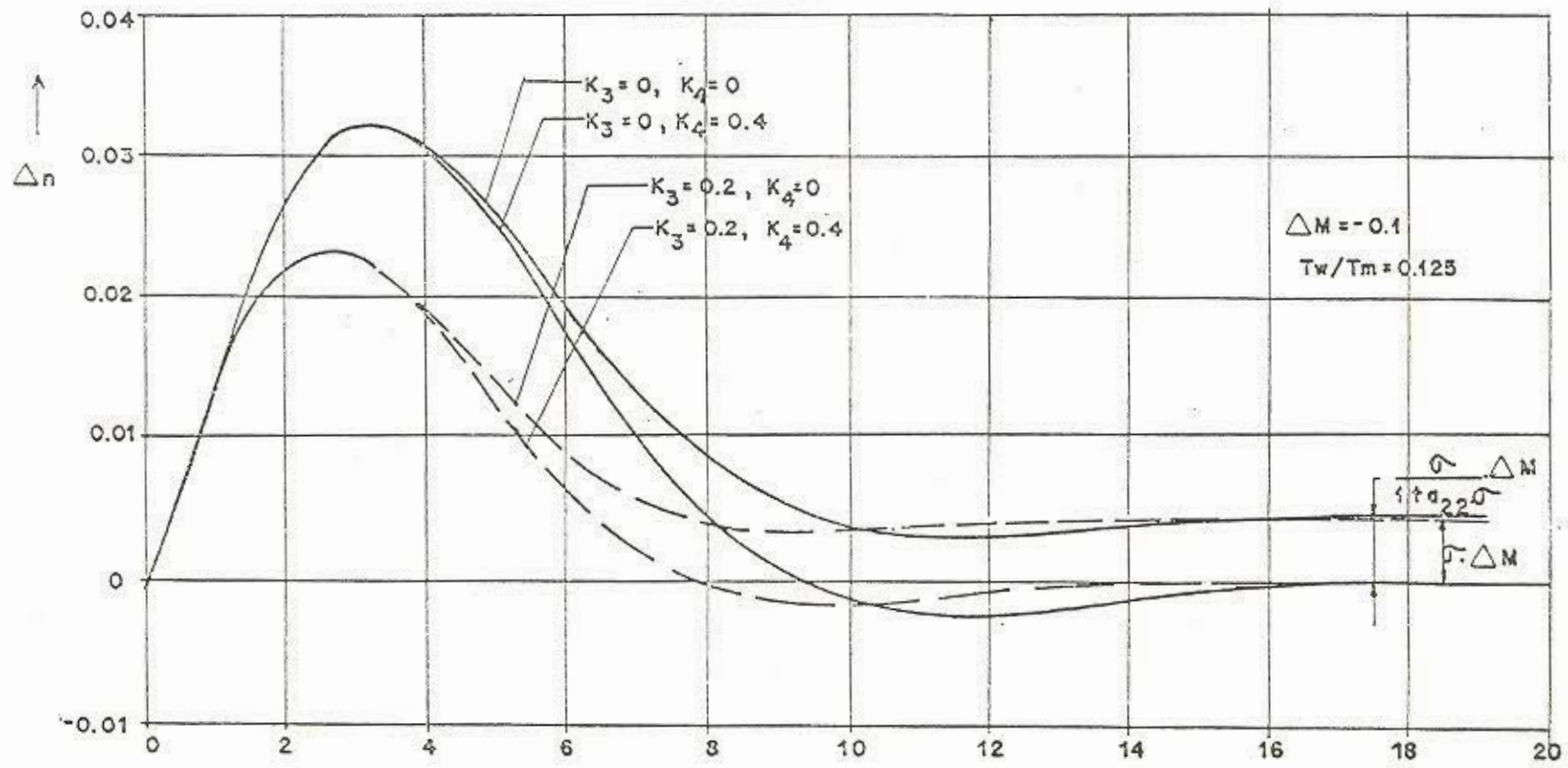


FIG. 13 TRANSITORIOS DE LA VELOCIDAD PARA ALGUNOS VALORES DE K_3 Y K_4, TOMANDO COMO REFERENCIA EL AJUSTE PROPUESTO POR D.H. BERRY.

//..

c) Otros:

- Tipo de carga.
- Producto de inercia de la volante PD^2_v $(Kg\text{-}m^2)$.

Con estos datos podremos determinar el valor de los parámetros del regulador en base a la siguiente metodología:

1. Determinación de los parámetros de cálculo iniciales:

Estos son:

- Constante de tiempo de la tubería forzada (T_{wp}):

$$T_{wp} = \frac{L_p \cdot V_{op}}{g \cdot H_o} \quad (seg)$$

$$V_{op} = \frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot D^2_p} \quad (m/seg)$$

Constante de tiempo del grupo (T_m) :

$$T_m = \frac{1}{37205} \cdot \frac{PD^2 \cdot N_o^2}{g \cdot W_o}$$

donde el factor PD^2 considera el correspondiente al grupo y a la volante.

- Estatismo permanente (σ): Este parámetro varía por lo general en el rango de 0 a 6%; y su consideración en el diseño permite aumentar la estabilidad de la regulación de la velocidad así como reducir los valores óptimos del estatismo temporal δ y de las constantes de tiempo del dashpot T_{r1} y T_{r2} (Ver curvas límites de la estabilidad, Fig. 9).

  Asímismo, este parámetro es importante cuando el regulador va a actuar con grupos conectados en paralelo.

- Coeficiente de autorregulación del sistema (a_{22}): Este parámetro es una combinación de los coeficientes de autorregulación de la turbina a'_{22} y de la carga a''_{22}.

  El valor del primero se obtiene de las curvas características de la turbina y el segundo, que depende de las características del generador y de la carga, puede obtenerse de datos reportados en la bibliografía.

  En la Tabla II se muestran algunos valores típicos de dichos parámetros.

TABLA II

ORDEN DE MAGNITUD DE COEFICIENTES DE AUTORREGULACION

	a''_{22}	a'_{22}	$a_{22} = a''_{22} - a'_{22}$
Turbina			
En general		aprox.-1	
Alta velocidad específica		aprox.-0.6	
Generador			
Carga de la red: motores solamente (torque constante)	0		+ 1
Carga resistiva con regulador de voltaje.	-1		0
Sin regulador de voltaje.	+1 a +4		

//..

2. Determinación de los parámetros para la selección de ajuste - del regulador. Estos son:

   - Parámetro K_3:

$$K_3 = \frac{a_{22} \cdot T_w}{T_m}$$

   - Parámetro K_4:

$$K_4 = \frac{\sigma \cdot T_m}{T_w}$$

3. Selección del ajuste inicial: En base a los parámetros K_3 y K_4, obtenemos los valores de K_1 y K_2, a partir de las curvas de ajuste calculadas (Fig. 12), seleccionando previamente un ajuste de referencia de la Tabla I. Tener presente que estos ajustes de referencia son tomados de recomendaciones dadas - por diversos autores, como los óptimos por lo que se puede seleccionar cualquiera de ellos para el diseño.

4. Determinación de los parámetros de funcionamiento del regulador. Con los valores obtenidos de los parámetros K_1 y K_2, se calculan los valores de los constantes de tiempo del dashpot T_{r1} y T_{r2} y del estatismo temporal (δ).

$$\delta \cdot T_{r2} = \frac{T_w^2}{K_1 \cdot K_2 \cdot T_m} \qquad T_{r1} = \frac{T_w}{K_2}$$

En la primera expresión se deberá asumir el valor de δ el - cual está por lo general en el rango: 0.2 a 1.

La forma típica del transitorio para el ajuste seleccionado - se podrá obtener de la solución en el tiempo de la función de transferencia del sistema.

//..

//..

3.5. CALCULO DE LA SEGURIDAD DE LA INSTALACION

El cálculo de la seguridad de la instalación consiste en definir el valor adecuado del tiempo de cierre total (T_s) del mecanismo de control de flujo de la turbina así como el factor PD^2 requerido del sistema (grupo más volante) a fin de garantizar que las máximas elevaciones de presión en la tubería (golpe de ariete) y de la velocidad del grupo - que siguen a la acción del regulador después de un desbalance total de carga (caso más desfavorable) queden dentro de los límites recomendados. Para su determinación se requieren conocer los datos de operación de la central hidroeléctrica, ya dados en el artículo anterior.
La metodología que se usará para su cálculo es la siguiente:

1. Determinación de parámetros iniciales de cálculo:

   - Velocidad de propagación de la onda de presión en la tubería (a): se usa la fórmula de Allievi:

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{E_p \cdot D_p}{E \cdot t_p}}} \quad (m/seg)$$

E es el módulo de elasticidad del agua, 2×10^8 Kg/m^2

   - Tiempo elástico (Te) : llamado también período de la tubería - forzada y representa el tiempo de duración de una ida y vuelta de la onda de presión a lo largo de la tubería, partiendo del - mecanismo de regulación de flujo de la turbina.

     Por lo tanto su expresión es:

$$T_e = \frac{2 L_p}{a}$$

   - Tiempo de cierre (T_s): para la selección de su valor pueden tomarse como referencia, los siguientes valores:

     T_s = 2 a 5 seg, caso de turbinas Francis y Michell Banki.

     T_s = 10 a 20 seg, caso de turbinas Pelton que cuentan con desviadores de chorro.

//..

- Cifra característica de la tubería (ρ): llamado también parámetro de Allievi,

$$\rho = \frac{T_w}{T_e}$$

- Tiempo relativo de cierre (θ): se denomina también constante de operación del mecanismo de control de flujo de la turbina,

$$\theta = \frac{T_s}{T_e}$$

2. Determinación del máximo aumento de presión en la tubería($\triangle h_m$): - En general, para las plantas hidroeléctricas es usual adoptar un tiempo de cierre T_s mayor que el tiempo elástico T_e, por lo que el fenómeno producido por el cierre del mecanismo de control de - flujo de la turbina puede clasificarse como un "golpe de ariete con cierre lento" ($\theta > 1$). Según esto, el aumento máximo de presión en la tubería puede calcularse a partir de la siguiente fórmula de - Allievi:

$$\triangle h_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho}{\theta} \cdot \left(\frac{\rho}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{\rho}{\theta}\right)^2 + 4}\right) \cdot K$$

donde: K, factor de compensación, tomado como 1.2.

La sobrepresión máxima calculada en base a esta fórmula no deberá sobrepasar del 40%.

En caso de tener una sobrepresión máxima mayor que el máximo recomendado, se podría aumentar el valor del tiempo de cierre o incorporar limitadores de presión a la central.

3. Estimación del PD^2 requerido y de la elevación máxima de la velocidad del grupo($\triangle n_m$) : Esta parte del cálculo se enfoca a determinar el valor requerido del factor de inercia del sistema (grupo más volante), para el tiempo de cierre definido a fin de satisfacer una elevación máxima de velocidad determinada.

Este cálculo puede hacerse a partir de la fórmula:

//..

$$PD^2_{req} = 730{,}320 \quad K_A \quad . \quad \frac{W_o \quad . \quad T_s}{N_o^2 \left[(\Delta n_m + 1)^2 - 1 \right]} \quad (Kg - m^2)$$

donde: K_A , factor que permite introducir el efecto del golpe de ariete (sobrepresión) en la sobrevelocidad del grupo. Su expresión, para las condiciones usuales de operación de una central hidroeléctrica ($\theta > 1$), es:

$$K_A = 0.5 + 0.75\left(\frac{\rho}{\theta}\right) - 0.125 \left(\frac{\rho}{\theta}\right)^2$$

Δn_m, sobrevelocidad máxima del grupo; generalmente en el rango: 0.25 a 0.35.

ANEXO I

MODELO MATEMATICO DEL REGULADOR DE VELOCIDAD

Las ecuaciones de los componentes del regulador serán planteadas considerando el diagrama de definición de variables de la Fig. A1. Las flechas indicadas en dicha figura muestran la secuencia de movimientos que se dá en los componentes del regulador cuando sucede un aumento de carga.

Ecuación del Taquímetro : La ecuación reducida de este elemento - después de despreciar efectos de inercia y de gravedad de algunas de sus partes, así como las fuerzas de fricción viscosa entre estas, resulta :

$$r = C_1 \quad \triangle w \quad - z - \frac{A_{v1}}{k_r} \cdot P_r$$

donde :

$C_1 = 2r_o, r_o$ es la compresión inicial del resorte del taquímetro;

A_{v1} , área del pistón de la válvula piloto;

k_r , constante del resorte del taquímetro;

P_r , presión de operación del circuito hidráulico de realimentación Es transitorio;

r, z , desplazamientos del resorte y del mango del taquímetro.

Ecuación del Sistema de Pre-amplificación (válvula piloto-servomotor de amplificación): La ecuación linealizada de este sistema alrededor de la condición normal de operación resulta :

$$\frac{d\triangle y_1}{dt} = C_2' \cdot r$$

con :

$$C_2' = \frac{C_{d_3}' \cdot \pi \cdot D_1}{V_1} \cdot \left(\frac{2.g}{\gamma} \cdot p \right)^{1/2}$$

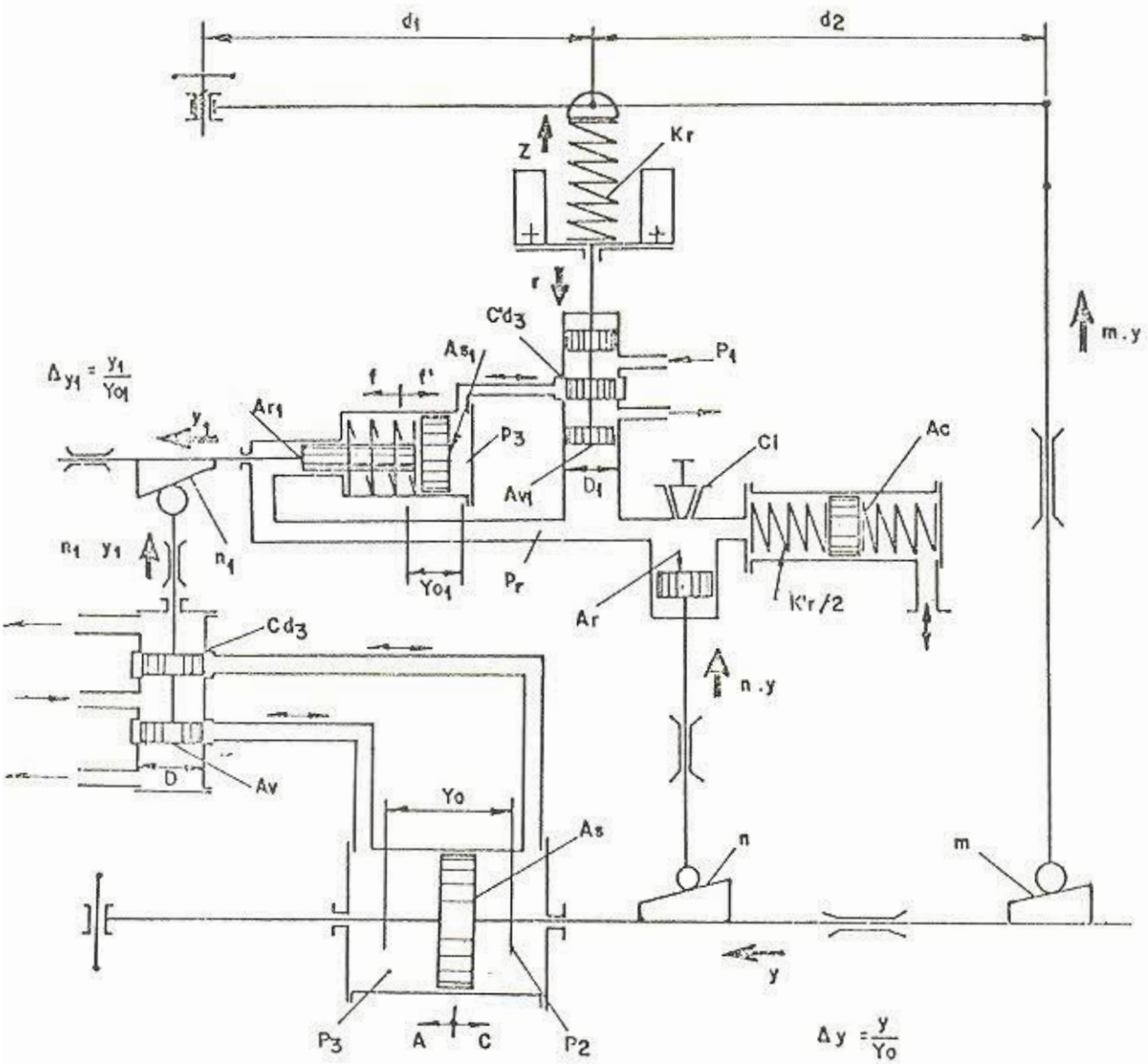


FIG. A1 .- DIAGRAMA DE DEFINICION
DE VARIABLES PARA EL MODELO MATEMATICO
DEL REGULADOR

donde:

C'_{d3} , coeficiente de estrangulamiento en el área de paso de la válvula piloto;

D_1 , diámetro del pistón de la válvula piloto;

V_1 , volumen de trabajo del servomotor de amplificación;

$$V_1 = A_{s1} \cdot Y_{o1}$$

A_{s1}, área de acción del aceite del pistón del servomotor

Y_{o1}, carrera del pistón del servomotor

γ , peso específico del aceite

p , presión en el circuito de aceite. Para la disposición tomada para la pre-amplificación, tiene por expresión :

$p = p_1 - p_{3o}$, movimiento en el sentido de f;

$p = p_{3o}$, movimiento en el sentido de f' ;

p_1, presión de operación de la bomba de aceite;

$p_{3o} = \frac{A_1}{V_1}$, A_1 es la capacidad de trabajo del servomotor de amplificación.

$\triangle Y_1$, variación relativa de la posición del vástago del servomotor de amplificación.

Ecuación del Sistema de Distribución y Fuerza (válvula distribuidora servomotor de fuerza) : Su ecuación linealizada resulta :

$$\frac{d\triangle y}{dt} = C_2 \cdot \triangle Y_1$$

con :

$$C_2 = \frac{C_{d3} \cdot \pi \cdot D}{V} \cdot n_1 \cdot Y_{o1} \cdot \left(\frac{g}{\gamma} \cdot p \right)^{1/2}$$

donde :

C_{d3} , coeficiente de estrangulamiento en el área de paso de la válvula distribuidora

D , diámetro del pistón de la válvula distribuidora

V , volumen de trabajo del servomotor de fuerza,

$$V = A_s \cdot Y_o$$

A_s , área de acción del aceite del pistón del servomotor

Y_o , carrera del pistón del servomotor

n_1 , pendiente del plano inclinado de la realimentación transitoria auxiliar . Puede ser también una relación de brazos de palanca.

p , presión en el circuito de aceite. Para la disposición tomada para el sistema de distribución y fuerza, tiene por expresión :

$$p = p_1 - \triangle p_o$$

con : $\triangle p_o = \frac{A}{V}$, A es la capacidad de trabajo del servomotor de fuerza.

$\triangle y$, variación relativa de la posición del vástago del servomotor de fuerza.

Ecuación del Sistema de Realimentación Temporal : Del análisis de fuerzas en el cilindro de compensación y del principio de continuidad de flujo del aceite en el circuito hidráulico de realimentación, obtenemos :

$$A_{r1} \cdot Y_{o1} \cdot \frac{d\triangle y_1}{dt} + A_r \cdot n \cdot Y_o \cdot \frac{d\triangle y}{dt} + A_{v1} \cdot \frac{dr}{dt} = \frac{Ac^2}{k'_r} \cdot \frac{d}{dt} p_r + C_i \cdot p_r$$

donde :

A_{r1}, A_r, área de los pistones de realimentación;

n , pendiente del plano inclinado de la realimentación transitoria. Puede ser también una relación de brazos de palanca;

A_c , área del pistón de compensación;

k'_r , constante del resorte de compensación;

C_i constante de la aguja restrictora. Tiene por expresión :

$$C_i = \frac{\pi . d . e^3}{12 \mu l}$$

d,e,l, dimensiones del restrictor;
μ , viscocidad del aceite

Ecuación del Sistema de Realimentación Permanente : Esta ecuación establece la relación entre los desplazamientos del resorte del taquímetro y del vástago del servomotor:

$$z = \frac{d_1}{d_1 + d_2} . m . Y_o . \Delta y$$

donde :

d_1, d_2, longitudes de brazos de la palanca de realimentación;

m, pendiente del plano inclinado de la realimentación permanente. También puede ser una relación de brazos de palanca.

Adicionalmente podemos plantear la ecuación que relaciona los desplazamientos relativos del vástago del servomotor de fuerza y del mecanismo de distribución de la turbina :

$$\Delta x = C_3 . \Delta y$$

donde :

C3 , constante. Para una relación lineal entre los desplazamientos relativos indicados se tiene : $C_3 = 1$

Considerando el flujo de señales en el regulador de velocidad durante su comportamiento transitorio, así como las ecuaciones planteadas, se puede construir el diagrama de bloques de la Fig. A2.

Este diagrama, empleando el álgebra de diagrama de bloques, puede simplificarse de acuerdo a lo mostrado en la Fig. A3. Las constantes indicadas en dicho diagrama, tienen por expresión :

$T_p = \frac{1}{C'_2}$, constante de tiempo del sistema de pre-amplificación

$T_g = \frac{1}{C_1 C_2 C_3}$, constante de tiempo del sistema de distribución y fuerza.

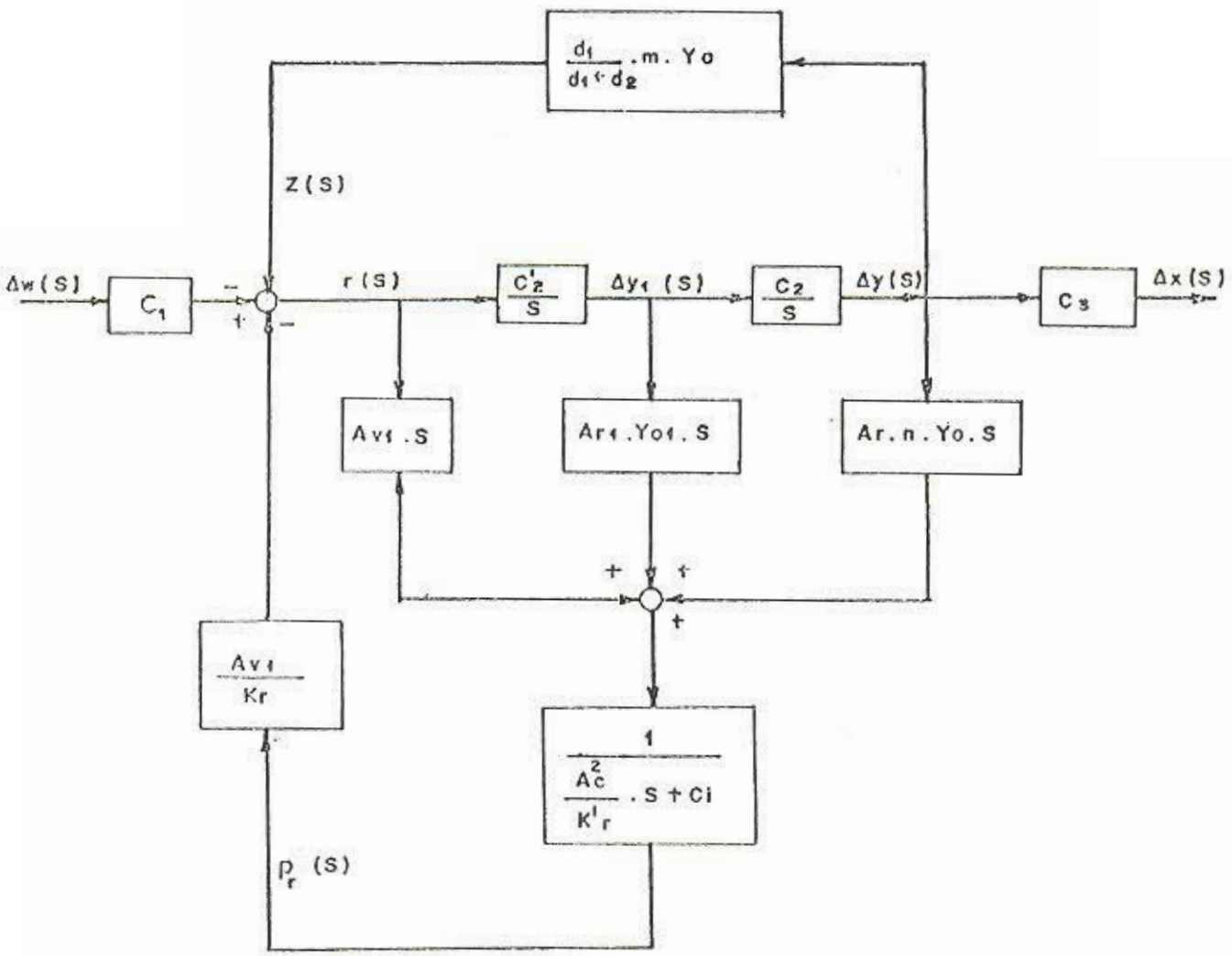

$\frac{d_1}{d_1+d_2}$. m . Yo
Z(S)
Δw(S)
C1
r(S)
$\frac{C'_2}{S}$
Δy1 (S)
$\frac{C_2}{S}$
Δy(S)
Cs
Δx(S)
Av1 . S
Ar1 . Yo1 . S
Ar . n . Yo . S
$\frac{Av_1}{Kr}$
$\frac{1}{\frac{A_c^2}{K'_r} . S + Ci}$
p_r (S)

FIG. A 2

$$T_{r1} = \frac{A_c^2}{k'_r \cdot C_i}$$, constante de tiempo 1 del dashpot;

$$T_{r2} = \frac{A_{v1}^2}{k_r \cdot C_i}$$, constante de tiempo 2 del dashpot;

$$\delta' = \frac{A_{r1} \cdot Y_{o1}}{A_{v1}}$$, estatismo temporal auxiliar;

$$\delta = \frac{A_r \cdot n \cdot Y_o}{A_{v1} \cdot C_1 \cdot C_3}$$, estatismo temporal;

$$\sigma = \frac{d_1 \cdot m \cdot Y_o}{(d_1+d_2) \cdot C_1 C_3}$$, estatismo permanente.

La reducción del diagrama de bloques de la Fig. A3, nos lleva a la siguiente función de transferencia :

$$\frac{\Delta x}{\Delta w} = - \frac{T_{r1} \cdot s + 1}{T_p T_g (T_{r1} + T_{r2}) \cdot s^3 + T_g (T_p + \delta' \cdot T_{r2}) s^2 + (\delta \cdot T_{r2} + \sigma \cdot T_{r1})}$$

El signo negativo colocado a la función indicada, interpreta el comportamiento físico del regulador: a un aumento de velocidad le corresponde un movimiento en el sentido de cierre del mecanismo de distribución de la turbina.

De la función de transferencia presentada se puede arribar a la siguiente ecuación en el tiempo :

$$T_p \cdot T_g (T_{r1} + T_{r2}) \frac{d^3 \Delta x}{dt^3} + T_g \cdot (T_p + \delta' \cdot T_{r2}) \cdot \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} +$$

$$(\delta \cdot T_{r2} + \sigma \cdot T_{r1}) \frac{d\Delta x}{dt} + \sigma \cdot \Delta x + T_{r1} \frac{d\Delta w}{dt} + \Delta w = 0$$

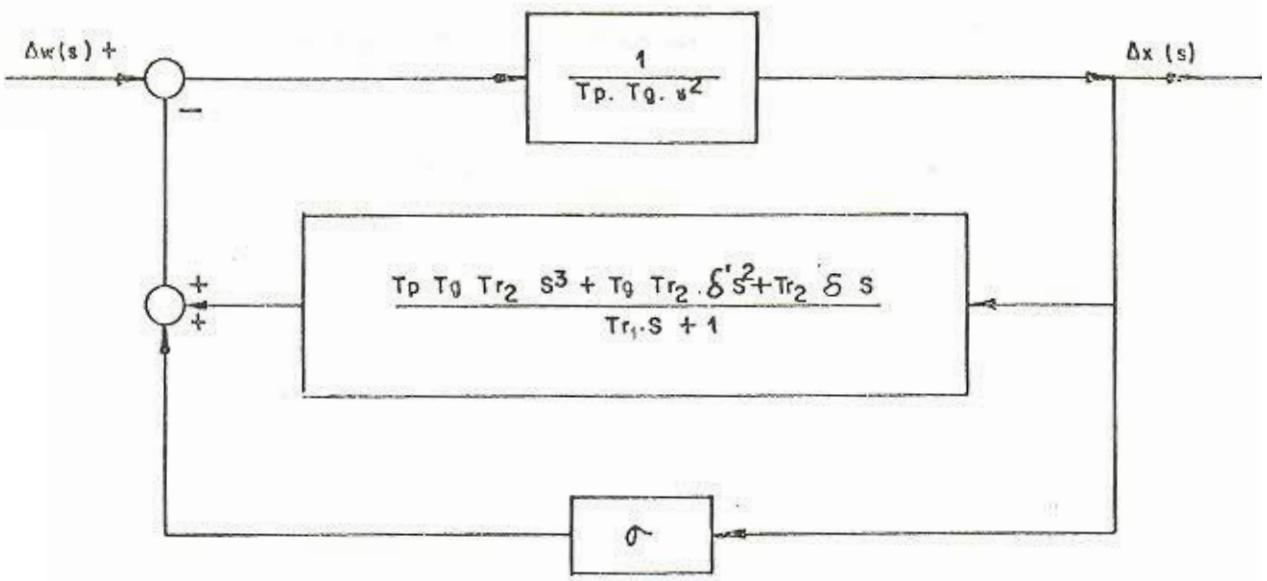


FIG. A3

C A P I T U L O IV

CALCULOS MECANICOS Y DISEÑO DE DETALLE DEL REGULADOR

En el presente capítulo, se presenta la metodología de Cálculo que permitirá definir las dimensiones principales de cada componente del Regulador.

Los cálculos a efectuarse se basan en :

- Valores de parámetros de comportamiento teórico definidos en el diseño funcional del Regulador.
- Criterios de resistencia y rígidez que permitan verificar si el material a usar en cada componente soportará los esfuerzos presentes en ella.
- Proporcionalidad de diseño, características constructivas de operación y montaje de cada componente.
- Valores experimentales de coeficientes, presentes en las ecuaciones a utilizar en la metodología, así como recomendaciones de casas fabricantes de Reguladores.

Estos cálculos, complementados con el diseño de detalle servirán para confeccionar los planos de fabricación del Regulador.
Los componentes del Regulador a considerarse en el diseño mecánico y que se muestran en el Esquema de la Fig. 14 son :

- Taquímetro
- Sistemas de pre-amplificación
  - Válvula piloto
  - Servomotor de amplificación
- Sistemas de distribución y fuerza
  - Válvula distribuidora
  - Servomotor de fuerza
- Sistemas de realimentación
  - Compensación temporal
  - Compensación permanente
- Bomba de engranajes
- Componentes complementarios
  - Resortes
  - Cilindros
  - Carcasa

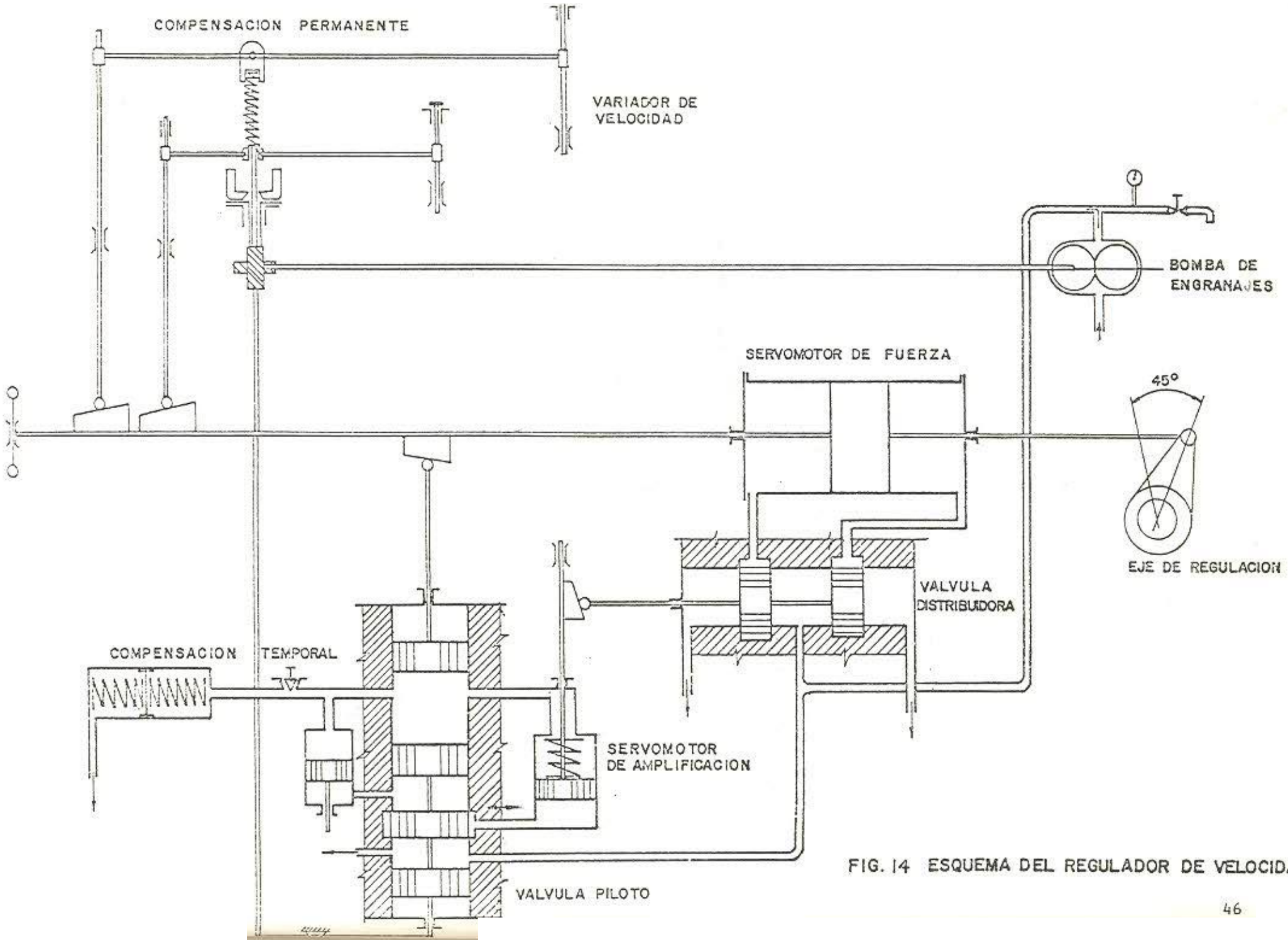


FIG. 14 ESQUEMA DEL REGULADOR DE VELOCIDAD

4.1. CALCULO DE TAQUIMETRO

El sensor de velocidad del regulador es un taquímetro tipo HARTNELL. La Fig. 15 muestra el detalle y las dimensiones a considerarse en el cálculo de este elemento.
Su cálculo parte de la ecuación que describe su comportamiento para una variación $\pm$ c % de la velocidad nominal de funcionamiento N_T .

Esta ecuación nos permitirá encontrar la relación entre la constante del resorte "k_r" y el peso del brazo del taquímetro "W_b" . Su expresión es:

$$k_r = \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{\Delta x} \left[4c + \frac{a \cdot \Delta x}{3 b r_o} \cdot (1+c^2) \right] \cdot \frac{W_b}{g} \cdot \Omega_T^2 \cdot r_o$$

donde :

k_r , varia entre 5 y 40 Kg/cm,

$a, b, r_o, \Delta x$, dimensiones que se definirán de acuerdo a la proporcionalidad del diseño (Ver Fig. 15),

W_b , se define de acuerdo a dimensiones y material de taquímetro,

$\Omega_T = \left(\frac{\pi}{30} \right) \cdot N_T$, velocidad de rotación del taquímetro;

N_T , RPM del taquímetro usualmente entre 800 y 1500 RPM para reguladores óleo -mecánicos,

c , por lo general 10%

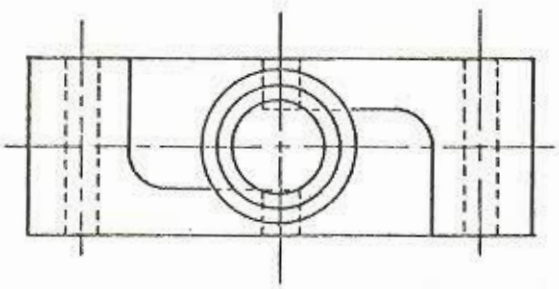
Curva característica del taquímetro

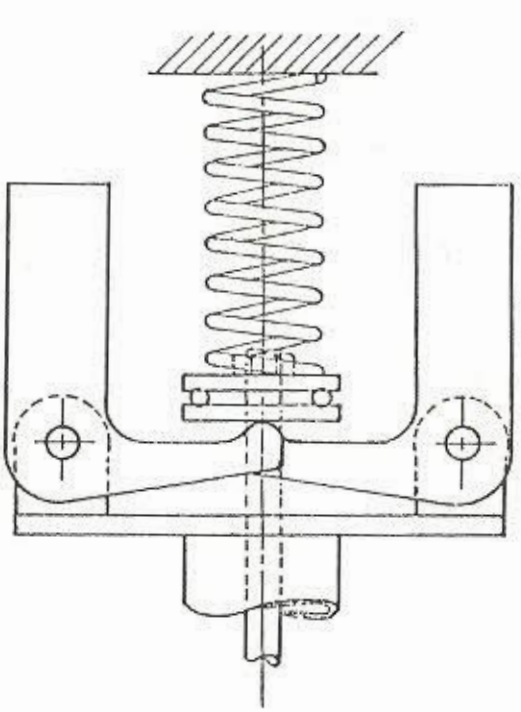
Definidas las dimensiones y características del taquímetro, es posible trazar su curva característica mostrada en la Fig. 16. Esto se hace a partir de la siguiente expresión :

$$F = F_o + 2 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \cdot k_r \cdot (r - r_o)$$

donde :

$2 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \cdot k_r$, pendiente de la curva característica





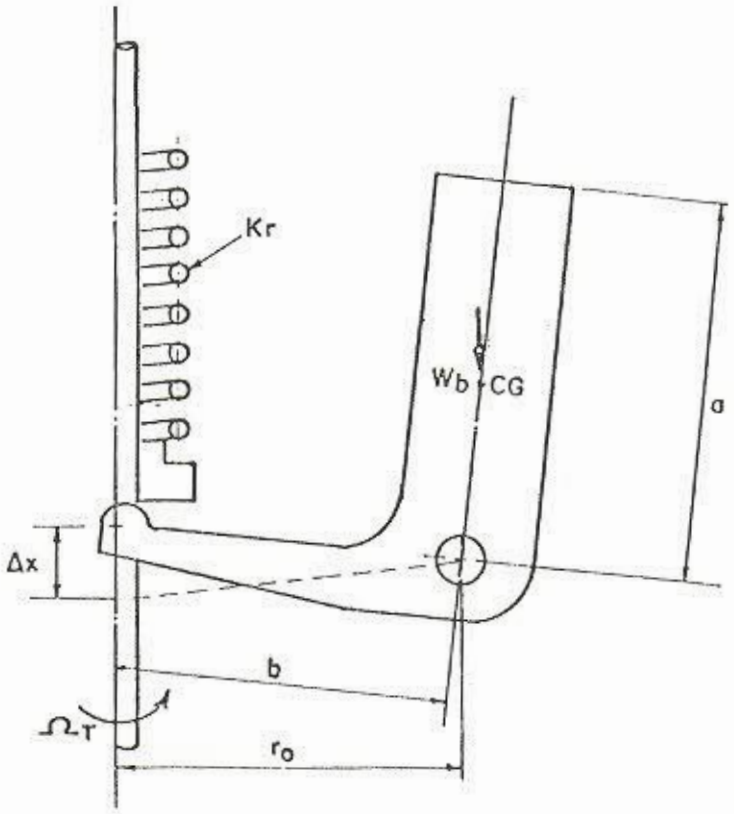


FIG. 15 TAQUIMETRO TIPO HARTNELL

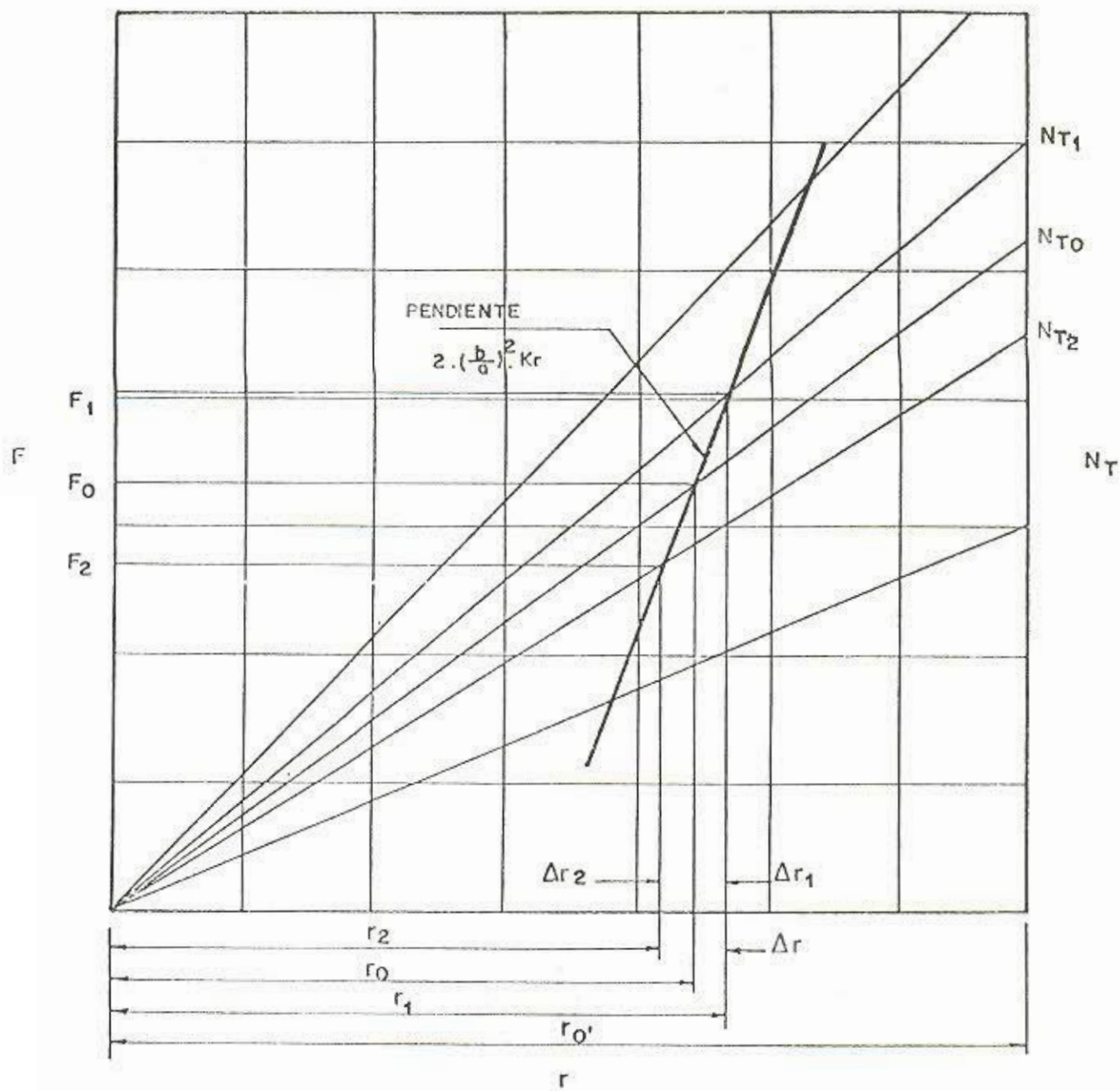


FIG. 16 CURVA CARACTERISTICA DEL TAQUIMETRO

Las curvas de las fuerzas centrífugas pueden ser trazadas a partir de :

$$F = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{W_b}{g} \cdot N_T^2 \cdot r$$

Asumiendo un radio constante r_o podemos plotear F vs N_T (Ver Fig. 16)

4.2. CALCULO DEL SISTEMA DE PRE- AMPLIFICACION

El cálculo está orientado a determinar los diámetros de la válvula piloto (D_1) y del cilindro del servomotor de amplificación (D_{s1}) respectivamente, (Ver Fig. 17).

Díametro de la válvula piloto (D_1)

Su cálculo, para las características funcionales ad ptadas para el regulador - del presente manual, parte de la constante de tiempo 2 del dashpot (T_{r2}) cuyo valor se define en el diseño funcional.
De la expresión matemática de T_{r2} se desprende la ecuación que permite calcular D_1 :

$$D_1 = 2\sqrt[4]{\frac{T_{r2} \cdot k_r \cdot c_i}{\pi^2}}$$

donde :

k_r , constante del resorte del taquímetro

$c_i = \frac{\pi d \cdot e^3}{12 \mu l}$, constante del restrictor de aceite (Ver Fig.18)

d,e,ℓ , se establece de acuerdo a la proporcionalidad del diseño .

μ, viscosidad del aceite. Para el diseño podemos considerar el - aceite MOBIL DTE HEAVY. En la tabla III, se muestra las características de este aceite. Cabe mencionar que también se pueden usar cualquiera de los aceites equivalentes que aparecen - en la tabla IV.

TABLA III

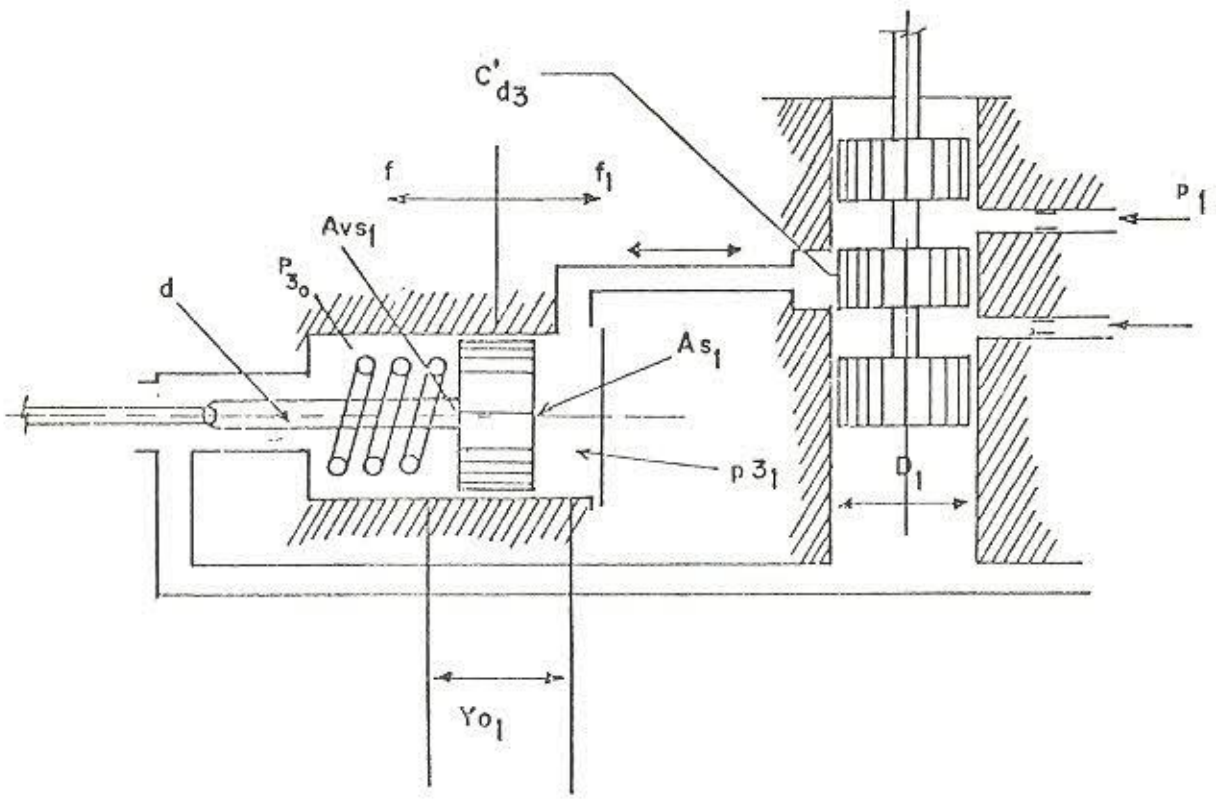
CARACTERISTICAS DEL ACEITE MOBIL DTE HEAVY

Temperatura de trabajo (°C) / Caracteristicas	40	50	60	70
γ (gr/cm^3)	0.866	0.859	0.853	0.847
$\nu \times 10^{-3}$ (Kg-seg/cm^2)	7.062	4.552	3.130	2.159

TABLA IV

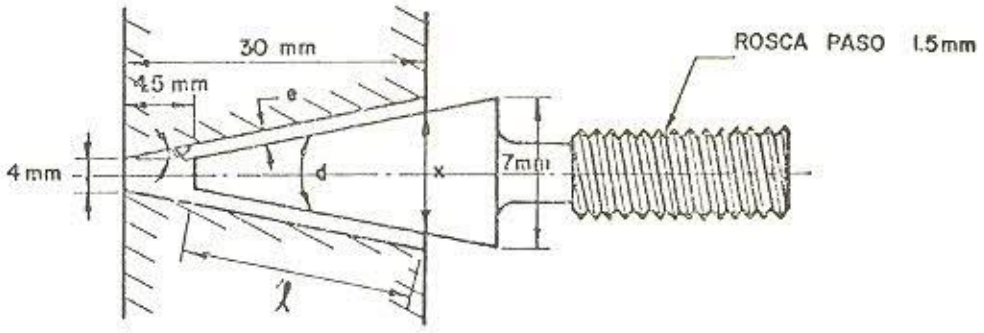
ACEITES EQUIVALENTES AL DTE HEAVY

FABRICANTES	ACEITE
SHELL	Turbo 33
TEXACO	Regal Oil C
PETROPERU	Turbinol 52
CASTROL	Perfecto T 68
ESSO	Teresso 52,55,y 56 Essomar 52
GULF	Harmony 5 3
R.P.M.	Oc Turbine , Oil 15
B.P.	Energol TH-100 HE , EM-100 Y CS-100
SINCLAIR	Duro Oil 300



SERVOMOTOR DE AMPLIFICACION + VALVULA PILOTO

FIG. 17 SISTEMA DE PRE-AMPLIFICACION



$$\ell = \frac{25.5}{\cos \alpha} \qquad e = \frac{4.5}{\operatorname{sen} \alpha}$$

$$X = 25.5 \operatorname{tg} \alpha \qquad d = \frac{4+7}{2}$$

Fig. 18 CARACTERISTICAS Y DIMENSIONES DEL RESTRICTOR Y POSICION DE DISEÑO DE LA VALVULA AGUJA

Servomotor de Amplificación

Podemos considerar su diseño a partir de la expresión :

$$V_1 = k_v \cdot \frac{A_1}{P_1}$$

donde :

V_1 , volúmen del servomotor de amplificación.

K_v , (1.25 ÷ 1.50), valor óptimo de $K_v = 1.5$

A_1 , capacidad de trabajo del servomotor. Su determinación deberá considerar la fuerza de reacción hidráulica que se genera sobre el pistón de la válvula distribuidora debido al flujo de aceite a través de sus pórticos que tiende a recentar la válvula. La magnitud de esta fuerza es una función del flujo a través de la válvula (desplazamiento) y de la caída de presión a través de ella. Su determinación se hace experimentalmente. Para el diseño podemos considerar para A_1 el rango de 0.5 a 1 Kg-m.

P_1 , presión de trabajo que usualmente varía en el rango de 10 a 35 (Kg/cm^2)

El diámetro del cilindro del servomotor de amplificación se calcula a partir de :

$$D_{s1} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (A_{s1} + A_{vs1})}$$

donde :

$A_{s1} = \frac{V_1}{Y_{01}}$, área útil de acción del aceite en el servomotor de amplificación

Y_{01} , carrera del pistón del servomotor de amplificación. Varía por lo general entre 4 y 8 mm.

A_{vs1}, es la sección del vástago de empuje del pistón del servomotor de amplificación y esta dado por :

$$A_{vs_1} = \frac{\pi d^2}{4}$$

donde :

d , diámetro del vástago del pistón del servomotor de amplificación calculado de acuerdo a los esfuerzos a que se encuentre sometido por acción del vástago de la válvula distribuidora principalmente.

Definidas las dimensiones principales de los elementos del sistema de pre-amplificación, es importante chequear el valor de la constante de tiempo de este sistema (T_p) , a fin de justificar la asunción hecha en la deducción del modelo simplificado del sistema de control (T_p despreciable). En general se buscará tener $Tp \leq 0.01$ seg.

La expresión de Tp es :

$$T_p = \frac{1}{C'_2}$$

con :

$$C'_2 = \frac{C'd_3 \cdot \pi \cdot D_1}{V_1} \cdot \left(\frac{2g \times p}{\gamma} \right)^{1/2}$$

donde :

$C'd_3$, coeficiente de estrangulamiento en el área de paso de la válvula piloto, se toma $Cd_3 = 0.55$.

γ , peso específico del aceite

p , presión en el circuito de aceite para la disposición de la Fig. 17. :

$p = p_1 - p_{30}$, movimiento en el sentido de f.

$p = p_{30}$, movimiento en el sentido de f'

En ambos casos : $P_{30} = \frac{A_1}{V_1}$

4.3. CALCULO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION Y FUERZA

Al igual que en el sistema de pre-amplificación, su cálculo está dirigido a determinar los diámetros de la válvula distribuidora " D " y del servomotor "Ds" respectivamente.

La metodología que se presenta a continuación tomará como referencia el esquema de la Fig. 19.

Diámetro de la Válvula Distribuidora " D"

Su cálculo puede hacerse a partir de la ecuación práctica :

$$D = K \cdot V$$

donde :

V , volumen del servomotor, a deteminarse más adelante

K , constante estimada a partir de la relación D/V de reguladores existentes.

Para la estimación de " K " se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones en relación al regulador del manual y al que se tome de referencia :

- El rango de presiones a usarse en el regulador
- La similitud en la disposición del conjunto válvula distribuidora - servomotor.
- Características del elemento de control de agua de la turbina sobre la - cual actúa el regulador.

El valor de " D" calculado podrá ser reajustado, teniendo en consideración las características propias del diseño.

Servomotor de Fuerza

El diámetro del pistón del servomotor de fuerza se calcula a través de la ecuación que define el volumen de trabajo del servomotor (V)

$$V = K_v \cdot \frac{A}{P}$$

donde :

$K_v = 1.25$, valor recomendado por la WOODWARD GOVERNOR COMPANY

p , presión en el circuito de aceite. Para la disposición tomada para el sistema de distribución y fuerza tiene por expresión :

$$p = p_1 - \Delta p_o$$

con :

$$\Delta p_o = \frac{A}{V}$$

A , capacidad de trabajo del servomotor, se determina en base a la relación

$$A = 1.1 \cdot f_{max} \cdot Y_o$$

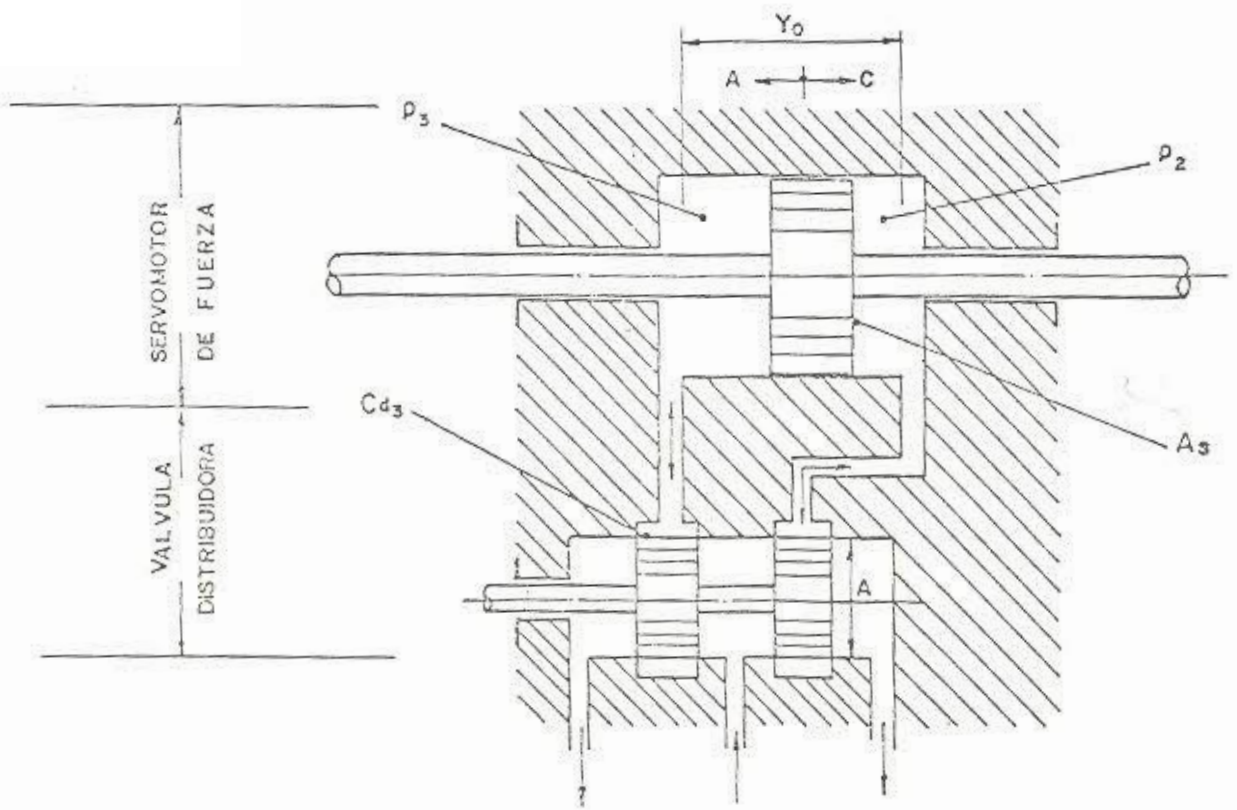


FIG. 19 SISTEMA DE DISTRIBUCION Y FUERZA

donde :

Fmax, Es la fuerza máxima requerida por el servomotor para el accionamiento del mecanismo de control de agua de la turbina. Esta fuerza se obtiene del diagrama compuesto, resultante de superponer el diagrama de fuerzas sobre el mecanismo de control de agua, el correspondiente al de la fuerza ejercida por el servomotor (Ver Fig. 20).

Y_o , carrera del servomotor, que depende de :

- El tamaño del regulador
- La magnitud del desplazamiento entre el cierre y abertura del dispositivo de control de agua de la turbina.
- De la relación de brazos de palanca del mecanismo que conecta el vastago del servomotor al dispositivo de control de agua de la turbina.

En el diseño del mecanismo de palancas, se buscará obtener una relación lo más lineal posible entre el desplazamiento del servomotor y del dispositivo de control de agua de la turbina.
El valor de Y_o se puede tomar entre 5 y 25 cm.

Definido el volumen V, se determina el diámetro del cilindro del servomotor - D_s , a partir de la relación

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(A_s + A_{vs} \right)}$$

donde :

A_s , es el área útil de acción del aceite en el servomotor, y está dado por :

$$A_s = \frac{V}{Y_o}$$

A_{vs} , Es la sección del vastago del pistón del servomotor y se determina por la relación

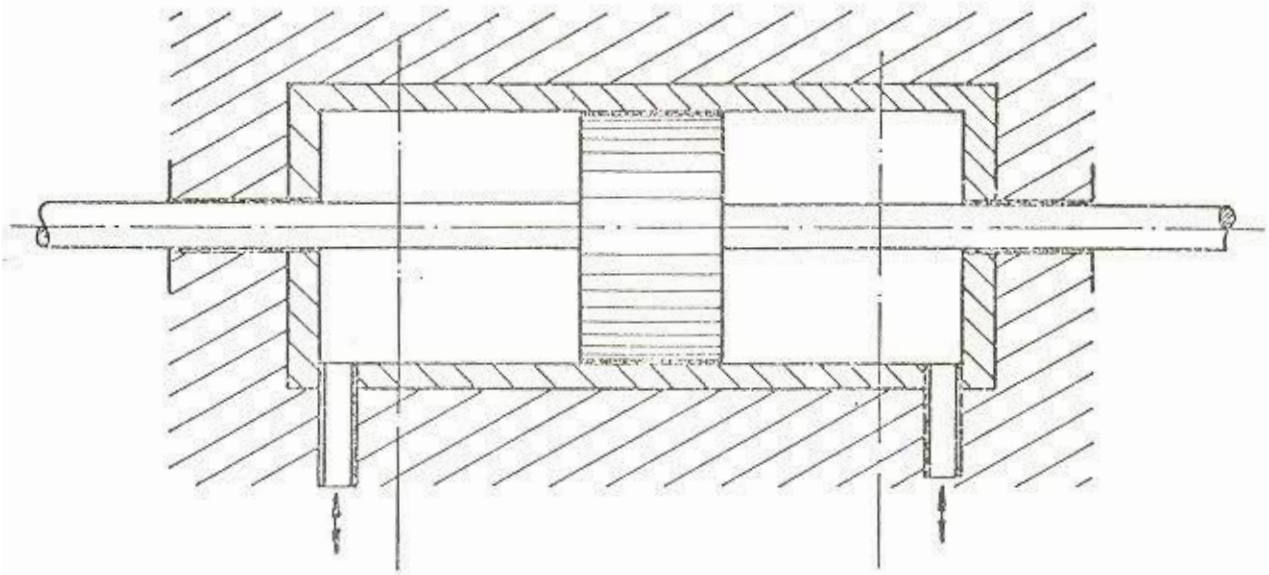
$$A_{vs} = \frac{1.2 \cdot Fmax}{\sigma_{vs}}$$

donde : σ_{vs} , Es el esfuerzo de trabajo del material del vastago y esta dado por :

$$\sigma_{vs} = \frac{S_o}{n}$$

S_o , Limite de elasticidad del material del vastago

n , coeficiente de seguridad, tomado entre 2 y 4.



$$A = 1.1 \; F_{max} \cdot Y_o$$

FIG. 20 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL VASTAGO DEL SERVOMOTOR

calculadas las dimensiones principales del sistema de distribución y fuerza, chequearemos su constante de tiempo "T_g" a fin de sustentar la afirmación - hecha en el capítulo correspondiente al diseño funcional del regulador, - en la que se asumió que el valor de"T_g" era despreciable con relación a las otras constantes. En general, se deberá buscar que $T_g \leq 0.01$ seg.

La expresión de T_g es :

$$T_g = \frac{1}{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}$$

donde :

C_1 , constante cuyo valor es el doble de la compresión inicial del resorte del taquímetro. Tiene por expresión :

$$C_1 = 2 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{W_b}{g} \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 N_T^{\,2} \cdot r_o$$

C_2 , está definida por :

$$C_2 = \frac{C_{d3} \cdot \pi \cdot D}{V} \cdot n_1 \cdot \gamma_{o1} \cdot \left(\frac{g}{\gamma} \cdot p\right)^{1/2}$$

donde :

C_{d3} , coeficiente de estrangulamiento en el área de paso de la válvula distribuidora; se toma :

$$C_{d3} = 0.55$$

n_1 , pendiente del plano inclinado de la realimentación - temporal auxiliar.

p , presión en el circuito de aceite. Para la disposición tomada para este sistema, tiene por expresión :

$$p = p_1 - \frac{A}{V}$$

C_3 : constante que relaciona los desplazamientos relativos del mecanismo de control de flujo de la turbina y del servomotor de fuerza . Para una relación lineal entre estos desplazamientos ,

$$C_3 = 1.0.$$

4.4. CALCULO DE LOS SISTEMAS DE REALIMENTACION

Su cálculo parte de ciertos parámetros que se definen en el diseño funcional del regulador, y que especificamente son el estatismo permanente (∇) y el estatismo temporal (δ) .

Sistema de Compensación Temporal

Las características de este sistema se definen a partir de las expresiones matemáticas de las constantes de tiempo 1 del dashpot " T_{r1} " y del estatismo temporal "δ" , cuyos valores se definieron en el modelo matemático del regulador de velocidad.

$$T_{r1} = \frac{A_c^2}{k'_r \cdot C_i} \quad ; \quad \delta = \frac{A_r \cdot n \cdot Y_o}{A_{v1} \cdot C_1 \cdot C_3}$$

donde :

A_c , Area del pistón de compensación

k'_r , constante del resorte de compensación, cuyo valor se puede estimar entre 2 y 4 Kg/cm.

A_r , área del pistón de realimentación

n , pendiente del plano inclinado del sistema de realimentación temporal.

De la expresión de " T_{r1} ", determinamos el diámetro del pistón de compensación utilizando la siguiente expresión.

$$D_c = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{T_{r1} \cdot K'_r \cdot C_i}{\pi^2}}$$

En la figura 21 se muestra el esquema del sistema de compensación temporal.

De la expresión relativa a "δ" determinamos la pendiente del plano inclinado n :

$$n = \frac{\delta \cdot A_{v1} \cdot C_1 \cdot C_3}{A_r \cdot Y_o}$$

donde :

δ , está en el rango de 0.2 a 1

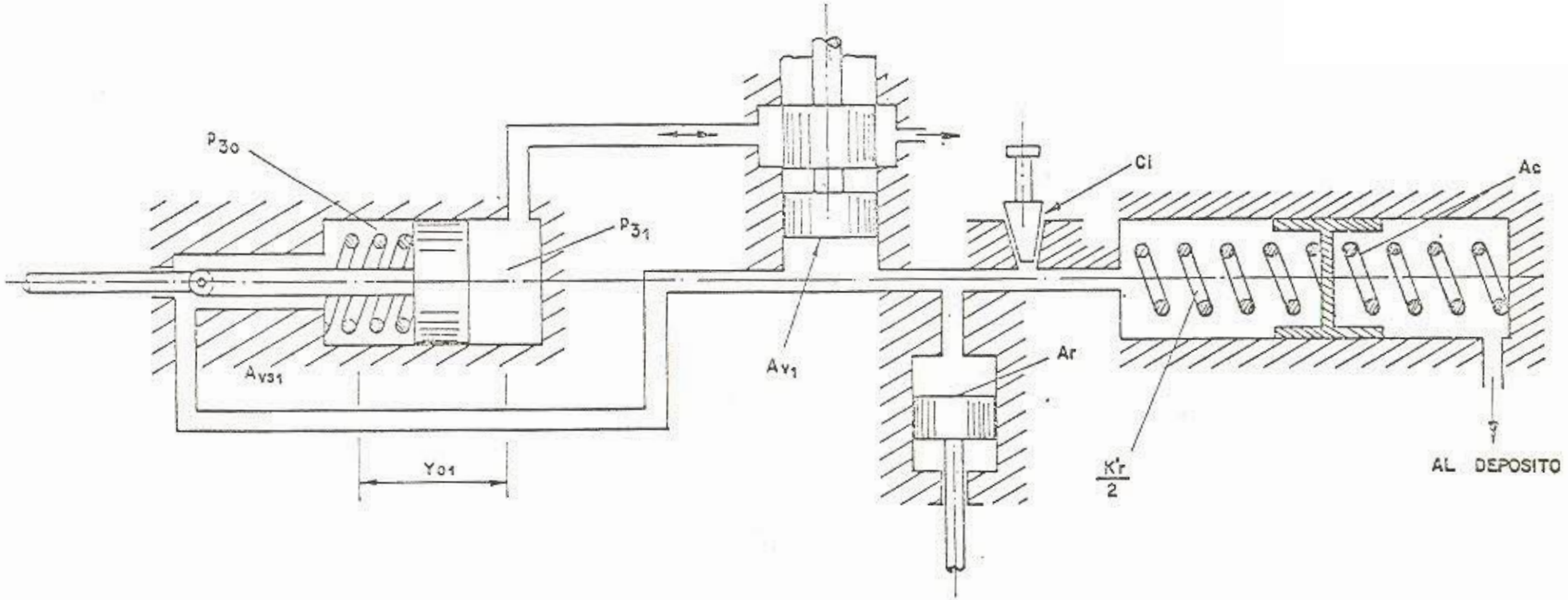


FIG. 21 SISTEMA DE REALIMENTACION TEMPORAL

El resto de magnitudes se definen en items anteriores del presente capítulo

Adicionalmente se debe determinar el área A_{r1}, que es el área del pistón de realimentación conectado al servomotor de amplificación. Para su cálculo podemos tomar la expresión del estatismo transitorio auxiliar "δ'" , a partir de la cual obtenemos :

$$A_{r1} = \frac{\delta' \cdot A_{v1}}{Y_{o1}}$$

Para "δ" , podemos considerar los valores recomendados para el estatismo temporal, "δ" .

Compensación Permanente

La realimentación permanente se logra actuando sobre la tensión del resorte del taquímetro desde el vastago del servomotor a través de un dispositivo mecánico ajustable, este dispositivo consiste en un plano inclinado de pendiente "m" regulable (Fib. 22).

El cálculo de este sistema se orienta a determinar la pendiente (m) requerida y se hace a partir de la expresión matemática del parámetro "σ". A partir de esta expresión obtenemos :

$$m = \frac{\sigma \cdot C_1 \cdot C_3}{Y_o} \cdot \frac{d_1 + d_2}{d_2}$$

Donde :

d_1 y d_2 , son brazos de palanca y se asumen considerando la proporcionalidad del diseño.

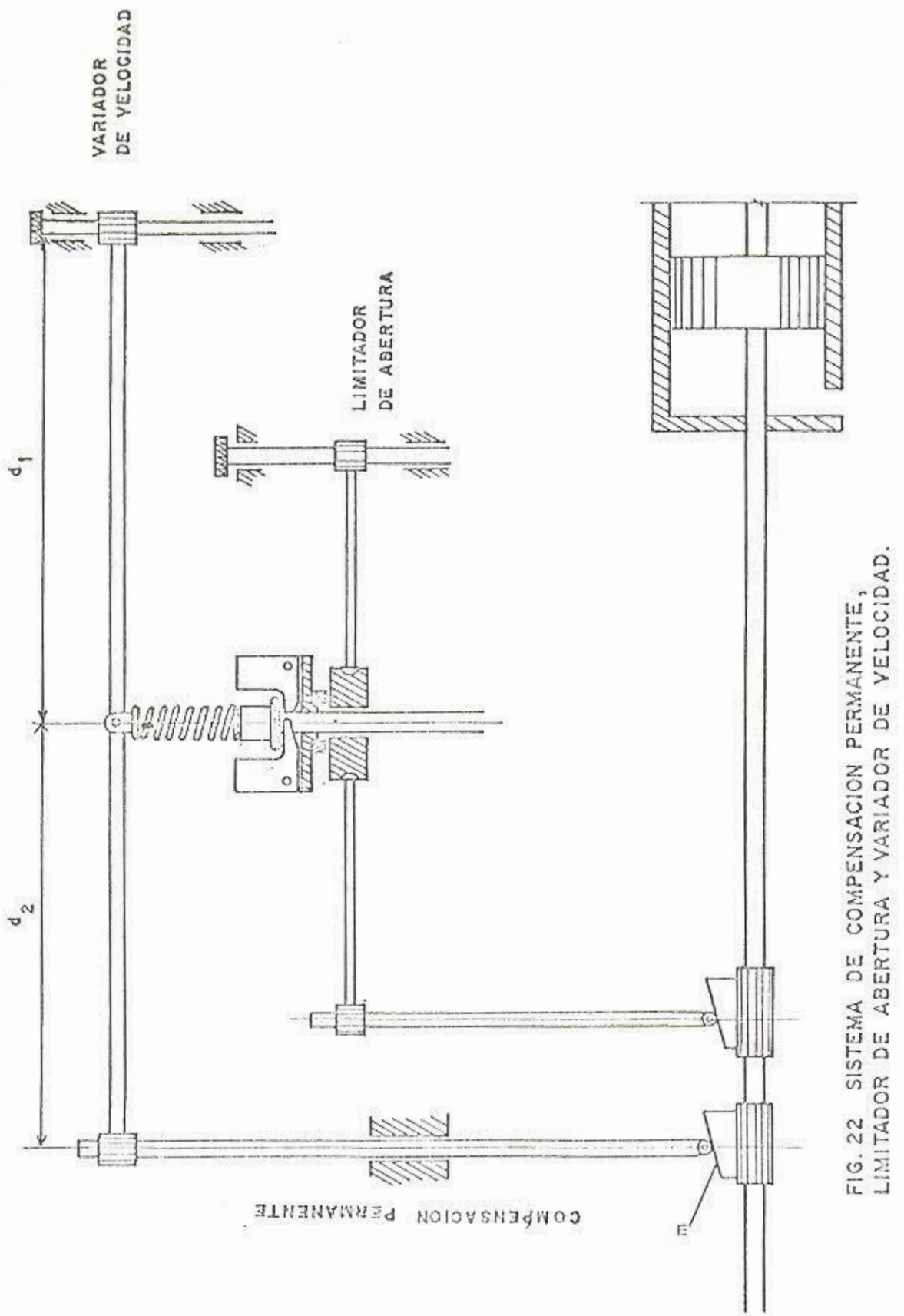


FIG. 22 SISTEMA DE COMPENSACION PERMANENTE, LIMITADOR DE ABERTURA Y VARIADOR DE VELOCIDAD.

//..

4.5. CALCULO DE LA BOMBA DE ENGRANAJES

La bomba de engranajes a calcularse será del tipo de dientes rectos tallados exteriormente y de piñones iguales (Fig 23).

Ancho de los engranajes

Se calculará a partir de la siguiente ecuación:

$$b = \frac{Q}{0.002 \cdot Z \cdot M^2 \cdot N_B \cdot \eta_{Vol}}$$

donde:

$$Q = K \frac{V}{T_s} \quad , \text{ caudal efectivo en lt/min}$$

K , Coeficiente que considera el exceso de aceite requerido por el servomotor para una carrera completa a fin de compensar posibles fugas.

T_S , Tiempo de cierre en seg. del mecanismo de distribución de la turbina.

V , Volúmen requerido por el servomotor en lt.

Z , Número de dientes.

M , Módulo del engranaje en cm.

N_B , Velocidad de rotación de la bomba en RPM.

η_{Vol} Eficiencia volumétrica

Recomendaciones:

$K = 1.5$ ó más

$T_S = (3 \div 15)$ seg

$Z = (10 \div 20)$ dientes, $Z_{optimo} = (12 \div 16)$ dientes

$\eta_{Vol} = (0.75 \div 0.90)$

//..

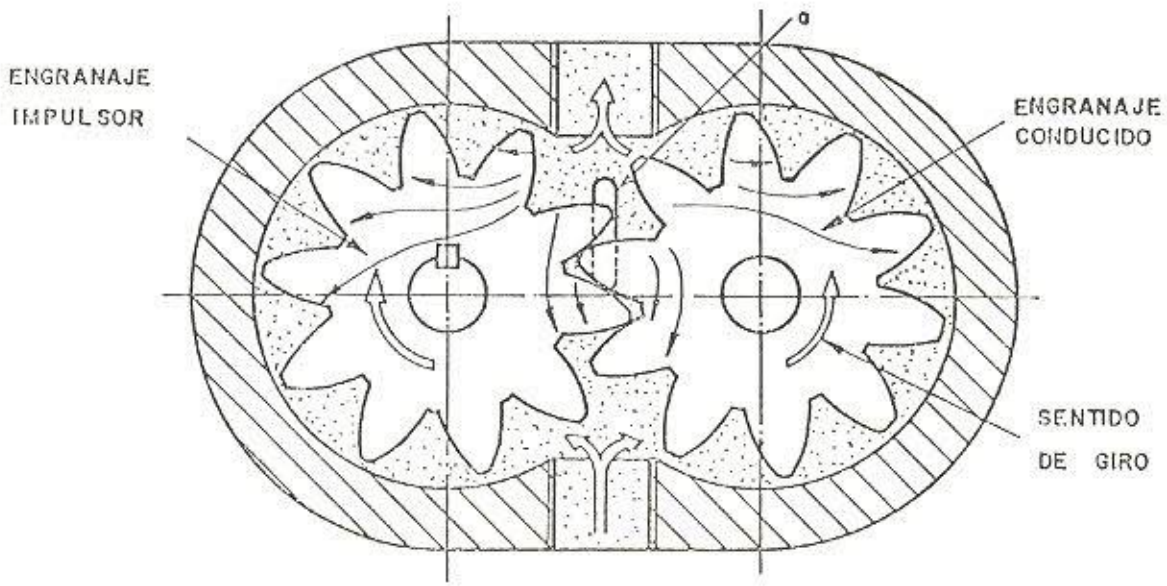


FIG. 23 BOMBA DE ENGRANAJES DE PIÑONES IGUALES, DENTADO RECTO Y EXTERIOR

//..

Dimensiones adicionales de los engranajes

Diámetro de Paso : $d_p = Z.\ M$ (cm)

Angulo de Presión : $\emptyset = 20°$ ó $25°$

Diámetro Exterior : $d_e = d_p + 2.M$ (cm)

Diámetro Interior : $d_i = d_p - 2.5\ M$ (cm)

Cálculo de los engranajes

A fin de seleccionar el material a usar en los engranajes, determinará los requerimientos mínimos de esfuerzos por resistencia y por fatiga superficial, adoptando para ello el método propuesto por el AGMA. Para aplicar esta metodología se requiere conocer:

·La Fuerza tangencial F_t actuante sobre los engranajes, expresada por

$$F_t = 145{,}200\frac{P}{d_p \cdot N_B}$$

donde:

d_p , diámetro de paso del engranaje en cm.

N_B , velocidad de rotación de la bomba en RPM.

P ,La Potencia absorbida por la bomba trasmitida de engranaje a otro, expresada por

$$P = \frac{Q.\Delta p}{456\eta}$$

donde:

Q , caudal efectivo (lt./min)

Δp , elevación de presión del aceite en Kg/cm^2

η , rendimiento total (aproximadamente 0.7)

Cálculo por resistencia

El esfuerzo admisible mínimo (S_{at_m}) calculado en la raíz del diente esta dado por la siguiente expresión.

//..

//..

$$S_{at_m} = \frac{F_t}{M.\ b} \cdot K \quad (Kg/cm^2)$$

con:

$$K = \frac{K_o}{K_v} \cdot \frac{K_s\ K_m}{J} \cdot \frac{K_T\ K_R}{K_L}$$

donde:

K_o , factor de sobre carga.

K_v , factor dinámico.

K_s , factor de tamaño

K_m , factor de distribución de carga.

J , factor geométrico.

K_T , factor de temperatura.

K_R , factor de seguridad.

K_L , factor de vida.

Para las condiciones de operación de la bomba en el regulador:

K_o , se determina de las Tablas V y VI. Considerando como fuente de poder la turbina hidraulica y como carga la bomba de engranajes con marcha uniforme.

K_v , Se puede evaluar utilizando las curvas de la Fig 24.

K_s , Factor que para engranajes de acero adecuadamente seleccionados y en tratamiento térmico correcto toma el valor de $K_s = 1.0$

K_m , Se obtiene de la Tabla VII, teniendo en cuenta la condición del soporte y el ancho del diente del engranaje.

//..

T A B L A V

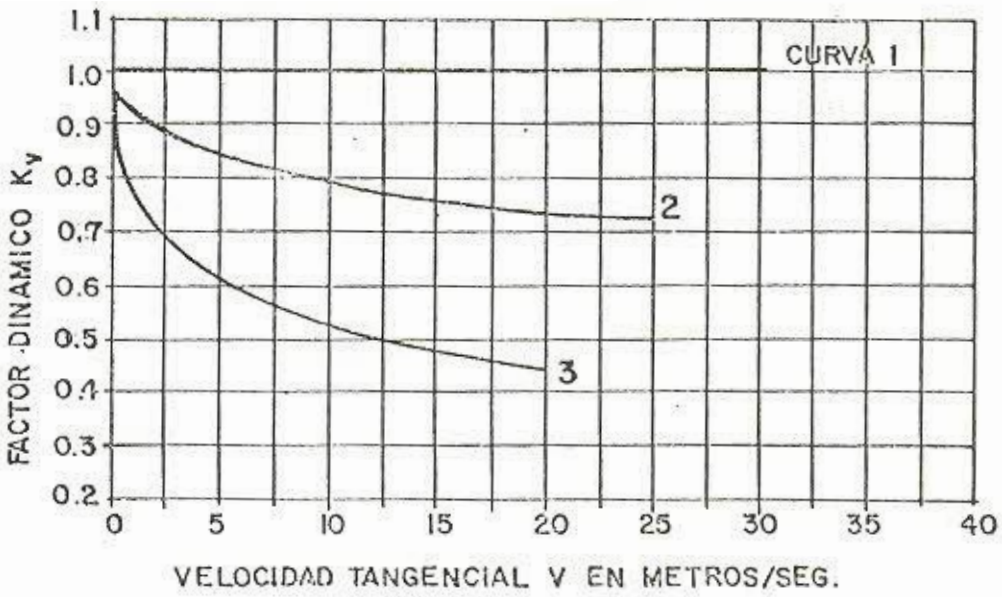
EJEMPLOS TIPICOS DE LAS CARACTERISTICAS DE LAS MAQUINAS

FUENTE DE PODER	
Uniforme	Motor eléctrico, turbina
Choques pequeños	Motores de combustión interna multicilíndricas.
Choques medianos	Motor de combustión interna de un cilindro.
CARGAS EN LAS MAQUINAS MOVIDAS:	
Uniforme	Ventiladores centrífugos, agitadores de líquidos, transportadores de fajas con alimentación uniforme.
Choques moderados	Sopladoras lobulares, agitador de líquido-sólido, transportador de faja con alimentación variable.
Choques fuertes	Chancadoras de minerales, compresor de un solo cilindro, transportadores reciprocantes.

T A B L A VI

FACTORES DE SOBRECARGA K_o , C_o

FUENTE DE PODER	CARGA EN LA MAQUINA MOVIDA		
	UNIFORME	CHOQUE MODERADO	CHOQUE FUERTE
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choques pequeños	1.25	1.50	2.00
Choques medianos	1.50	1.75	2.25



Curva 1 : Para engranajes de alta precisión afeitados o rectificados sometidos a cargas dinámicas pequeñas.

Curva 2 : Para engranajes de alta precisión afeitados o rectificados, sometidos a cargas dinámicas.

Curva 3 : Para engranajes acabados con fresa madre o cepillados.

Velocidad Tangencial. $V_t = \frac{\pi d_p \cdot N_B}{6000}$ m/seg

Donde:

d_p , diámetro de paso del engranaje en cms.

N_B , rpm de la bomba.

Figura 24 FACTOR DINAMICO K_V

T A B L A VII

FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA K_m , C_m

CONDICION DEL SOPORTE	ANCHO DEL DIENTE EN mm			
	≤50	150	230	≥400
Montaje cuidadoso, juego pequeño de cojinetes, deflexión elástica mínima, engranajes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Montaje menos rígido, engranajes menos preciso, 100 u de contacto.	1.6	1.7	1.8	2.0
Montaje y precisión tal que no - produzca contacto completo del diente.	más de 2.0			

J, Se puede evaluar utilizando las Figuras (25) y (26) complementadas con la Figura (27). Se supone que los factores teoricos de concentración de es fuerzos no son afectados mayormente por el grado de acabado superficial, plasticidad, esfuerzos residuales y por otros factores.

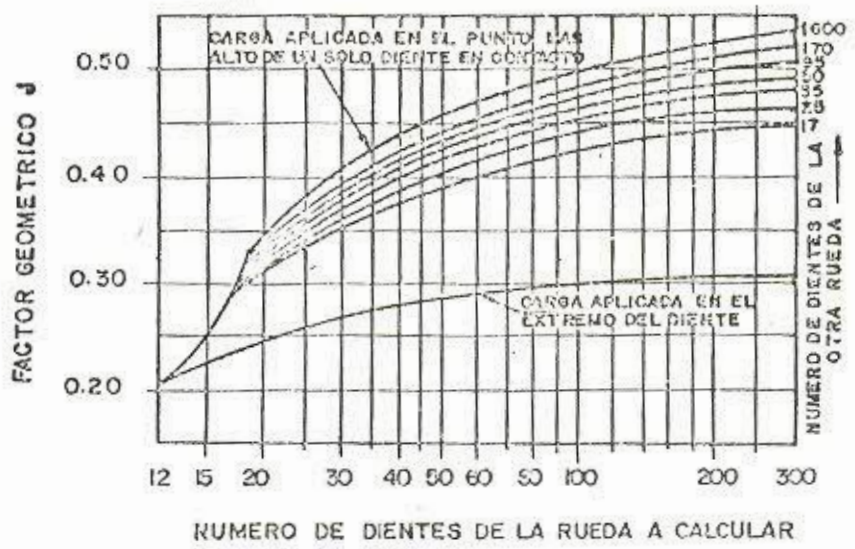


FIG. 25 FACTORES GEOMETRICOS, ENGRANAJES RECTOS, 20° ANGULO DE PRESION

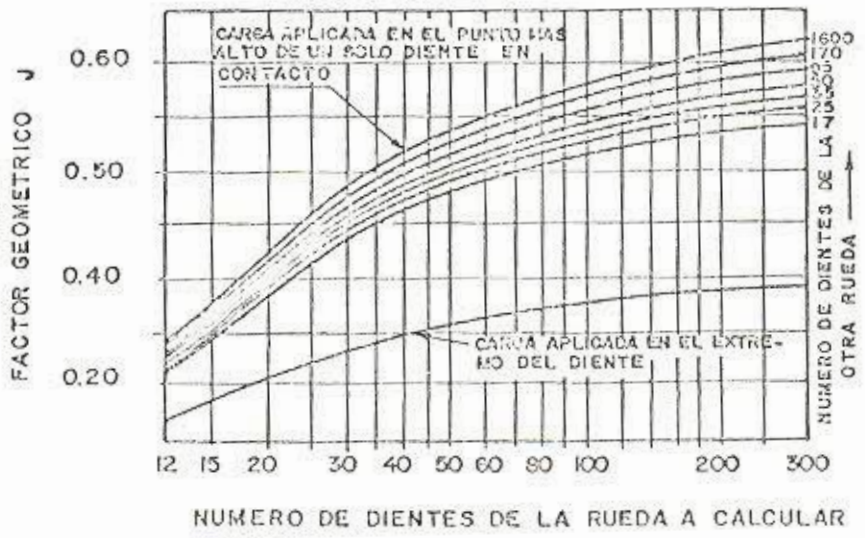
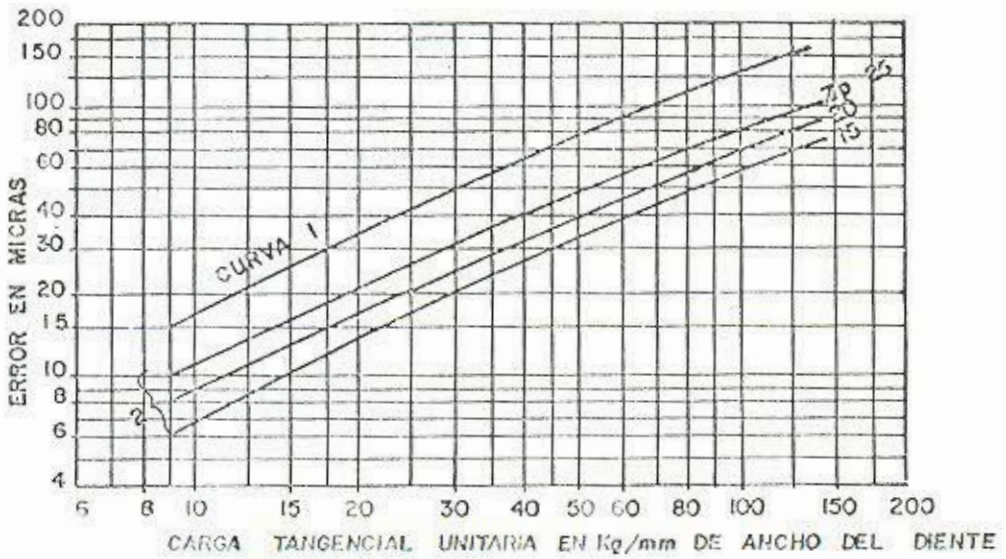


FIG. 26 FACTORES GEOMETRICOS, J, ENGRANAJES RECTOS 25° ANGULO DE PRESION, ADENDUM ESTANDAR



La figura 27 dá las variaciones en acción medidas en el paso base (P_b) de las ruedas y que permiten determinar la existencia o no de la repartición de la carga. Si los errores son menores que los de la curva (2) de la figura 27, usar las curvas superiores de las figuras (25) y (26), y si los errores son mayores que los de la curva (1), usar las curvas inferiores de las figuras (25) y (26).

$$\text{CARGA TANGENCIAL UNITARIA} = \frac{F_t}{b}$$

FIG. 27 GUIA PARA LIMITAR EL ERROR EN ACCION DE ENGRANAJES RECTOS

//..

- K_L , Se determina la Tabla VIII; teniendo en cuenta la duración y la dureza del diente del engranaje.

T A B L A VIII

FACTOR DE VIDA K_L

NUMERO DE CICLOS	160 BHN	250 BHN	450 BHN	CAPA DURA * CARBURIZADA
10^3	1.6	2.4	3.4	2.7
10^4	1.4	1.9	2.4	2.0
10^5	1.2	1.4	1.7	1.5
10^6	1.1	1.1	1.2	1.1
10^7	1.0	1.0	1.0	1.0
10^8	1.0-0.8	1.0-0.8	1.0-0.8	

* Dureza de la capa dura: 55-63 Rc

- K_T , Toma el valor de 1.00 para engranajes que operan a temperaturas menores que 71°C (160°F).

- K_R , Se determina de la Tabla IX de acuerdo a la confiabilidad.

//..

//..

T A B L A IX

FACTOR DE SEGURIDAD RESPECTO A LA RESISTENCIA A LA FATIGA K_R

REQUERIMIENTO	K_R
Alta confiabilidad	$\geqslant$ 1.50
De 100 falla uno	1.00
De 3 falla uno	0.70

Con el valor de Sat_{σ} calculado, definiremos el material a usar en los engranajes, teniendo en cuenta los esfuerzos permisibles tabulados en la Tabla X.

T A B L A X

ESFUERZOS PERMISIBLES PARA ENGRANAJES RECTOS

MATERIAL	TRATAMIENTO TERMICO	DUREZA MINIMA O ESF. ROTURA MIN	S_{at} (KG/MM^2)
Acero	Normalizado	140 BHN	13.4 - 17.6
	Templado y revenido	180 BHN	17.6 - 23.2
	Templado y revenido	300 BHN	25.4 - 33.1
	Templado y revenido	450 BHN	31.0 - 41.5
	Capa dura carburizada	55 Rc	38.7 - 45.8
		60 Rc	42.3 - 49.3
	Endurecido por inducción ó templado en llama:		
	En todo el diente	54 Rc	31.7 - 38.7
	Superficialmente	54 Rc	15.5
	AISI 4140, nitrurado	Capa dura 53 Rc nucleo 300 BHN	26.1 - 29.6

//..

Para los valores de S_{at_m} que aparecen en rangos de esfuerzos: los valores inferiores pueden ser usados para el diseño en general y los superiores se sugiere usarlo para materiales de alta calidad con adecuado tratamiento térmico.

Cálculo por fatiga superficial (S_{ac})

Para calcular la carga límite que prevenga el efecto destructivo de la picadura se aplicará la siguiente fórmula fundamental:

$$S_{ac_m} = C \sqrt{\frac{F_t}{d_p \cdot b}}$$

donde:

S_{ac_m} , Esfuerzo admisible mínimo de contacto en Kg/cm^2

C , Esta dado por la siguiente expresión.

$$C = C_p \sqrt{\frac{C_o}{C_V} \cdot C_s \cdot \frac{C_m \cdot C_f}{I} \cdot \frac{C_T \cdot C_R}{C_L \cdot C_H}}$$

donde:

C_p , Coeficiente que depende de las propiedades elásticas.

C_o , Factor de sobrecarga.

C_V , Factor dinámico.

C_s , Factor de tamaño.

C_m , Factor de distribución de carga.

C_f , Factor de condición superficial.

I , Factor geométrico.

C_L , Factor de vida.

C_H , Factor de relación de dureza.

C_T , Factor de temperatura.

C_R , Factor de seguridad.

//..

Para las condiciones de operación del regulador, los valores de los coeficientes "C" se obtendrán de la siguiente manera:

C_p , Se definirá de la Tabla XI teniendo en cuenta las características mecánicas del material a usar en la construcción del engranaje.

T A B L A XI

COEFICIENTE ELASTICO C_p

MATERIAL DEL PIÑON	MODULO DE ELASTICIDAD (KGS/MM2)	MATERIAL DEL ENGRANAJE	
		ACERO FO.	FDO
Acero	2.1×10^4	61.0	53.0
Fe. Fdo	1.34×10^4	53.0	48.0

C_o , Toma el mismo valor del K_o ya definido.

C_V , Se evalua usando las curvas de la Fig. 28 con la velocidad tangencial del engranaje como dato de entrada.

C_s , Toma el valor de 1.00 para engranajes rectos, en aplicaciones generales.

C_f , Toma el valor de 1.00 para engranajes con buen acabado superficial

I , Se evalua teniendo en cuenta los efectos de las proporciones dimensionales como : El ángulo de presión ($\phi = 20°$), la relación de transmisión y el número de dientes de los engranajes. Utilizaremos para ello las curvas de las Figuras 29 y 30.

C_T , Toma el valor de 1.00 para una temperatura menor que 121°C (250°F)

C_R , Se determina de la Tabla XII para cálculos en general.

//..

//..

T A B L A XII

FACTOR DE SEGURIDAD C_R

REQUERIMIENTO	C_R
Alta confiabilidad	$\geq$ 1.25
De 100 falla uno	1.00
De 3 falla uno	0.80

C_L , Este factor ajusta la carga permisible para un determinado número de ciclos de operación, usaremos para su determinación la curva - de la Figura 31.

C_H , Toma el valor de 1.00 para engranajes rectos.

Con el valor del coeficiente C, calcularemos el esfuerzo minimo por fatiga superficial S_{ac_m} requerido para el material del engranaje. Este valor nos permitirá seleccionar el material de los engranajes teniendo en cuenta los esfuerzos permisibles de contacto que aparecen en - la Tabla XIII.

T A B L A XIII

ESFUERZOS DE CONTACTO PERMISIBLES S_{ac}

MATERIAL	DUREZA SUPERFICIAL MINIMA	S_{ac} KGS/ MM^2
Acero	Endurecido en toda la sección del diente:	
	180 BHN	60 - 67
	240 BHN	74 - 81
	300 BHN	84 - 95
	360 BHN	102 - 113
	440 BHN	120 - 134

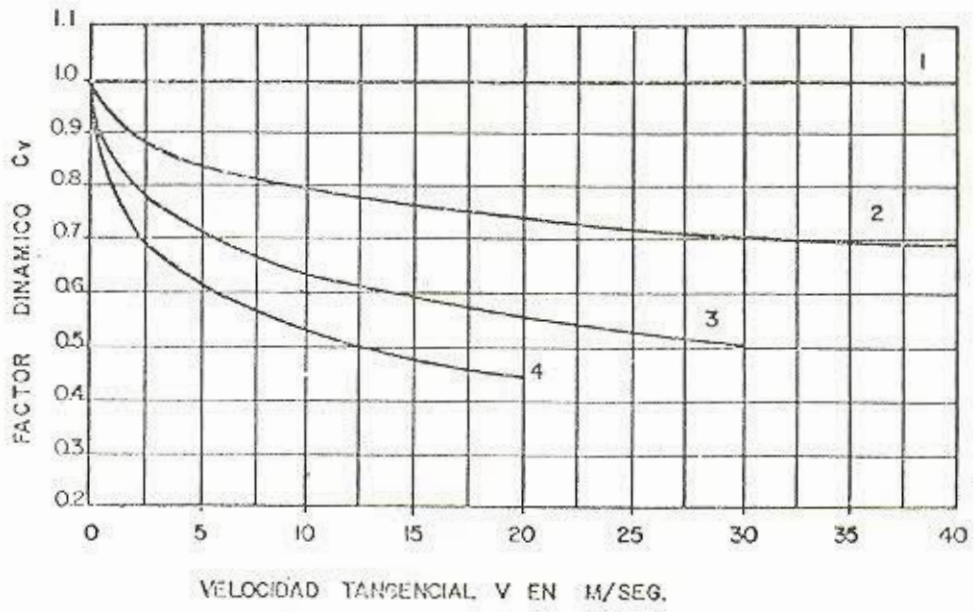


FIG. 28 .- FACTOR DINAMICO C_V

Curva (1) : Engranajes de alta precisión afeitados o rectificados sometidos a cargas dinámicas pequeñas.

Curva (3) : Engranajes de alta precisión afeitados o rectificados sometidos a cargas dinámicas.

Curva (4) : Engranajes acabados con fresa madre o afeitados.

FIG. 28 FACTOR DINAMICO Cv

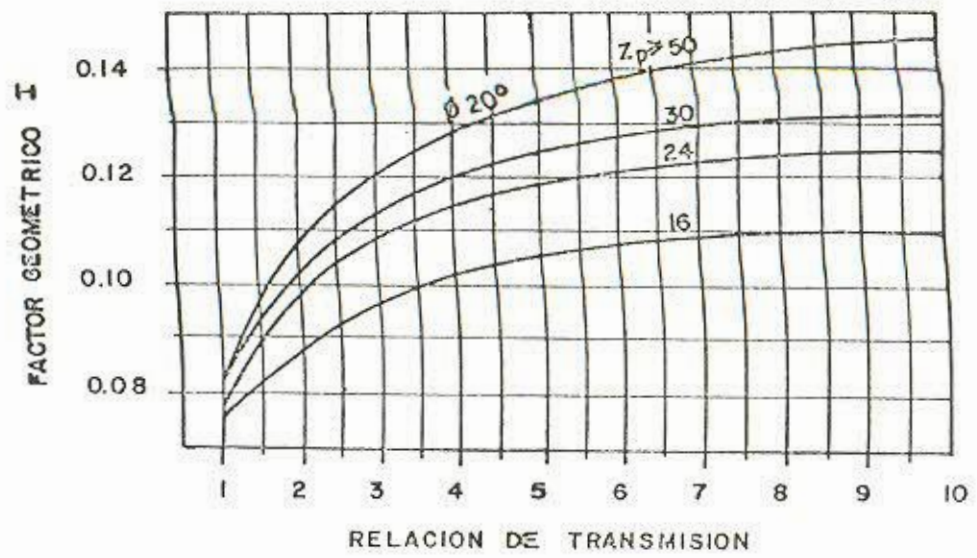


FIG. 29 FACTOR GEOMETRICO, I, PARA ENGRANAJES RECTOS, 20° DE ANGULO DE PRESION, ALTURA COMPLETA, ADENDUM ESTANDAR

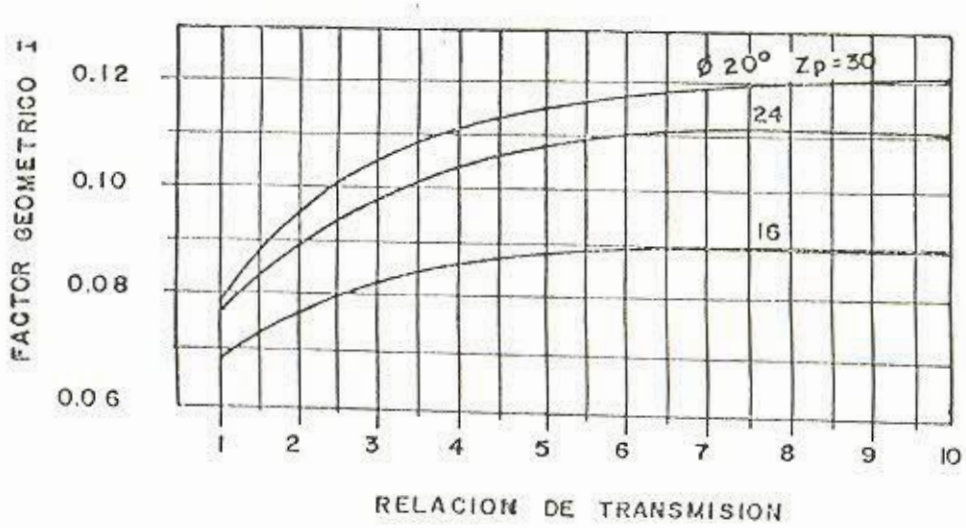


FIG. 30 FACTOR GEOMETRICO, I, PARA ENGRANAJES RECTOS, 20° DE ANGULO DE PRESION, ALTURA RECORTADA (DIENTES MOCHOS)

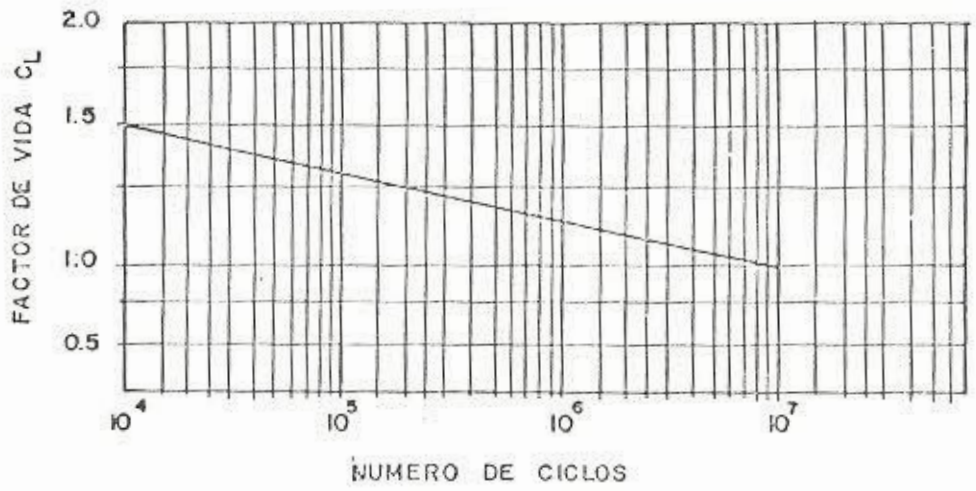


FIG. 31 FACTOR DE VIDA

//..

Cálculo del eje de los engranajes

Las fuerzas actuantes en el eje motriz de los engranajes son:

- La fuerza de flexión ejercida por la transmisión del eje de la turbina al eje motriz de la bomba.
  La transmisión se realizará por fajas en "V", esta fuerza puede tomarse igual a:

$$F_{tr} = 2\,(F_1 - F_2) = 290{,}400 \cdot \frac{p}{d'_p \cdot N_B}$$

donde:

F_1 , Tracción en el ramal tirante de la correa en Kg.

F_2 , Tracción en el ramal flojo de la correa en Kg.

d'_p , Diámetro de paso de la polea en cm.

- Fuerzas sobre los engranajes, las cuales son debidas a:

  . Presión generada en el fluido, (Fig. 32)

$$F_p = \Delta p \cdot b \cdot d_e \quad (Kg)$$

donde:

b , ancho del engranaje en cm.

d_e , diámetro exterior del engranaje en cm.

$$\Delta p = (0.65 \div 0.75)\,p_1$$

  . Potencia transmitida por:

  La fuerza tangencial : F_t

  La fuerza radial : $F_r = F_t \cdot T_g\ \phi$ (ϕ , ángulo de presión).

- Otras fuerzas que se generen, como:

  . Fuerza generada por el accionamiento del taquímetro debido a la transmisión por engranajes cónicos.

  . Fuerza debido al paso de la polea conducida.

//..

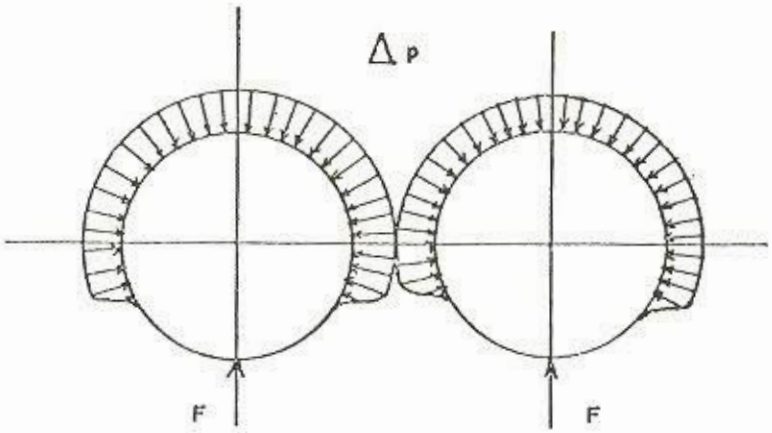


FIG. 32.-

DEBIDO A LAS FUGAS ENTRE LA PARTE SUPERIOR DE LOS DIENTES Y LOS LADOS DE LOS ENGRANAJES CON LA CAJA, EL ACEITE ENTRE LOS ESPACIOS DE LOS DIENTES YA ESTA CON UNA CIERTA PRESION ANTES DE LLEGAR A LA ZONA DE DESCARGA O DE ALTA PRESION . CON ESTA CONSIDERACION, LA FUERZA SOBRE LOS EJES Y COJINETES DE LOS ENGRANAJES, DEBIDO A LA PRESION DE ACEITE, PUEDE CALCULARSE DE ACUERDO A.

$$F = \Delta p.\ b.\ de$$

//..

Conociendo las fuerzas actuantes, se construyen los diagramas de momentos flectores "M" y de torque T, con cuyos valores máximos M_{max} (kg-cm) y T_{max} (kg-cm) se determina el diámetro del eje motriz requerido, aplicando la ecuación de la ASME - Este diámetro deberá ser chequeado por fatiga y por deformación; el diámetro del eje conducido puede tomarse igual al del eje motriz.

Cálculo del eje por resistencia

$$\tau_d = \frac{16}{\pi d_b^3} \sqrt{(C_m \cdot M_{max})^2 + (C_t \cdot T_{max})^2}$$

donde:

τ_d , esfuerzo de diseño del material del eje en Kg/cm^2, tomado como:

$$\tau_d = 0.3\ S_y \quad \text{ó} \quad \tau_d = 0.18\ S_u$$

donde:

S_y , Límite de fluencia en tracción.

S_u , Resistencia a la tracción.

Se toma el valor que resulte menor, en caso que el eje lleve chaveta, se deberá multiplicar el τ_d obtenido por 0.75

d_b , diámetro del eje motriz de la bomba en cm.

C_m , C_t , Coeficientes de servicio, dependen del modo de aplicación de la carga (gradual ó súbita). Para el caso del regulador de velocidad podemos considerar $C_m = 1.5$ y $C_t = 1.0$ (eje giratorio con carga constante).

Chequeo del eje por fatiga, se hace a partir de:

$$d_b^3 = \frac{32 \cdot n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T_{max}}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_{max}}{S_e}\right)^2}$$

//..

//..

donde:

n , Factor de seguridad, se buscará tener $n \geq 1.5$

S_e , Límite de fatiga correcto, que tiene por expresión:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

donde:

S'_e Límite de fatiga obtenido en ensayos de probetas, para el acero se puede tomar: $S'_e = 0.5\ S_u$ con:

$$S_u \leq 14{,}000\ Kg/cm^2$$

K_a , Factor de acabado superficial.

K_b , Factor de tamaño.

K_c , Factor de confiabilidad

K_d , Factor de temperatura

K_e , Factor por concentración de esfuerzos.

K_f , Factor por efectos varios.

Para las condiciones de operación de la bomba de engranajes en el regulador de velocidad tenemos:

K_a , Determinado de las curvas de la Fig. 33, teniendo en cuenta que el eje de la bomba será de material acero.

K_b , Toma el valor de 1.00 para diseño en general.

K_c , Está expresado por : $K_c = 1-0.08\ D$

donde:

D, depende de la estimación de probabilidades de fallas - que se haga. En la Tabla XIV. Se dan algunos valores típicos de probabilidad de falla.

//..

//..

TABLA XIV

UNIDADES TIPIFICADAS PARA DIFERENTES PROBABILIDADES DE FALLA

PROBABILIDAD DE FALLA %	UNIDADES TIPIFICADAS "D"
0.001	4.34
0.01	3.74
0.1	3.10
0.5	2.58
1.0	2.33
2.0	2.06
3.0	1.88
4.0	1.75
5.0	1.65
7.0	1.48
10.0	1.28

K_d , Toma el valor de 1.00 para las condiciones de temperatura establecidas anteriormente.

K_e , Toma el mismo valor que K_f valor que puede ser determinado de las curvas de la Fig. 34.

Chequeo del eje por deformación

. Deformación torsional, se hace con la fórmula

$$\theta = 203.72 \cdot \frac{T_{max}}{G \cdot d_b^3}$$

//..

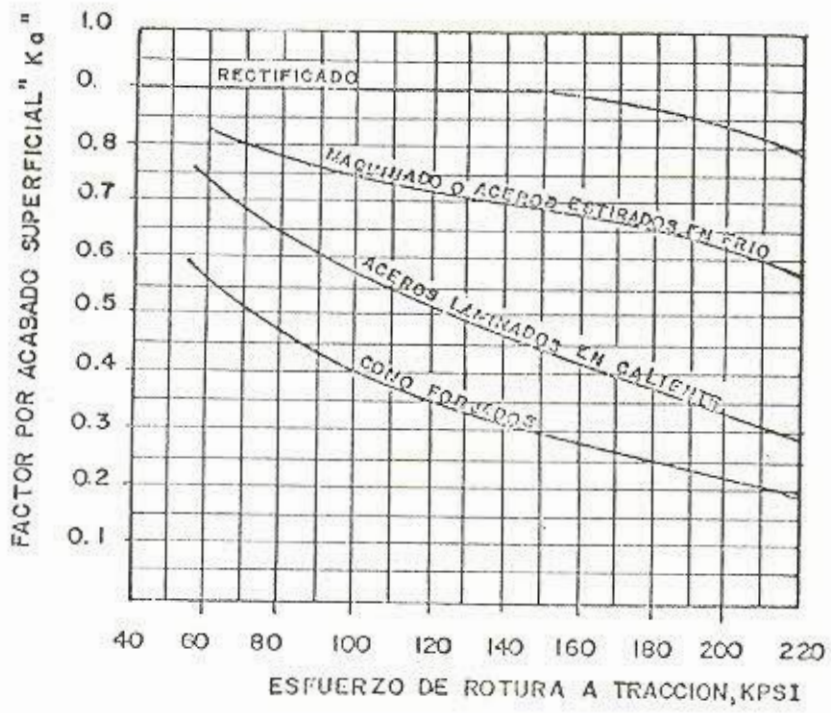


FIG. 33 FACTOR POR ACABADO SUPERFICIAL "Ka"

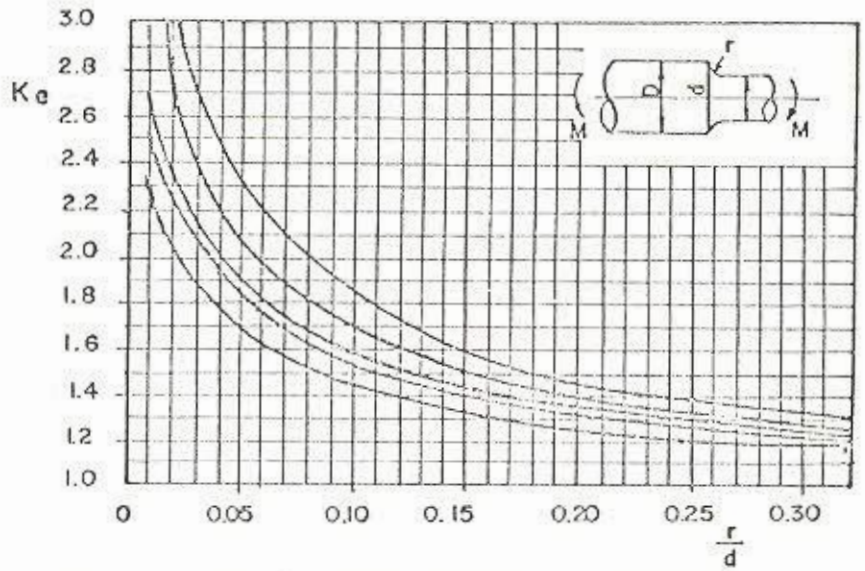


FIG. 34 EJE DE SECCION CIRCULAR SOMETIDO A FLEXION
ESFUERZO NOMINAL BASADO EN DIAMETRO MENOR

//..

donde:

θ , deformación angular del eje en radianes.

G , modulo de rigidez al corte, para el acero es 8×10^5 Kg/cm^2

Se deberá tener: $\theta < 1°$ (0.01745 radianes), para la longitud 20 d_b contemplada en la fórmula.

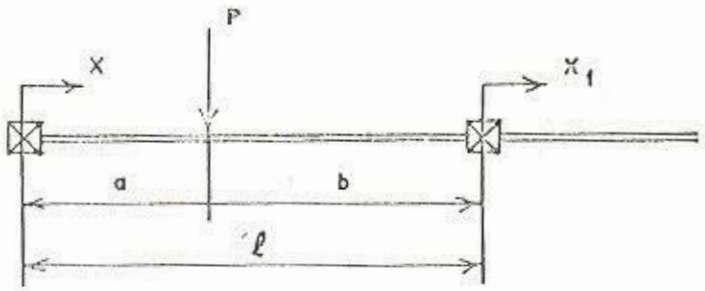
. Deformación Lateral, su cálculo se puede hacer en base a los casos I y II, que se esquematizan en las figuras 35 y 36, en ellas se formula adicionalmente las fórmulas a usarse.

La mayor deformación " Δ " que se obtenga deberá limitarse a un máximo de :

$$\Delta_{max} = \frac{L}{1200} \quad (cm)$$

donde:

L , Longitud del eje entre apoyos en cm.



$$\triangle\,(x < a) = \frac{P.b.x.}{6\,E.I.\ell}\,(\ell^2 - b^2 - x^2)$$

$$\triangle\,(x \geqslant a) = \frac{P.a.(\ell - x).}{6\,E.I.\ell}\,(2\ell.x - x^2 - a^2)$$

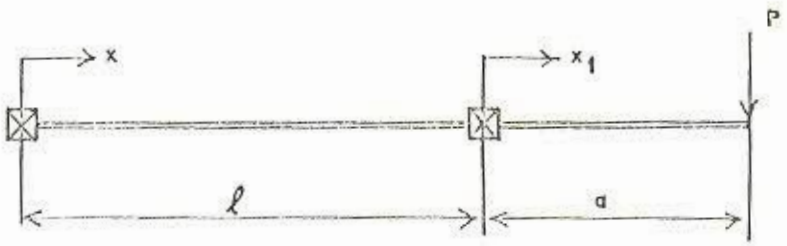
El máximo, para $a \geqslant b$, se dá en $x = \sqrt{\frac{a.(a+2.b)}{3}}$

$$máx = \frac{P.a.b.(a+2.b)}{27\,E.I.\ell}\sqrt{3.a.(a+2.b)}$$

$$\triangle\,(x_1) = \frac{P.a.b.x_1}{6.E.I.\ell}\,(\ell + a)$$

En las fórmulas presentadas, I es el momento de inercia del eje.

FIG. 35 FORMULAS PARA EL CALCULO DE LA DEFORMACION LATERAL DEL EJE DE LA BOMBA DE ENGRANAJES: CASO II



$$\triangle\,(0 < x < \ell) = \frac{P.a.x}{6\,E.I.\,\ell}\,(\ell^2 - x^2),\ \text{siendo:}$$

$$\triangle_{máx}\left(x = \frac{\ell}{\sqrt{3}}\right) = 0.06415\ \frac{P.a.\ell^2}{E.I}$$

$$\triangle\,(x_1) = \frac{P.x_1}{6\,E.I}\,(2.a. + 3.a.x_1 - x_1^2),\ \text{con:}$$

$$\triangle_{máx}(x_1 = a) = \frac{P.a^2}{3\,E.I}\,(\ell + a)$$

FIG. 36 FORMULAS PARA EL CALCULO DE LA DEFORMACION LATERAL DEL EJE DE LA BOMBA DE ENGRANAJES : CASO II

4.6. CALCULO DE COMPONENTES COMPLEMENTARIOS DEL REGULADOR

Resortes-Muelles Cilíndricos Helicoidales de Compresión

Los resortes a calcularse serán de sección circular, con extremos escuadrados y amolados, a fin de conseguir el mayor apoyo posible sobre su contorno.

Para calcular las dimensiones principales de muelles cilíndricos helicoidales de sección circular, se usa la fórmula:

$$k_r = \frac{G.\ d^4}{8.\ D_m^3\ .\ n}$$

donde:

k_r , constante del resorte en Kg/mm.

d , diámetro del alambre del resorte en mm.

D_m , diámetro medio de las espiras en mm.

n , número de espiral útiles.

G , módulo de elasticidad al corte, para el acero 8×10^3 Kg/mm2.

A partir de esta ecuación, se determinará el diámetro del alambre del resorte, conociendo k_r y asumiendo el resto de magnitudes de acuerdo a la proporcionalidad del diseño.

Adicionalmente se determina:

- Longitud libre del resorte : $L_o = p.n + 2d$ (mm)
- Número total de espiras : $N_t = n + 2$

donde:

p , paso entre espiras en mm, $p \leqslant \frac{D_m}{3}$

Cálculos de comprobación de los resortes:

- Chequeo del resorte por esfuerzos - Dado que los resortes a utilizarse en el regulador son de paso pequeño, este cálculo se hace básicamente por torsión, debiéndose verificar:

$$\tau_r = K\ .\ \frac{800\ F.D_m}{\Pi.d^3} \leqslant \tau_{adm}$$

//..

Donde:

τ_r , esfuerzo de torsión en el resorte en Kg/cm^2

F , fuerza máxima sobre el resorte en Kg.

K , factor de corrección de esfuerzo, depende de la relación Dm/d

$$K = \frac{\frac{Dm}{d} - 0.25}{\frac{Dm}{d} - 1} + \frac{0.615}{\frac{Dm}{d}}$$

τ_{adm} , Esfuerzo admisible por torsión del material del resorte en Kg/cm^2 . Para un SAE 1090 y para las condiciones de trabajo de los resortes en el regulador (servicio ligero) :

$$\tau_{adm} = 6500 \text{ a } 7000 \ Kg/cm^2$$

- Se debe garantizar una separación mínima entre espiras de 0.1 d, es decir la elongación máxima del resorte será :

$$f\ máx = L_o - 1.1 \cdot (n + 1.5) \cdot d \quad (mm)$$

- La elongación máxima prevista (f) para los resortes deberá ser menor que f máx .

- En el caso que el resorte trabaje alojado en un cilindro, caso del servomotor de amplificación y el sistema de realimentación temporal, se deberá determinar el aumento del diámetro del resorte durante su acción, a fin de prever el huelgo mínimo adecuado. Este aumento de diámetro para un resorte comprimido hasta el fondo, se calcula aproximadamente con :

$$De = \frac{1}{2}\sqrt{p^2 + 4\,Dm^2 - d^2} + d$$

Donde;

D_e , diámetro exterior del muelle comprimido en mm.

En la práctica es común dar un huelgo de d/2

- chequear la tendencia al doblez lateral del resorte por la comprensión, principalmente si el muelle es largo ($\frac{Lo}{Dm} > 4$), a fin de garantizar su gufado en un vástago o en un tubo. Este chequeo puede hacerse en base a la curva de la Fig. 37.

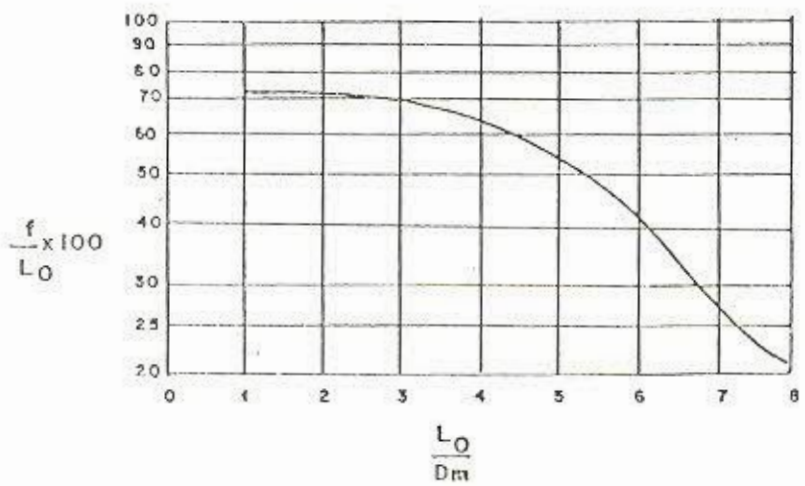


FIG.37 LIMITE DE DOBLADO DE MUELLES CILINDRICOS HELICOIDALES DE COMPRESION, CON ALAMBRE DE SECCION CIRCULAR.
EL PANDEO SE PRODUCIRA SI LA DEFLEXION DEL MUELLE ES SUPERIOR AL LIMITE INDICADO POR LA CURVA.

Cilindros hidráulicos

Espesor de las tapas del cilindro (tc) :

para efectos del cálculo, consideramos la tapa del cilindro sólida y sin huecos, con la presión máxima $P_{máx.}$ actuando sobre un área cuyo diámetro depende del tipo de fijación de la tapa al cilindro .

- Si la unión tapa-cilindro es empernada, el cálculo del espesor de la tapa puede hacerse a partir de :

$$t_c = 0.560\ D_{ps} \sqrt{\frac{P_{máx}}{\nabla_d}} \quad (cm.)$$

Donde:

D_{ps} , diámetro de la circunferencia de los pernos de fijación (cm).

∇_d , esfuerzo de diseño del material de la tapa (Kg/cm^2)

$\nabla_d = 0.1\ Su$, Su es la resistencia a la tracción.

- Si la unión tapa-cilindro es soldada, el cálculo se hará con :

$$t_c = 0.433\ D_{ss} \sqrt{\frac{P_{máx.}}{\nabla_d}} \quad (cm)$$

Donde :

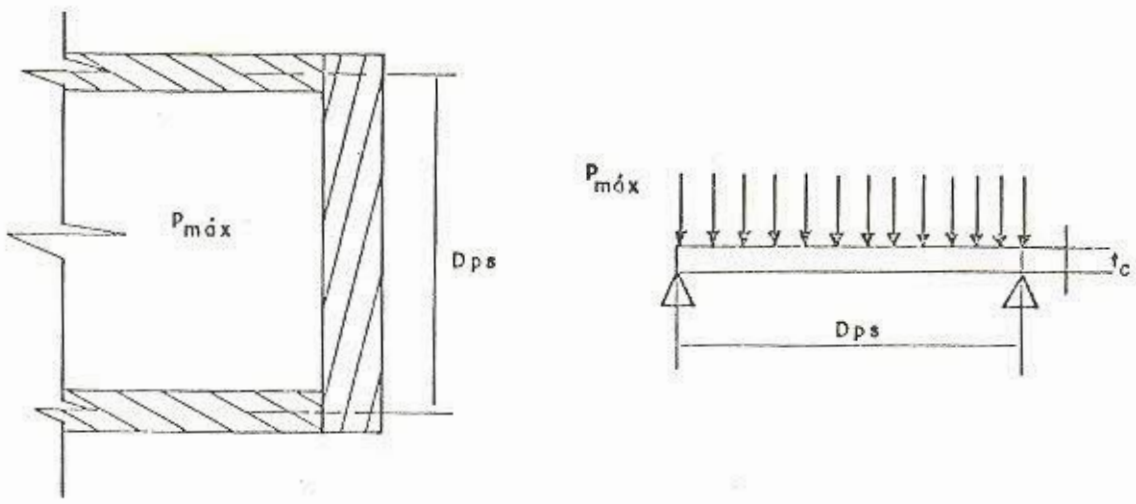
D_{ss} , diámetro de la circunferencia de la soldadura de fijación en cm.

La fig. 38, muestra ambos casos

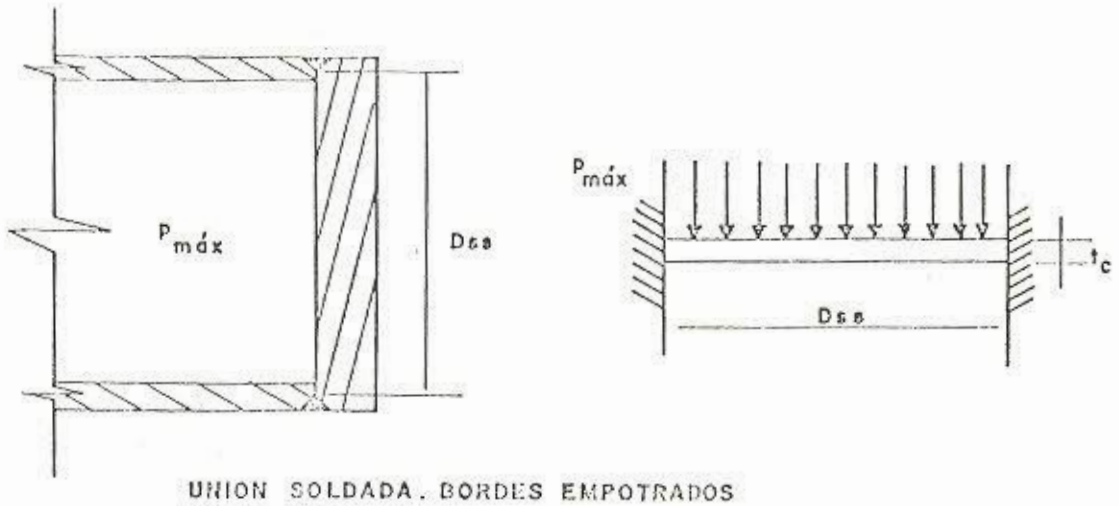
En la Fig. 39, se muestran las demás dimensiones a considerar en el cálculo del cilindro, en la misma fig. se dan los valores más adecuados para las longitudes de guía del vástago y émbolo del cilindro.

A fin de asegurar la estabilidad al pandeo de los vástagos de los cilindros del servomotor de pre-amplificación y el servomotor de fuerza, debemos chequear que se cumpla :

$$\frac{\nabla_{cr}}{\nabla_{vs}} \geq 2 \quad \text{(mínimo factor de seguridad)}$$

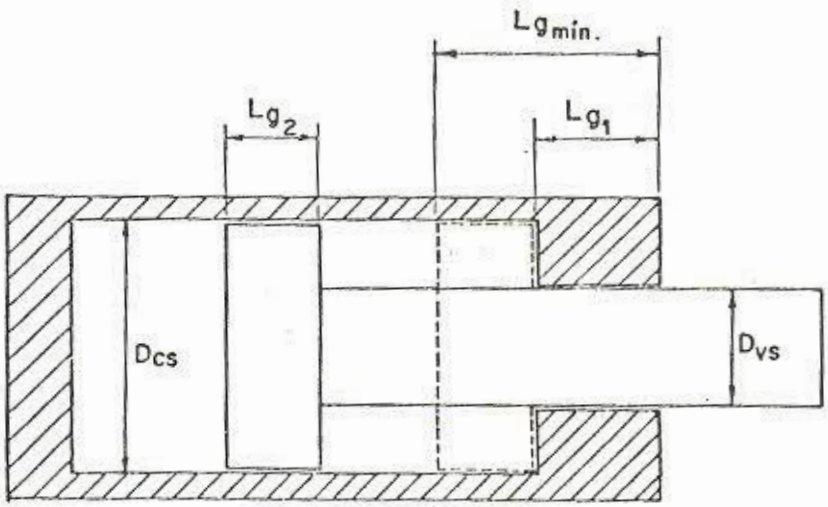


UNION EMPERNADA. BORDES SIMPLEMENTE APOYADOS



UNION SOLDADA. BORDES EMPOTRADOS

FIG. 38 TIPO DE UNIONES DE LA TAPA AL CILINDRO DEL SERVOMOTOR Y CASO ASIMILADO PARA EL CALCULO



$Lg_1 = 0.4 \ldots 0.6 \; D_{cs}$

$Lg_2 = 0.8 \ldots 1.2 \; D_{vs}$

$Lg_{mín} = 0.5 \; D_{cs} + D_{vs}$

FIG. 39 LONGUITUDES DE LA GUIAS PARA EL PISTON Y SU VASTAGO

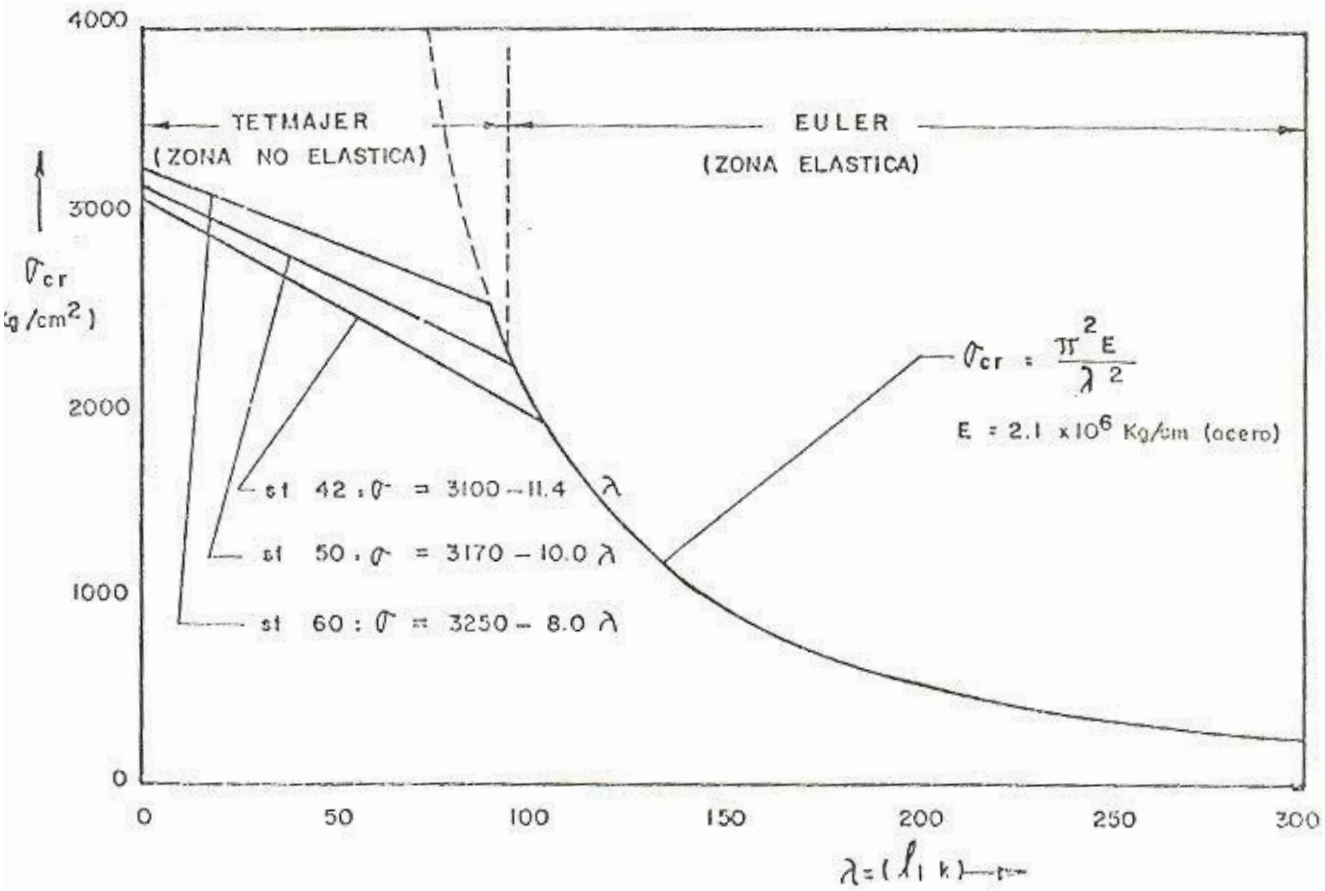


FIG. 40 TENSIONES CRITICAS DE PANDEO LA MAGNITUD Y POSICION DE σ_{cr} VIENE DETERMINADO POR EL GRADO DE ESBELTEZ λ

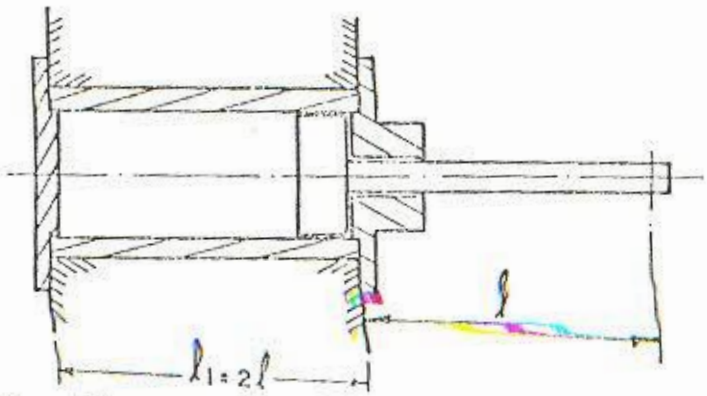


FIG. 41 LONGITUD DE TRABAJO DEL VASTAGO CASO DEL REGULADOR: CARGA LIBRE SOBRE EL EMBOLO CON EL CILINDRO FIJO

//..

donde:

$$S_d = \frac{S_y}{n}$$

donde:

S_y , esfuerzo de fluencia del material.

n , factor de seguridad; se puede tomar como valor 2.5

W , carga total sobre la placa, que para este caso esta expresado por:

$$W = wR^2$$

donde:

R , radio de la placa.

w , carga uniformemente distribuida.

u , modulo de Poisson y para todos los materiales está en el rango de:

$$0.25 \leqslant u \leqslant 0.35$$

CAPITULO V

ESTANDARIZACION Y SELECCION

5.1. ESTANDARIZACION

La estandarización de reguladores oleomecánicos de velocidad consiste en definir y diseñar un número adecuado de tamaños de reguladores que permitan en su conjunto cubrir todo el área de aplicación de los diferentes tipos de turbinas existentes en el campo de las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

El parámetro básico para realizar la estandarización de reguladores es su capacidad de trabajo que de acuerdo a lo señalado anteriormente se define como el producto de la fuerza máxima que ejerce el servomotor de fuerza por su carrera es decir :

$$A = F_{máx} \cdot Y_o$$

donde :

A , Capacidad de trabajo del regulador en Kg - m.

$F_{máx}$, Fuerza máxima en Kg.

Y_o , Carrera en m.

A fin de poder definir la serie de reguladores estandares en el diagrama H-Q, se deberá expresar la capacidad de trabajo del regulador en función del caudal y de la altura neta de caída con que opera la turbina; y que en general tiene la forma :

$$A = K \cdot Q \cdot \sqrt{H}$$

donde :

//..

K , *Es una constante que depende del tipo de turbina con la que opera el regulador y que toma en cuenta algunas de sus dimen*siones características.

Q , Es el caudal en m^3/ seg.

H , Es la altura neta de caída en m.

Esta expresión puede obtenerse haciendo un análisis de fuerzas en el mecanismo de regulación de la turbina, para las condiciones más desfavora - bles de trabajo del regulador, es decir para la posición del distribuidor de la turbina que dé el torque máximo en su eje de accionamiento.

Para citar un ejemplo, para el caso de la turbina Michell-Banki.
Se encuentra que el torque máximo en el eje del álabe directriz (distribuidor) se dá en la posición completamente abierta (plena carga) y tiene como valor.

$$T = 31 . D_e . Q . \sqrt{H}$$

donde :

D_e Es el diámetro del rotor de la turbina en m.

Un análisis de fuerzas para esta posición del álabe directriz y tomando en cuenta así mismo, las características particulares del mecanismo de regulación de la turbina Michell- Banki con inyectores de dos compartimientos, representada en la Figura 42, se puede arribar a la siguiente expresión para la capacidad de trabajo del regulador :

$$A = 155 . D_e . Q . \sqrt{H}$$

Luego, para este caso particular tenemos que :

$$K = 155 . D_e$$

Considerando la expresión general de la capacidad de trabajo, esta puede ser representada en el diagrama H-Q de acuerdo a lo señalado en la Figura 43. Es importante observar que dado que la constante K depende del tipo de turbina, la curva de la capacidad deberá trazarse superpuesta a la serie estandarizada de turbinas correspondientes. Según esto, obtenemos en la Figura 43 una curva en forma de serrucho.

En la Figura mencionada se considera el trazado de la capacidad para la turbina Michell-Banki.

Esta capacidad representa las condiciones de diseño del regulador. Sin embargo, éste puede trabajar en condiciones diferentes a las de diseño (capacidades menores), hasta una capacidad mínima " A_{min} " definida por la expresión :

$$A_{min} = (6.7 \text{ a } 8) \cdot V.p_{min}$$

donde :

V , Volumen de trabajo del servomotor en litros.

P_{min} , Presión mínima de operación del aceite en el regulador en Kg/cm2, y cuyo valor puede ser del orden de los 10 Kg/cm2 o más.

Este valor se obtiene considerando la expresión del volumen de diseño del servomotor, el cual de acuerdo a lo presentado en capitulos anteriores, tiene por expresión :

$$V_d = K_v \cdot \frac{A}{p}$$

con :

$$K_v = 1.25 \text{ a } 1.5$$

El trazado de "A_{min}" en el diagrama H-Q, que será el valor de diseño para otro regulador que sigue de la serie, permite definir el área de aplicación correspondiente de acuerdo a lo indicado en la Figura 44.

//..

De esta manera podremos definir un número adecuado de reguladores que permitan cubrir el rango de aplicación de las turbinas hidráulicas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

A manera de ejemplo, se presenta en la Figura 45, una serie estandarizada de reguladores, que considera, para su trazado, la serie estandarizada de turbinas Michell-Banki presentada como ejemplo en el manual correspondiente (Volumen I), la cual ha sido a su vez ampliada para considerar un salto máximo de 200 m y un caudal máximo de 4 m3/seg. Esta serie ha sido definida considerando las siguientes capacidades nominales - de trabajo .

15, 35, 75, 150, 300, 600 y 1000 Kg - m

5.2. SELECCION

La selección del regulador, se hace en base a la capacidad de trabajo requerida para accionar el mecanismo de distribución de la turbina. Esta capacidad de trabajo parte de la "F_{max}" requerida, la cual puede estudiarse por cálculos o en base a ensayos realizados en modelo reducidos.

Obtenida la "$F_{max.}$", se estima la capacidad en base a :

$$A = 1.1. \quad F_{max} \quad . Y_o$$

En donde se considera un 10% de reserva. En base al valor obtenido para A, se puede seleccionar el regulador de las series estandarizados que presentan los fabricantes.

Es importante mencionar que la selección hecha de esta manera es puramente mecánica.
Si enfocamos el punto de vista funcional, se verá que es necesario también una coordinación completa de las características del regulador (definidas principalmente por los estatismos temporal (δ) y permanente (∇) y por la (s) constante (s) de tiempo de dashpot T_r - ó T_{r1} y T_{r2}) con las constantes físicas de la instalación hidraúlicas (de la tubería y del grupo, resumidas básicamente en las constantes de tiempo - T_w y T_m respectivamente) a fin de lograr que las oscilaciones de la

velocidad que siguen a un disturbio en el sistema (desbalances de carga principalmente) se amortiguen " adecuadamente ".

Por otro lado, es importante mencionar que dado que la estandarización se relaciona con un área de aplicación en el diagrama H-Q para cada regulador, lo que implica una serie de alternativas para los valores de altura y del caudal y por lo tanto de las características de la instalación hidráulica (tubería forzada y grupo hidroeléctrico) será necesario tal como se mencionó anteriormente, preveer en el regulador de dispositivos y variadores en un amplio rango de sus principales parámetros a fin de ajustar en el sitio su comportamiento de acuerdo a las características del resto de componentes de la centralhidroeléctrica.

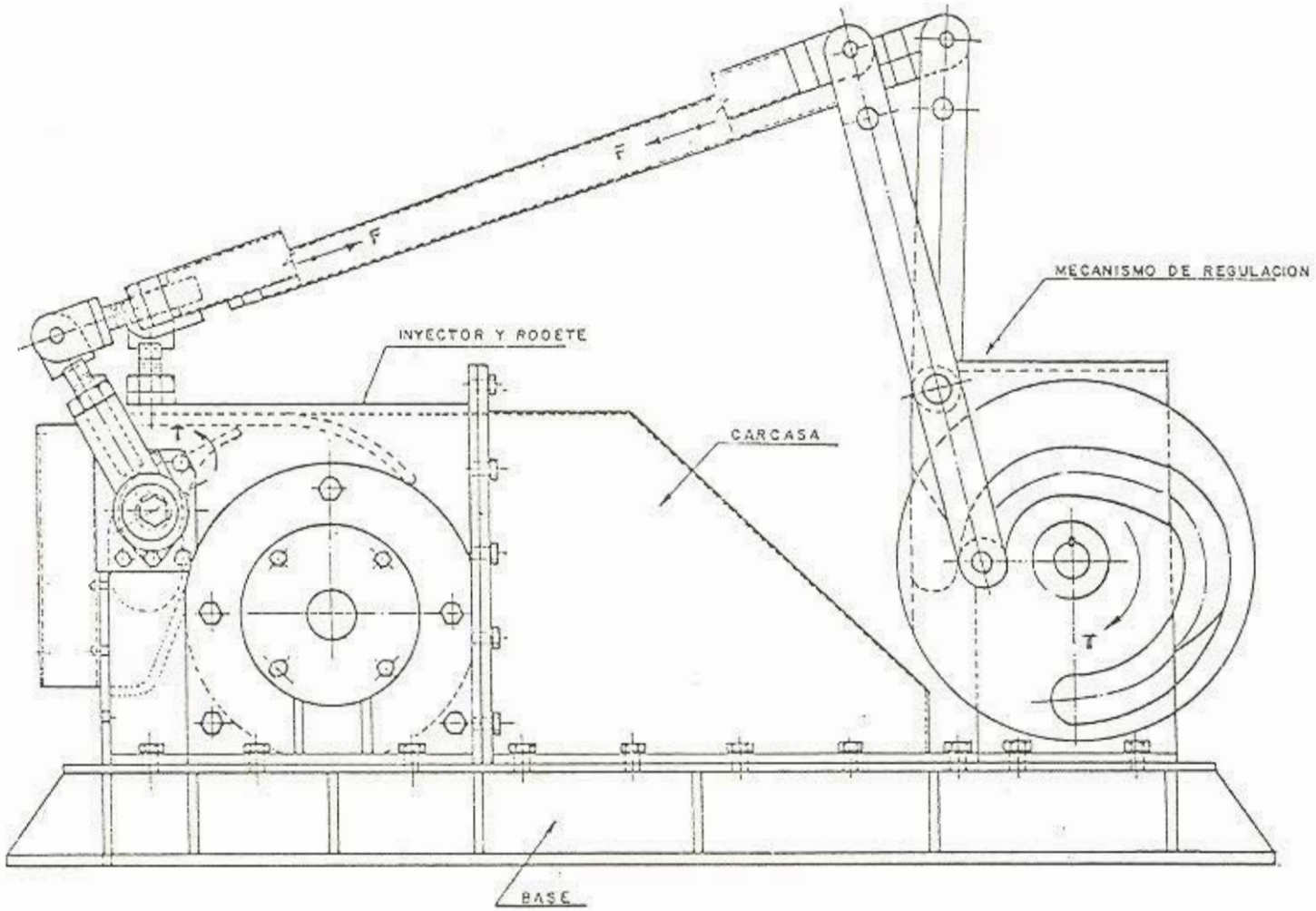


FIGURA Nº 42

MECANISMO DE REGULACION DE TURBINA OLADE DE FLUJO CRUZADO
CON INYECTORES DE DOS COMPARTIMIENTOS

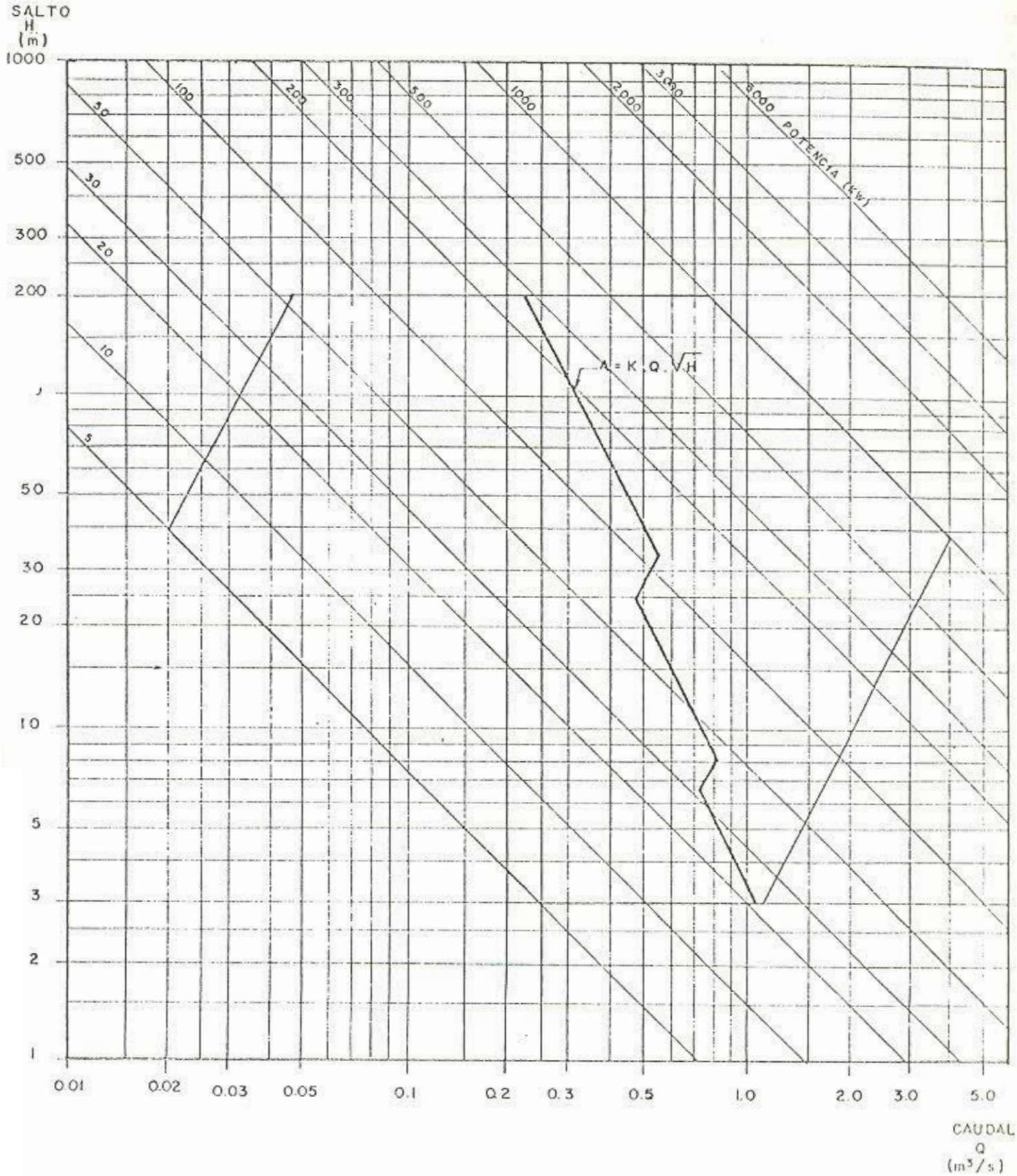

SALTO
H
(m)
1000
500
300
200
100
50
30
20
10
5
1
50
30
20
10
5
3
2
1
100
200
300
500
1000
2000
3000
8000 POTENCIA (kW)
A = K . Q . √H
0.01
0.02
0.03
0.05
0.1
0.2
0.3
0.5
1.0
2.0
3.0
5.0
CAUDAL
Q
(m³/s)

FIGURA Nº 43

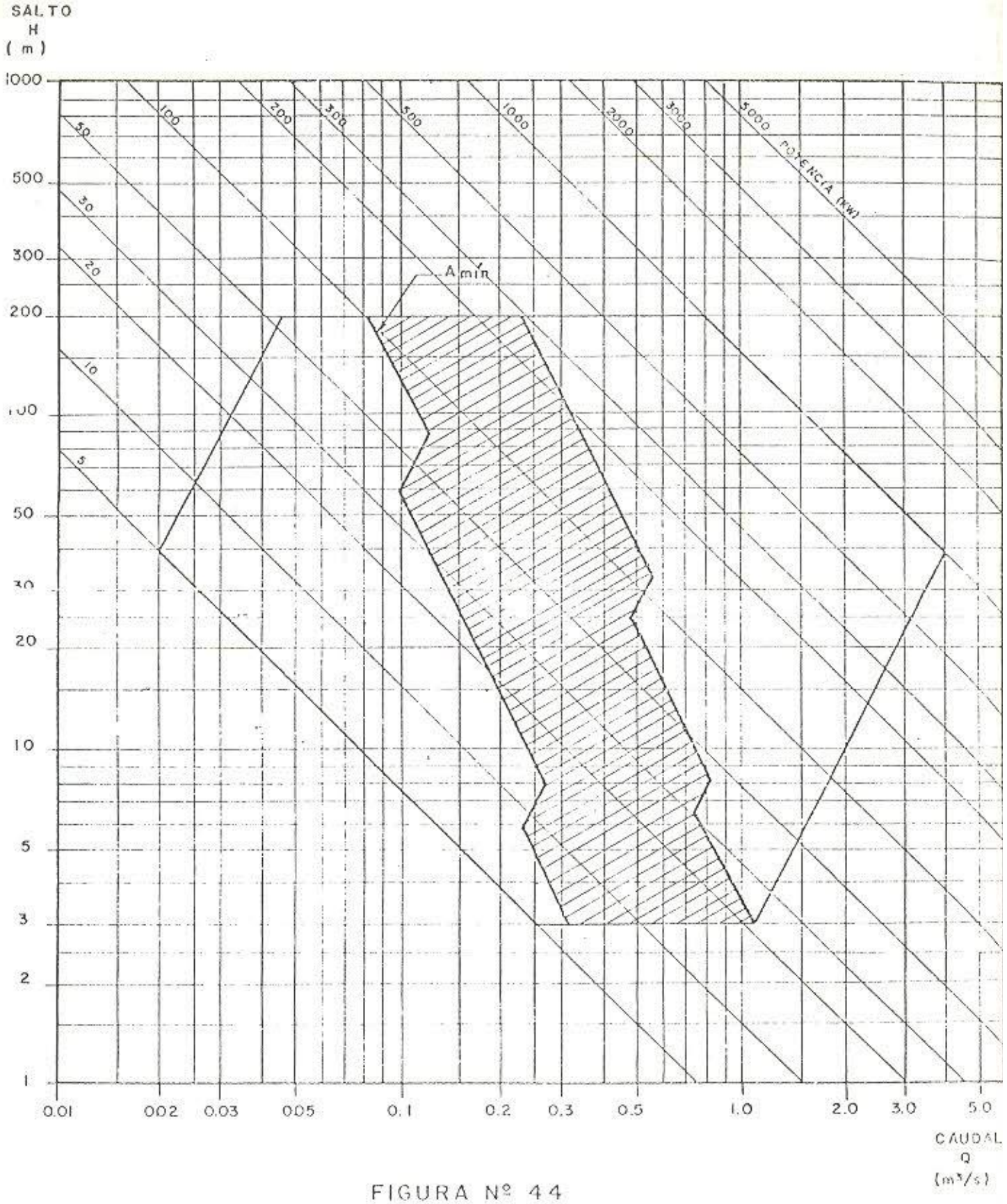

SALTO
H
(m)
1000
500
300
200
100
50
30
20
10
5
3
2
1
50
30
20
10
5
100
200
300
500
1000
2000
3000
5000
POTÊNCIA (kW)
Amín
0.01
002
0.03
005
0.1
0.2
0.3
0.5
1.0
2.0
3.0
5.0
CAUDAL
Q
(m³/s)

FIGURA Nº 44

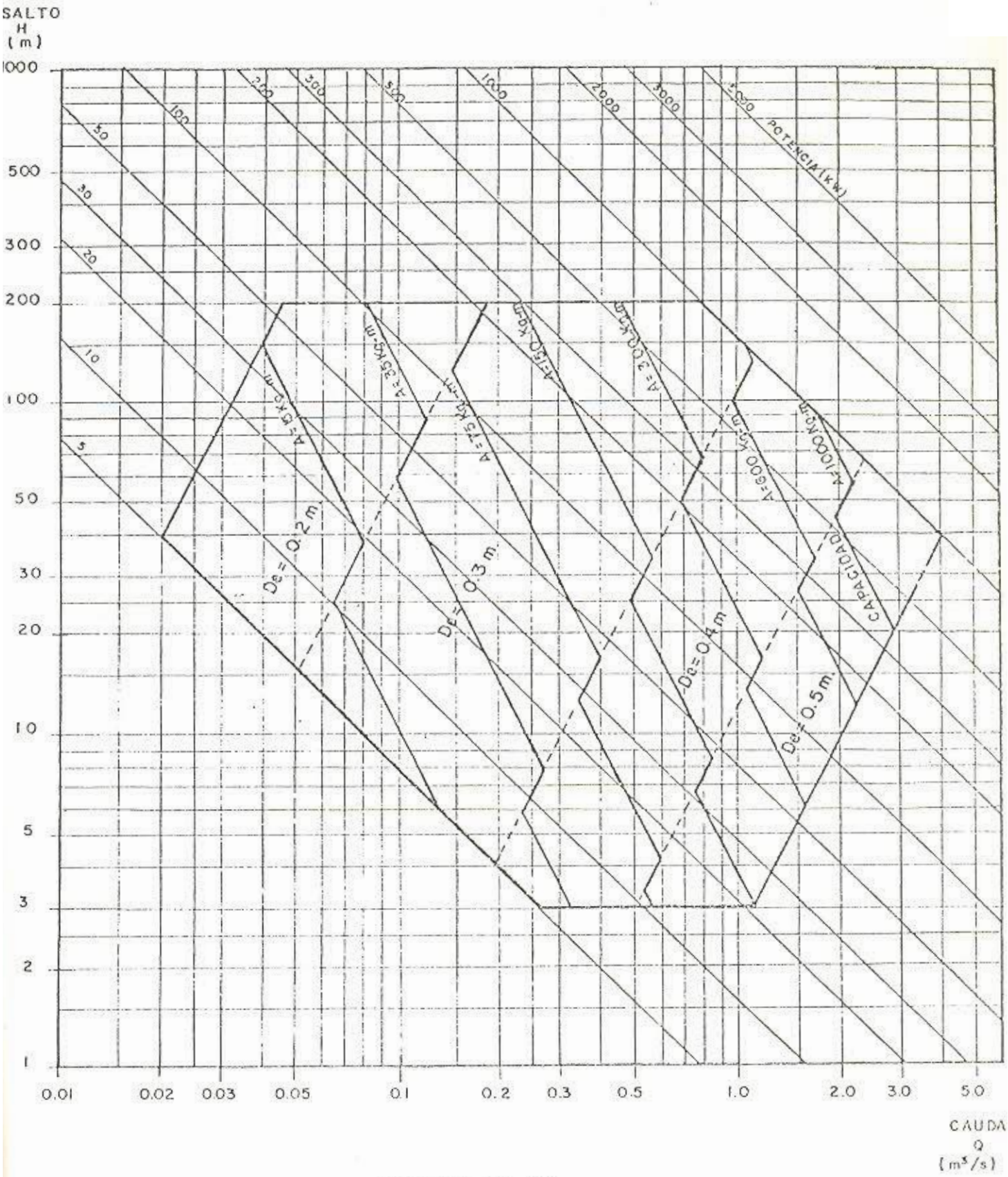

SALTO
H
(m)
1000
500
300
200
100
50
30
20
10
5
3
2
1
0.01
0.02
0.03
0.05
0.1
0.2
0.3
0.5
1.0
2.0
3.0
5.0
CAUDA
Q
(m³/s)
POTENCIA (kW)
5000
3000
2000
1000
500
300
200
100
50
30
20
10
3
A=75 Kg-m
A=150 Kg-m
A=300 Kg-m
A=600 Kg-m
A=1000 Kg-m
De=0.2 m.
De=0.3 m.
De=0.4 m.
De=0.5 m.
CAPACIDAD

FIGURA Nº 45

CAPITULO VI

RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION

Para culminar con el diseño del regulador óleo - mecánico de velocidad es necesario elaborar los planos de fabricación, los mismos que deberán contener las indicaciones y especificaciones necesarias para la construcción de cada componente del regulador. Estas especificaciones son :

- Material a emplearse en la fabricación,
- Especificaciones de tolerancia y acabados y el,
- Proceso productivo a seguir en la fabricación,

Con excepción de la fabricación de las piezas fundidas, para lo cual - será necesario contar con la infraestructura necesaria de un taller de fundición, la fabricación de reguladores de velocidad no requieren ninguna tecnología especial y esta al nivel de una fábrica usual de máquinas - herramientas.

Por otra parte, deseamos destacar que la calidad de los materiales a - utilizar en la fabricación de las piezas del regulador dependerá del - costo y la durabilidad de éstos.

En el presente capítulo, se dan a conocer una serie de recomendaciones y alternativas para la fabricación de cada una de las piezas que con - forman el regulador óleo- mecánico de velocidad.

6.1. FABRICACION DEL TAQUIMETRO

Para fabricar el taquímetro del regulador óleo-mecánico de velocidad, se recomienda utilizar acero estructural y acero SAE 1020.

Los brazos rotantes del taquímetro se pueden fabricar en base a acero - estructural o mediante un proceso de fundición dándole un acabado final a mano.

El eje vertical del taquímetro es de acero AISI: 1020, obtendio en forma comercial calibrado y pulido (comúnmente denominado eje trefilado) - Este eje se apoya sobre dos cojinetes de bolas de contacto angular.

/...

La base del taquímetro puede producirse en base a planchas soldadas, utilizándose acero estructural. Los pines de los brazos centrífugas se producen a partir de ejes trefilados de acero AISI-1020.

Las guías del vástago del taquímetro que van montados en el eje del piñón eleicoidal el cual es construído en acero SAE-1045, son de bronce - fosforoso y su fabricación no es compleja, sólo requiere de un buen acabado superficial interior con tolerancias adecuadas.

Los alojamientos del resorte (soportes inferior y superior), así como los topes de los brazos del taquímetro son construídos en base a acero - estructural o mediante un proceso de fundición, utilizando como material acero SAE 1020, las dimensiones finales de ambos elementos se obtendrán- con un proceso de maquinado en máquinas - herramientas.

El soporte del conjunto de piezas que conforman el taquímetro es construído utilizando la sección de un tubo liviano de acero y de planchas de acero soldadas.

Definidas las alternativas de producción de las diferentes piezas que conforman el taquímetro del regulador de velocidad, se pueden elaborar los planos de fabricación, que comprenderá : un plano de montaje general del taquímetro y los planos de despiece de cada uno de los componentes que - conforman el taquímetro. Cada plano deberá incluir un listado de materiales con las especificaciones del material con el que se fabricará cada pieza del taquímetro .

Cada pieza del taquímetro deberá indicar los niveles de acabados y las especificaciones de tolerancias en cada dimensión.

En el plano referente a la base y soporte del taquímetro, a fabricarse mediante planchas soldadas se deberán indicar detalles y especificaciones de las uniones con soldadurá, así como el eléctrodo que se recomienda utili - zar al momento de soldar.

El plano de los brazos del taquímetro, en caso de fabricarse por fundición deberá incluir las dimensiones finales de la pieza y se deberá adicionar - planos del modelo que se utilizará en el proceso de fundición.

En los planos referentes a los soportes de alojamiento del resorte, topes y guías del vástago se deberá indicar los niveles de acabado y tolerancias que deberán tener las dimensiones finales de cada pieza.

El plano del eje del piñón eloicoidal deberá indicar dimensiones finales - de fabricación, acabados y tolerancias de los agujeros donde se alojarán las guías del vástago del taquímetro, así como las tolerancias en los apoyos donde se alojarán los cojinetes de bolas.

6.2. FABRICACION DE LA VALVULA PILOTO Y EL SERVOMOTOR AMPLIFICADOR

La válvula piloto y el servomotor amplificador deberá ser fabricados como una sola unidad, utilizando para su producción un proceso de fundición y empleando como material acero.

Tanto la válvula piloto que es una válvula hidráulica de tres vías como el servomotor amplificador que es un pequeño cilindro hidráulico de simple efecto, una vez fundidos deberán ser mecanizados en máquinas herramientas para darles el acabado, dimensiones finales y las tolerancias de los agujeros que permiten un ensamble a presión de las camisetas que se alojarán en ambos cilindros, en los cuales se practicarán agujeros con las rocas adecuados para la instalación de los accesorios de las tuberías de entrada y salida del aceite.

Las camisetas de los cilindros de la válvula piloto y del servomotor amplificador se deberán construir en forma de bocinas, utilizando como material bronce fosforoso. Su fabricación requerirá así mismo un buen acabado superficial con tolerancias adecuadas y compatibles con las tolerancias de los agujeros de los cilindros de ambas válvulas.

Los pistones de los cilindros delsistema pre- amplificador se pueden producir en base a barras de acero SAE-1020 considerando el mecanizado posterior de alojamientos de resortes y vástagos de los embolos.

Los planos de fabricación de las válvulas del sistema de pre-amplificación deberán poseer las siguientes características :

- Se deberá presentar un plano de ensamble general donde se indiquen las dimensiones finales y las tolerancias de las mismas que deberán tener. las dos válvulas del sistema de pre-amplificación. En este plano se deberán incluir un listado de elementos de máquinas que intervienen en el montaje, como niples de paso, sellos mecánicos " o ringe's", pernos de sujeción, arandelas, etc.

- En el plano del cuerpo del sistema pre-amplificador se deberá indicar las dimensiones finales de los radios de curvatura de su base, así como la disposición de los agujeros para las conexiones de las tuberías de aceite y los correspondientes a los anclajes a la base de la carcasa del regulador. En el listado de materiales se deberá indicar las especificaciones del material que se utilizará en la fabricación del conjunto pre-amplificador. También será necesario incluir otro plano del modelo que se utilizará para su producción mediante el proceso de fundición.

- El plano de las camisetas de los cilindros de ambas válvulas deberán indicar los niveles de acabados y las tolerancias que se requieren para un desplazamiento óptimo de los embolos de las válvulas piloto y amplificadora respectivamente. En el listado de materiales se deberá indicar las especificaciones de los materiales con que se fabricarán estas piezas.

- En el plano de los pistones del sistema pre-amplificador se deberán indicar las dimensiones exteriores de los embolos incluyendo las tolerancias de las mismas, las cuales deberán ser compatibles con los agujeros de ambos cilindros. En el listado de materiales se indicarán las especificaciones del material con que se deberán producir cada pieza.

6.3. FABRICACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION Y FUERZA

El sistema de distribución y fuerza, formado por una válvula distribuidora, que es una válvula de control de aceite de cuatro vías que gobierna los desplazamientos de un cilíndro hidráulico de doble efecto, denominado servomotor de fuerza, deberá ser fabricado como una sola unidad, utilizando para su producción un proceso de fundición, pudiendo ser este, de fundición maleable o acero fundido.

Una vez efectuada la fundición del servomotor y la válvula distribuidora, se deberá realizar un mecanizado interior y exterior del conjunto, utilizando como máquinas-herramientas torno, cepillo y rectificadora de cilindros interiores, a fin de darles al conjunto las dimensiones finales, acabados y las tolerancias adecuadas.

En el cuerpo del servomotor y válvula distribuidora se practicarán las secciones de paso del aceite, recomendándose efectuar los roscados interiores de éstas, en concordancia con las conexiones comerciales de tubería existentes.

Para producir los pistones de los cilindros del servomotor y válvula distribuidora, se recomienda utilizar un proceso de fundición, utilizando como material acero, posteriormente se le dará a ambos embolos un acabado superficial para obtener una superficie completamente lisa a fin de lograr un desplazamiento óptimo de los pistones dentro de los cilindros. A ambos pistones se le practicarán, asimismo, los agujeros correspondientes al alojamiento de ambos vástagos, indicando las tolerancias y dimensiones finales.

En el pistón del servomotor se efectuará un canal con las tolerancias y radios de curvatura adecuados para el alojamiento del sello mecánico " o-ringe ".

Las tapas del servomotor se pueden producir mediante un proceso de fundición, utilizando como material acero. Bajo ciertas condiciones se pueden construir las tapas también como piezas soldadas. Una vez fundidas las tapas será necesario realizar un mecanizado para darles las dimensiones finales, así como efectuar el taladrado de los agujeros para los pernos de sujeción correspondientes.

Los planos de fabricación del sistema de distribución y fuerza deberán poseer las siguientes características :

- Se deberá presentar un plano de ensamble general donde se indiquen las dimensiones finales y las tolerancias de las mismas que deberá tener pistones y cilíndros de servomotor y válvulas distribuidora respectivamente. También se incluirán detalles de las uniones vástago-pistón y de las tapas al cilindro del servomotor. En este plano se deberá incluir un listado de elementos de máquinas que intervienen en el montaje, cabe decir: pernos, arandelas, empaquetaduras, etc. También se deberán incluir detalles del montaje.

- En el plano del cuerpo del servomotor se deberá indicar la disposición de los agujeros para los ensambles de la tapa y mecanismo del soporte manual en ambos extremos del cuerpo del servomotor. Asimismo se indicarán las dimensiones finales de diámetros y agujeros del ensamble del servomotor a la caja del regulador. En la lista de materiales de este plano se indicará las especificaciones del material con que se fabricará esta pieza.

- En el plano de los pistones del servomotor y válvula distribuidora. Se indicarán las dimensiones y tolerancias de las mismas, de los diámetros exteriores de los embolos. Se deberá indicar así mismo las dimensiones y acabados del canal a practicar en el cuerpo del embolo del servomotor en donde se alojará el sello mecánico " o-ringe" Se presentarán también detalles del ensamble de los vástagos a los embolos de ambos cilindros en sus respectivas contratuercas de ajuste. En el listado de materiales además de indicar las especificaciones del material con que se fabricarán los pistones se incluirán características de los sellos mecánicos , tuercas, y arandelas de los vástagos de los embolos.

- En el plano de las tapas del servomotor se indicaran las especificaciones de las tolerancias y los niveles de acabados, principalmente en la zona donde se alojará la prensa-estopa se incluiran en este plano recomendaciones para efectuar el maquinado interior del agujero donde se alojará la prensa-estopa y la base que dá al interior del cilindro del servomotor. El listado de materiales contendrá la especificación del material que se utilizará para su producción.

6.4. FABRICACIONE DE LOS SISTEMAS DE REALIMENTACION

6.4.1. FABRICACION DEL SISTEMA DE COMPENSACION PERMANENTE

La realimentación permanente que se logra actuando sobre la tensión del resorte del taquímetro desde el vástago del servomotor, está formado por los planos inclinados y las correspondientes conexiones mecánicas .

Los planos inclinados pueden fabricarse utilizando acero al carbono.

Las conexiones mecánicas consistentes en vástagos y brazos de palanca se fabricarán a partir de ejes de acero SAE 1045 y platinas de acero estructural respectivamente.

Los sistemas que hacen a las conexiones mecánicas autorregulables, que consisten en pernos de regulación, porta bases móvibles, perillas de regulación, etc. se fabricarán de acero AISI 1020.

Las guías y topes de regulación se fabricarán por fundición empleando fierro fundido gris.

Las nueces de regulación se fabricarán utilizando como material bronce fosforoso, poniendo especial cuidado en el acabado superficial con las tolerancias adecuadas.

Los planos de fabricación de estos elementos deberán contener detalles de los tipos de unión utilizados en las conexiones de los mecanismos vástago -brazo de palanca. En las zonas donde se requieran buenos acabados superficiales, se deberán indicar las tolerancias de las dimensiones . Se indicarán así mismo los tipos de soldaduras utilizados en las uniones de los mecanismos de autoregulación. En el plano de las palancas de conexión se indicarán las dimensiones finales de los agujeros chinos a practicarse en las mismas.

En el plano de los vástagos, se deberá especificar el tipo de rosca que deberá tener las partes regulables y en el correspondiente a los planos inclinados, se indicarán los niveles de acabado que deberán tener la portabase móvil, base y nuez de los elementos inclinados.

En todos los planos de los elementos del sistema de compensación permanente, se incluirá un listado de materiales con las especificaciones de los materiales que se utilizarán en la fabricación de estas piezas.

6.4.2. FABRICACION DEL SISTEMA DE COMPENSACION TEMPORAL

El efecto del retroceso de la realimentación temporal, se logra hidráulicamente, actuando sobre la base del pistón de la válvula piloto, a través del cilindro de compensación temporal y la aguja restrictora fabricadas en un sólo cuerpo , utilizando como material acero estructural.

La aguja restrictora se fabricará empleando como material - acero al carbono y el asiento de la misma de bronce fosforoso; a ambos elementos se le dará un buen nivel de acabado incluyendo dimensiones finales de fabricación

El embolo del cilindro de compensación temporal se fabricará de bronce fosforoso considerando las tolerancias de las dimensiones de los alojamientos de los resortes compensadores en ambos lados del embolo. Su fabricación es sencilla requiriéndose solamente un buen acabado superficial.

El cilindro donde se alojará el embolo compensador se fabricará de acero estructural, con las tolerancias y acabados interiores que permitan un desplazamiento óptimo de resortes y pistón compensadores.

Los demás elementos como : tapas del cilindro y agujas restrictoras, guías de resortes, guías, espárragos y brazos de intercambio, etc. se fabricarán de acero SAE 1045.

El plano del montaje del cuerpo cilindro compensador-aguja restrictora deberá indicar la disposición de las secciones del - paso del aceite y el tipo de rosca necesaria para la conexión con los accesorios de tubería del regulador de velocidad. Se incluirá así mismo un listado de materiales indicando las especificaciones del material con que se fabricará el conjunto.

El plano de la aguja restrictora deberá contener tolerancias en las dimensiones de la aguja, compatibles con el agujero de su asiento. Se indicará así mismo, el tipo de ranura a practi - car en la cabeza de la aguja, que permita un fácil desmontaje En el listado de materiales se deberá indicar las especificaciones de los materiales con que se construirán estas piezas.

El plano del cilindro y el embolo del sistema compensador deberá indicar los niveles de acabado y las especificaciones de tolerancias en cada dimensión, especialmente en el diámetro interior del cilindro y diámetros exterior del embolo e interior de los alojamientos de resortes. El listado de materiales con las especificaciones de los materiales a emplearse en la fabricación de estas piezas contendrá también un listado de tapas, guías de resorte y bases de mando.

En los planos de las piezas adicionales del sistema de compensación temporal se indicarán claramente los niveles de acabado y las tolerancias que se requierán para su ensamble con las piezas principales . En el listado de materiales se indicará la especificación del material con que se deberá producir estas piezas.

6.5. FABRICACION DE LA BOMBA DE ENGRANAJES

Los elementos que conforman la bomba de engranajes son : los piñones, cuerpo de la bomba y tapas, para el primero se puede utilizar como material de fabricación acero al cromo-niquel y para los dos últimos fundición gris.

Los piñones iguales y de dientes rectos una vez tallados en fresa madre deberán ser cementados y rectificados. Se recomienda una profundidad de la capa cementada entre (0.7 y 1) milímetro. Este tratamiento térmico de cementación exige cierta experiencia, toda vez que se trata de piñones cuyos dientes serán construídos con patrones de diseño perfeccionados.

El cuerpo de la bomba producido mediante un proceso de fundición deberá ser maquinado para obtener las dimensiones finales. Los lados que están en contacto con los piñones deberán tener un buen acabado superficial que permitan obtener una superficie lisa que evite puntos cavitantes.

Las tapas del cuerpo de la bomba se producirán en base a un proceso de fundición, utilizando como material fierro fundido, una vez fundidas deberán ser maquinadas para darles el acabadoydimensiones finales. Es necesario agregar que estas tapas servirán así mismo de soportes de los rodamientos de la bomba de engranajes. Los cojinetes de los ejes de rotación de la bomba, son anillos de bronce fosforoso que van montados en el cuerpo de la bomba y su fabricación sólo requiere de un buen acabado superficial con tolerancias adecuadas.

En el plano de montaje general de la bomba de engranajes, se hará referencia a los planos donde se detallan las especificaciones, tolerancias y acabados de cada pieza de la bomba. En este plano se deberá incluir detalles de montaje especificándose las tolerancias requeridas.

En el plano de los piñones, se indicarán especificaciones de construcción como : número de dientes, módulos y paso diametral, así como el proceso de fabricación de los dientes y su posterior tratamiento térmico. Se indicarán además las tolerancias de las dimensiones que tendrán los agujeros donde se ensamblarán los ejes de accionamiento de ambos piñones con indicación del tipo de canal chavetero. Finalmente se incluíra un listado de materiales con especificaciones del material con que se producirán los piñones.

En el plano denominado cuerpo de la bomba se indicarán los niveles de acabados, dimensiones y tolerancias de las mismas con que se practicarán los agujeros para el alojamiento de los cojinetes así como los agujeros en donde se ensamblarán los pasadores guías. Se indicará así mismo la posición de la sección de succión y descarga para el ensamble de las tuberías de aceite así como el alojamiento de los sellos mecánicos para el ensamble hermético del conjunto. En el listado de materiales de este plano se indicarán las especificaciones del material con que se fabricará el cuerpo de la bomba, así como el tipo de sello mecánico a utilizarse en el ensamble cuerpo-tapas de la bomba. En el plano denominado tapas de la bomba se deberá indicar : las dimensiones finales después del rectificado por máquinas -herramientas, la disposición de los agujeros para los pernos de sujeción de la bomba y las tolerancias de los agujeros para un montaje a presión con las pistas exteriores de los cojinetes de la bolas del eje principal de la bomba. En el listado de materiales de este plano se indicará el tipo de material a utilizar en la fabricación de estas piezas.

El plano de fabricación de los soportes de cojinetes de la bomba deberá indicar los niveles de acabados y las tolerancias que se requieren para su ensamble con los ejes y cuerpo de la bomba. En el listado de materiales se indicarán la especificación del material con que se deberá producir estas piezas.

6.6. FABRICACION DEL EJE PRINCIPAL DEL REGULADOR Y EL EJE DE LA BOMBA

El eje principal del regulador de velocidad se puede fabricar con acero para eje de acero SAE 1045, y el eje de la bomba se puede producir a partir de un eje de acero al carbono que tenga una buena resistencia a los esfuerzos de flexión.

Los planos de fabricación de estos dos elementos deberán contener indicaciones relativas a tolerancias en los diámetros de cada escalonamiento, niveles de acabados y radios de curvatura para cada cambio de sección.

En la parte del eje de la bomba, donde se montarán los cojinetes axiales de bolas, se recomienda considerar una tolerancia que permite un ajuste a presión en el montaje.

6.7. FABRICACION DEL SOPORTE DEL MANDO MANUAL

El soporte del mando manual así como la volante de este se fabricarán mediante un proceso de fundición, empleando como material fierro fundido. Posteriormente será necesaria rectificar ambas piezas mediante un proceso de maquinado en máquinas - herramientas.

En ambos elementos se practicarán perforaciones para ensamblar por un lado la bocina, prensa-estopa y patín en la volante, y por otro la - nuez de regulación, retén, perilla de regulación y rodamientos axiales en el soporte.

La bocina se fabricará en bronce fosforoso; siguiendo las recomendaciones que para estos elementos se dieron anteriormente; La prensa -estopa y el patín son piezas sencillas que se recomienda producirlas por - fundición, utilizando como material acero.

La nuez y la perilla de regulación se produciran por fundición empleando como material fierro fundido. Todas las piezas que conforman el mando manual serán rectificadas para obtener los acabados y dimensiones finales de cada una de ellas .

Los planos de fabricación del soporte manual deberán tener los siguientes características :

Deberá presentarse un plano de montaje general del soporte manual y de su volante, en el que se detallen las especificaciones, tolerancias y acabados de cada una de las piezas que conforma éstos dos elementos. Se incluirán también el ensamble del conjunto volante y soporte a ambas caras laterales de la caja del regulador. En este plano se deberá incluir un listado de materiales con especificaciones de los elementos de máquinas que intervienen en el montaje, como: retenes, perillas, rodamientos, guías de regulación y pernos de sujeción y arandelas. También será necesario incluir otro plano con los modelos de la volante y el soporte que se utilizarán para su producción mediante el proceso de fundición.

El plano de las piezas del soporte, deberá indicar los niveles de acabados y tolerancias que deberán tener las dimensiones finales de cada una de éstas piezas, ésta tolerancias deberán compatibilizarse con las tolerancias de la ventana del soporte y eje principal del regulador donde se ensamblarán las mismas. En el listado de materiales se indicarán las especificaciones del material con que se fabricarán estas piezas.

El plano de las piezas de la volante, deberá indicar claramente los niveles de acabados y las tolerancias que se requieren para su ensamble en el eje de regulación y el cuerpo de la volante. En el elemento nuez de regulación se deberá especificar el tipo de rosca que deberá tener esta pieza para su ensamble al eje del regulador . El listado de materiales contendrá las especificaciones de los materiales que se utilizarán en la producción de cada pieza.

6.8 FABRICACION DE RESORTES

Estos elementos complementarios a la piezas que conforman el regulador como son : taquímetro, servomotor, de amplificación y sistema de regulación temporal, se fabricarán a partir de alambre para resortes de acero SAE 1090.

En los planos donde intervienen estos elementos ademas de especificar el material con que se fabricarán los resortes, se indicarán las siguientes características :

- Número de espiras
- Espesor del alambre
- Diámetro medio
- Paso entre espiras

6.9 FABRICACION DE LA CARCASA

La fabricación de la carcasa del regulador de velocidad se realiza mediante un proceso de fundición, empleando como material fierro fundido, adicionalmente se fabricará la cubierta de los brazos de regulación empleando como material planchas soldadas de acero estructural.

Una vez culminado el proceso de fabricación de la carcasa y la cubierta adicional; se le somete al conjunto a un proceso de galvanizado por inmersión en caliente; con lo cual se protege de la corrosión.

Los planos de fabricación deberán presentar detalle de las uniones con soldadura de la cubierta así como las tolerancias de los agujeros y las distancias entre los mismos en la carcasa principal del regulador.

Finalmente, la fabricación del regulador de velocidad óleo - mecánico culmina con el ensamble de todas las piezas, para lo cual será necesario elaborar un plano de montaje general donde se incluirá un listado de materiales que proporcione la siguiente información :

- Posición de cada pieza en el montaje,
- Denominación de la pieza ,
- Número de piezas o elementos de máquinas presentes en el regulador,
- Especificación de los materiales ,
- Dimensiones y características generales ,
- Observaciones adicionales de fabricación.

CAPITULO VII

ANEXO 1

EJEMPLO DE DISEÑO Y CALCULO DE UN REGULADOR DE VELOCIDAD

El presente anexo tiene por objeto ilustrar, a través de un ejemplo el proceso de diseño y cálculo de un regulador oleomecánico de velocidad para una turbina Michell Banki de una Central Hidroeléctrica específica.

El prototipo de regulador se calcula para operar en conjunto el grupo turbina Michell Banki - Generador, alimentado a través de una tubería de acero de la pequeña central hidráulica.

Para efectosde calcular la capacidad de diseño del regulador se tomará en cuenta las características de operación de un regulador de caudal tipo álabe perfilado, por ser éste el de más uso en el diseño de las pequeñas turbinas hidráulicas Michell Banki .

7.1 DATOS NECESARIOS PARA EL CALCULO DEL REGULADOR

- Características de la Instalación Hidráulica

  . Caída Neta : H_o = 68,5 m.

  . Caudal : Q_o = 0.5 m^3/seg.

- Características de la Tubería Forzada

  . Material : acero

  . Longitud : 150 m.

  . Diámetro Interior

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot V_{op}}}$$

//..

//...

Velocidad Optima V_{op} = 3m/seg.

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \times 0.5}{\pi \times 3}}$$

D_p = 0.46 m.

. Espesor de la Tubería de Presión

$$t_p = \frac{1.25 \times H_m \cdot D_p}{2 \bar{Y}} + e_o$$

H_m , salto bruto incrementado por la sobrepresión por golpe de ariete, comprendido entre el 30% y 60%.

$H_m = 1.3 \times H_o = 1.3 \times 68.5$

H_m = 89 m.

$\bar{Y}$, resistencia del acero; para tubo soldado eléctricamente (plancha de acero cuya carga de rotura sea de 35 a 65 Kg /mm2), toma el valor de :

$\bar{Y}$ = 12 Kg/mm^2

e_o, incremento del espesor en mm (rugosidades), de 3 a 5 mm.

e_o = 3 mm.

Por lo tanto :

$$t_p = \frac{1.25 \times 89 \times 0.46}{2 \times 12} + 3$$

t_p = 5.1 mm.

//..

Características del Grupo :

. Turbina Hidráulica : Tipo Michell Banki

. Potencia del grupo

$$W_o = 9.807 \cdot Q_o \cdot H_o \cdot \eta$$

$$W_o = 9.807 \times 0.5 \times 68,5 \times 0.65$$

$$W_o = 218 \text{ Kw.}$$

. Número óptimo de revoluciones con que debe girar la turbina

$$N_o = \frac{39.84 \times H^{1/2}}{D_e}$$

D_e , diámetro del rodete, que según el capítulo de estandarización corresponde a $D_e = 0.3$ m.

$$N_o = \frac{39.85 \times 685^{1/2}}{0.3}$$

$$N_o = 1100 \text{ rpm.}$$

Comprobando la aplicación de la turbina Michell Banki se tiene número específico de Revoluciones N_q

$$N_q = \frac{N \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1100 \times 0.5^{1/2}}{68.5^{3/4}} = 33$$

N_q = 33, valor que está comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Michell Banki

. Caracteristicas del Mecanismo de regulación del caudal de la Turbina.

para el cálculo se considera las características de operación del álabe directriz perfilado (Ver Figura 46), por ser el más común en las pequeñas centrales hidroeléctricas.

. Fuerza Requerida para accionar el regulador de caudal.

En la Figura N° 47, se muestra la variación del torque T en el eje de accionamiento del regulador de caudal considerado (álabe directriz perfilado) versus el porcentaje de carga.

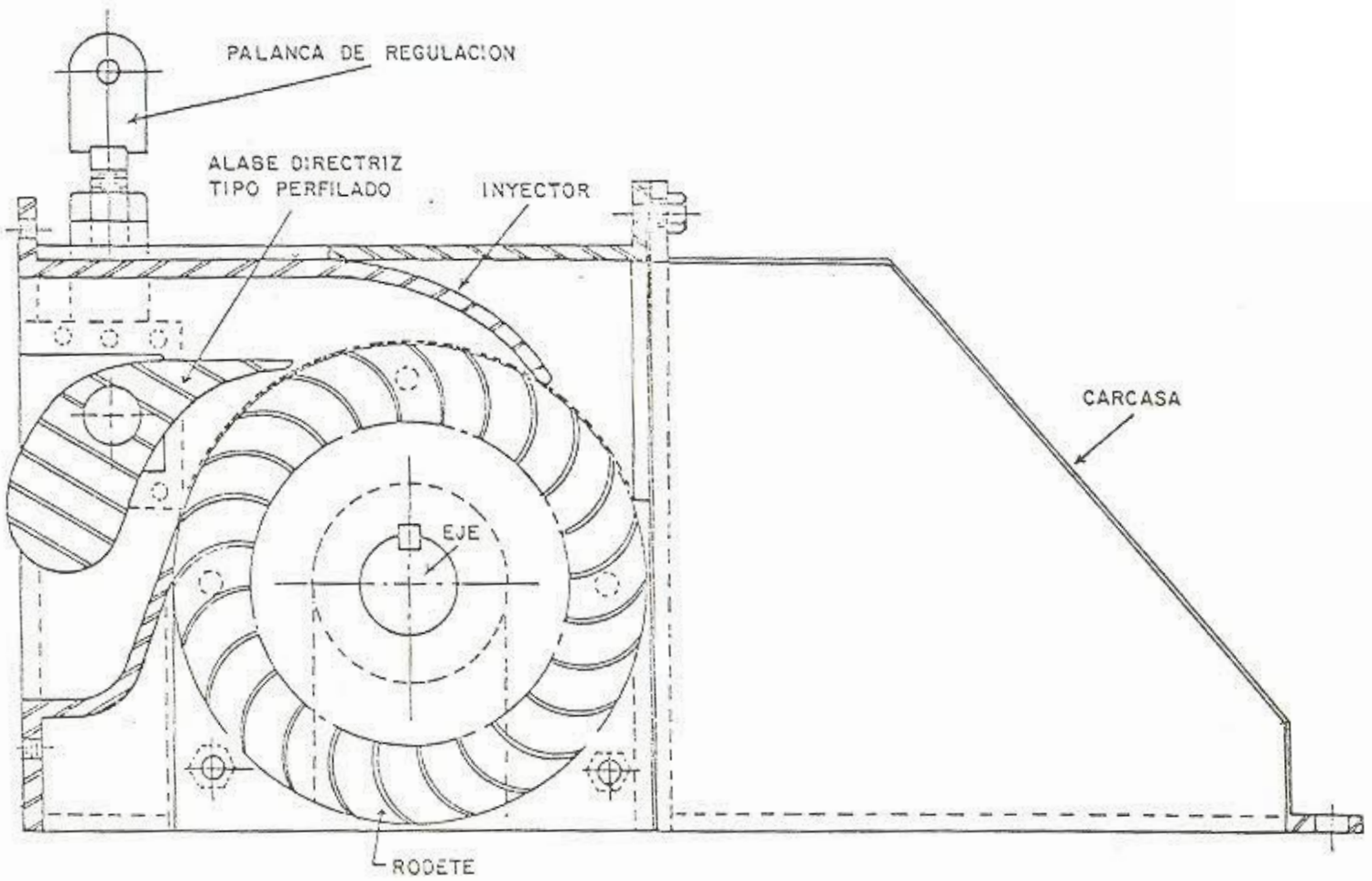


FIG. 46 MODELO DE TURBINA OLADE DE FLUJO CRUZADO QUE SE CONSIDERA EN EL CALCULO DE LA CAPACIDAD DE TRABAJO DEL REGULADOR PROTOTIPO.

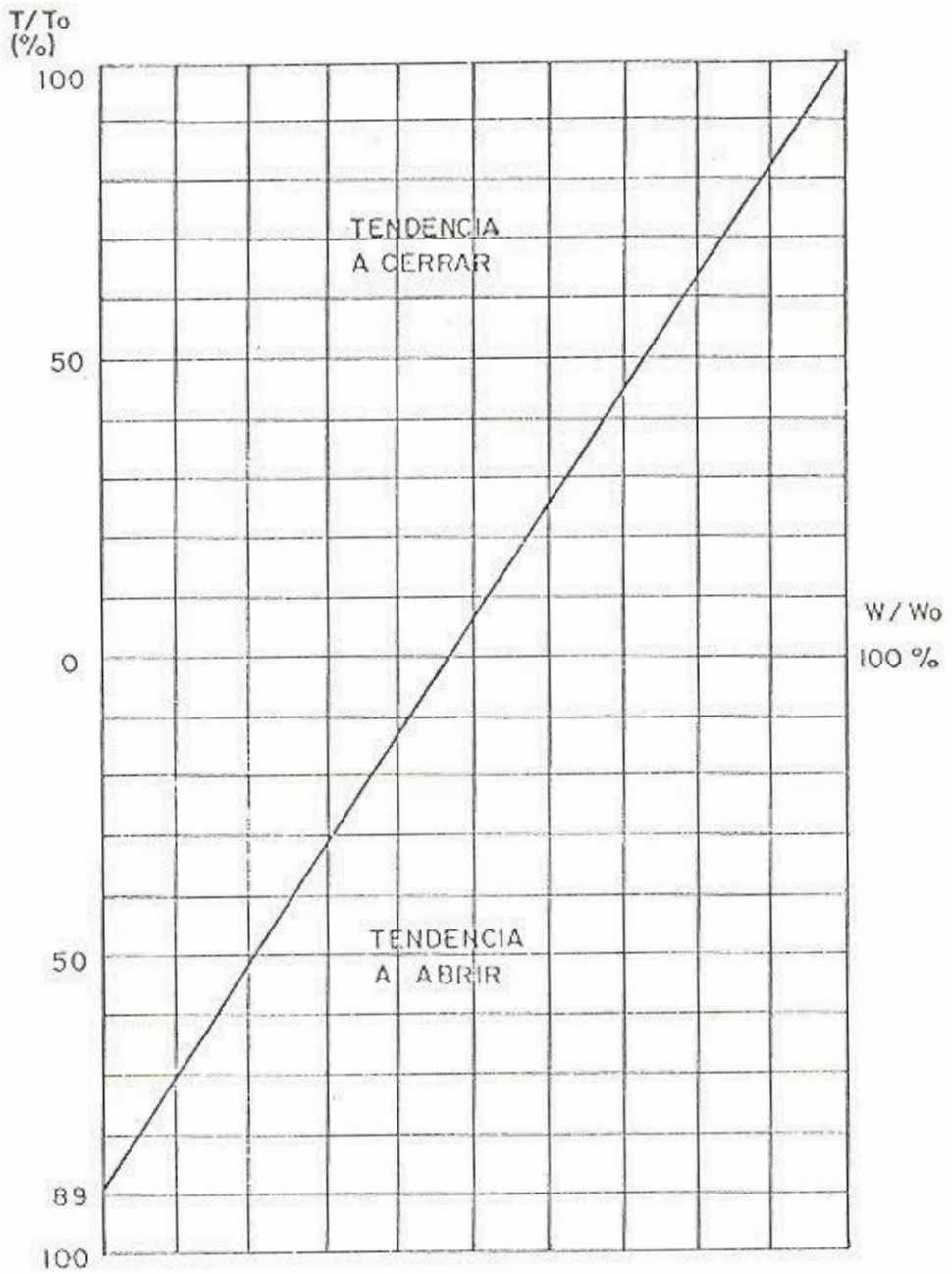


FIG. 47 VARIACION PORCENTUAL DEL MOMENTO TORSOR EN EL EJE DEL ALABE DIRECTRIZ TIPO PERFILADO, SEGUN LA VARIACION DE CARGA DE LA TURBINA OLADE DE FLUJO CRUZADO.

//...

El torque máximo en el eje del álabe directriz (distribuidor) se da en la posición completamente abierta (plena carga) y tiene como valor :

$$T = 31.D_e \cdot Q \cdot \sqrt{H} = 31 \times 0.3 \times 0.5 \times \sqrt{68.5}$$

$$T = 38.5 \text{ Kg - m}$$

7.2. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DEL REGULADOR

7.2.1. Parámetros iniciales de cálculo

- Constante de tiempo de la tubería forzada (T_w)

$$T_w = \frac{L \times V_{op}}{g \times H_o}$$

De los datos tenemos :

$$L = 150\text{m.} \quad V_{op} = \frac{4.Q_o}{\pi.D_p^2} = \frac{4 \times 0.5}{\pi \times 0.46^2} = 3.00 \text{ m/seg, } H_o = 50\text{m.}$$

Luego :

$$T_w = \frac{150 \times 3.00}{9.8 \times 68.5}$$

$$T_w = 0.67 \text{ seg.}$$

- Constante de tiempo del grupo (T_m)

$$T_m = \frac{1}{37205} \times \frac{PD^2.N_o^2}{g.W_o}$$

De los datos se tiene :

$PD^2 = 372$ Kg - m^2 calculado en el ITEM 7.3.3. y con

$N_o = 1100$ rpm, $W_o = 218$ Kw.

//...

Luego :

$$T_m = \frac{1}{37205} \times \frac{372 \times 1100^2}{9.8 \times 218}$$

$$T_m = 5.6 \text{ seg.}$$

- Estatismo permanente (σ)

Su consideración en el diseño permite aumentar la estabilidad de la regulación de la velocidad, para nuestro caso adaptamos el valor :

$$\sigma = 0.03$$

- Coeficiente de autorregulación del sistema (a_{22})

Para carga puramente resistiva con regulador de voltaje y turbina en general, obtenemos de la Tabla II (Capítulo III del Manual) :

$$a_{22} = 0$$

7.2.2 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS PARA LA SELECCION DEL AJUSTE DEL REGULADOR

- Parámetro K_3 :

$$K_3 = \frac{a_{22} \cdot T_w}{T_m} = \frac{0 \times 0.67}{5.6}$$

$$K_3 = 0$$

- Parámetro K_4 :

$$K_4 = \frac{\sigma \cdot T_m}{T_w} = \frac{0.03 \times 5.6}{0.67}$$

$$K_4 = 0.2$$

7.2.3. SELECCION DEL AJUSTE INICIAL

En base a los parámetros K_3 y K_4 , obtenemos los valores de K_1 y K_2, a partir de las curvas de ajuste calculados (Fig. 12), seleccionando previamente un ajuste de referencia de la Tabla N° 1, adoptamos para este caso los valores recomendados por D.H. Berry.

$$K_1 = 0.5569 \quad , \quad K_2 = 0.2587$$

7.2.4. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL REGULADOR

- Constantes de tiempo del dashpot (T_{r1} y T_{r2}) y del Estatismo Temporal (δ)

$$T_{r_1} = \frac{T_w}{K_2} = \frac{0.67}{0.2587}$$

$$T_{r_1} = 2.58 \text{ seg.}$$

$$T_{r_2} = \frac{T_w^2}{K_1 \cdot K_2 \cdot T_m} \cdot \delta$$

con = 0.75 , valor asumido :

$$T_{r_2} = \frac{0.67^2}{0.5569 \times 0.2587 \times 5.6 \times 0.75}$$

$$T_{r_2} = 0.74 \text{ seg.}$$

7.3 CALCULO DE LA SEGURIDAD DE LA INSTALACION

7.3.1. CALCULOS PRELIMINARES

- Velocidad de la onda de presión (a)

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{E_p}{E} \times \frac{D_p}{t_p}}}$$

La relación $\frac{E_p}{E}$, entre los dos referidos módulos de elasticidad, vale como término medio para la tubería de acero :

$$\frac{E_p}{E} = 0.01$$

Luego :

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + 0.01 \times \frac{0.46}{0.0051}}}$$

$a = 1030$ m /seg.

- Tiempo elástico (T_e)

$$T_e = \frac{2 \times L}{a} = \frac{2 \times 150}{998}$$

$T_e = 0.3$ seg.

- Tiempo de cierre (T_s)

Para el caso de turbinas Michell Banki, se puede asumir :

$T_s = 3$ seg.

//...

- Cifra característica de la tubería (ρ)

$$\rho = \frac{T_w}{T_e} = \frac{0.67}{0.3}$$

$$= 2.23$$

- Tiempo relativo de cierre (θ)

$$\theta = \frac{T_s}{T_e} = \frac{3}{0.3}$$

$$\theta = 10$$

- Constante K_A

Dado que $\theta > 1$, K_A se calcula con :

$$K_A = 0.5 + 0.75 \left(\frac{\rho}{\theta}\right) - 0.175 \cdot \left(\frac{\rho}{\theta}\right)^2$$

$$K_A = 0.5 + 0.75 \left(\frac{2.23}{10}\right) - 0.175 \cdot \left(\frac{2.23}{10}\right)^2$$

$$K_A = 0.65$$

7.3.2 DETERMINACION DEL MAXIMO AUMENTO DE PRESIONES EN LA TUBERIA (Δh_m)

El fenómeno producido por el cierre del mecanismo de control de flujo de la turbina puede clasificarse como un golpe de ariete con cierre lento ($\theta > 1$) . Según esto, el aumento máximo de presión en la tubería puede calcularse a partir de la siguiente fórmula de Allievi.

//...

$$\Delta h_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{\theta} \cdot \left(\frac{P}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{P}{\theta}\right)^2 + 4} \right) \cdot K$$

donde :

K_1 factor de compensación, tomado como 1.2

reemplazando los valores hallados obtenemos :

$$\Delta h_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{2.23}{10} \cdot \left(\frac{2.23}{10} + \sqrt{\left(\frac{2.23}{10}\right)^2 + 4} \right) \cdot 1.2$$

$$\Delta h_m = 0.29 \quad (29\%)$$

Este valor es menor que el máximo permitido (40%)

7.3.3 ESTIMACION DEL PD^2 REQUERIDO Y DE LA ELEVACION MAXIMA DE LA VELOCIDAD DEL GRUPO (Δn_m)

El valor requerido del factor de inercia del sistema (grupo más volante), para el tiempo de cierre definido a fin de satisfacer una elevación máxima de velocidad determinada se calcula a partir de la siguiente fórmula :

$$PD^2_{req.} = 730,320 \cdot K_A \cdot \frac{W_o \cdot T_s}{N_o^2 \left((\Delta n_m + 1)^2 - 1 \right)}$$

donde :

Δn_m , sobrevelocidad máxima del grupo , generalmente en el rango : 0.25 a 0.35 ; para nuestro caso tomamos :

$$\Delta n_m = 0.3$$

Tomando además los valores hallados anteriormente obtenemos :

$$PD^2_{req.} = 730,320 \cdot 0.65 \cdot \frac{218 \times 3}{1100^2 \cdot \left((0.3 + 1)^2 - 1 \right)}$$

$$PD^2_{req.} = 372 \ Kg - m^2$$

//...

//...

7.4. CALCULO DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS COMPONENTES DEL REGULADOR

7.4.1 CALCULO DEL TAQUIMETRO

- Características y dimensiones principales :

Para el tipo de taquímetro seleccionado tenemos la siguiente expresión para la relación entre la constante del resorte "K_r" y el peso del brazo del taquímetro "W_b" :

$$K_r = \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{\Delta x} \cdot \left[4_c + \frac{a \Delta x}{3_b \cdot r_o} \cdot (1 + c^2) \right] \cdot \frac{W_b}{g} \cdot \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot N_T^2 \cdot r_o$$

Asumiendo después de algunos tanteos las dimensiones :

$a = 5$ cms, $b = 3.5$ cms , $r_o = 3.5$ cms, $\Delta x = 0.5$ cms. y considerando además que $c = 0.1$ (10%) y $N_T = 1200$ rpm

obtenemos :

$$K_r = \frac{5}{3.5} \cdot \frac{1}{0.5} \cdot \left[4 \times 0.1 + \frac{5 \times 0.5}{3 \times 3.5 \times 3.5} \cdot (1 + 0.1^2) \right] \cdot \frac{W_b}{980} \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot 1200^2 \times 3.5$$

$$K_r = 75.5 \, W_b$$

considerando la longitud asumida del brazo así como un ancho y espesor del mismo de 3.5 cms y 2.2 cms respectivamente, tenemos que su peso aproximado, supuesto hecho de acero (peso específico : $7.85 \times 10^{-3} \frac{Kg}{cm^3}$

será :

$$W_b = 5 \times 3.7 \times 2.2 \times 7.85 \times 10^{-3}$$

$$W_b = 0.32 \text{ Kg.}$$

//...

Por lo que obtenemos para K_r :

$K_r = 75.5 \times 0.32$

$K_r = 24$ Kg/cm.

Estos valores son los adoptados para el diseño

- Curva Características

. Pendiente de la Curva

Para el taquímetro tipo Hartnell, se tiene la siguiente expresión para la pendiente de su curva característica :

$$\frac{\Delta F}{\Delta r} = 2.\left(\frac{b}{a}\right)^2 . K_r = 2.\left(\frac{3.5}{5}\right)^2 . 24$$

$$\frac{\Delta F}{\Delta r} = 23.5 \text{ Kg/cm}$$

. Fuerza Centrífuga para la posición normal del brazo (vertical)

$$F_o = \frac{W_b}{g} \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 . N_T^2 . r_o$$

$$F_o = \frac{0.32}{980} \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 . 1200^2 . 3.5$$

$$F_o = 18 \text{ Kg.}$$

. Ecuación de la curva característica

$$F - F_o = \frac{\Delta F}{\Delta r} . (r - r_o)$$

reemplazando los valores obtenidos

$F - 18 = 23.5 \times (r - 3.5)$

$F = 23.5r - 64.25$

. Curvas de las fuerzas de disturbio

$$F = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{W_b}{g} \cdot N_T^2 \cdot r_o'$$

$$F \doteq \left(\frac{11}{30}\right)^2 \cdot \frac{0.32}{980} \cdot N_T^2 \cdot 3.5$$

$$F = 1.25 \times 10^{-5} N_T^2$$

Tabulando algunos valores obtenemos :

N_T (rpm)	1000	1080	1200	1300	1320	1500
F (Kg)	12.5	14.5	18	21.1	21.8	28.1

La curva característica del taquímetro y las curvas de las fuerzas de disturbio se muestran graficadas en la Figura - N° 48 . Se puede ver claramente la verificación de la - condición :

$$\frac{d_F}{d_r} > \frac{F}{r} ,$$

con lo que garantizamos la estabilidad del detector.

7.4.2. CALCULO DEL SISTEMA DE PRE- AMPLIFICACION

- Diámetro de la Válvula piloto (D_1)

Dada las características funcionales del regulador, D_1 lo calculamos a partir de :

$$D_1 = 2 \times \sqrt{\frac{Tr_2 \cdot K_r \cdot C_i}{\pi^2}}$$

//...

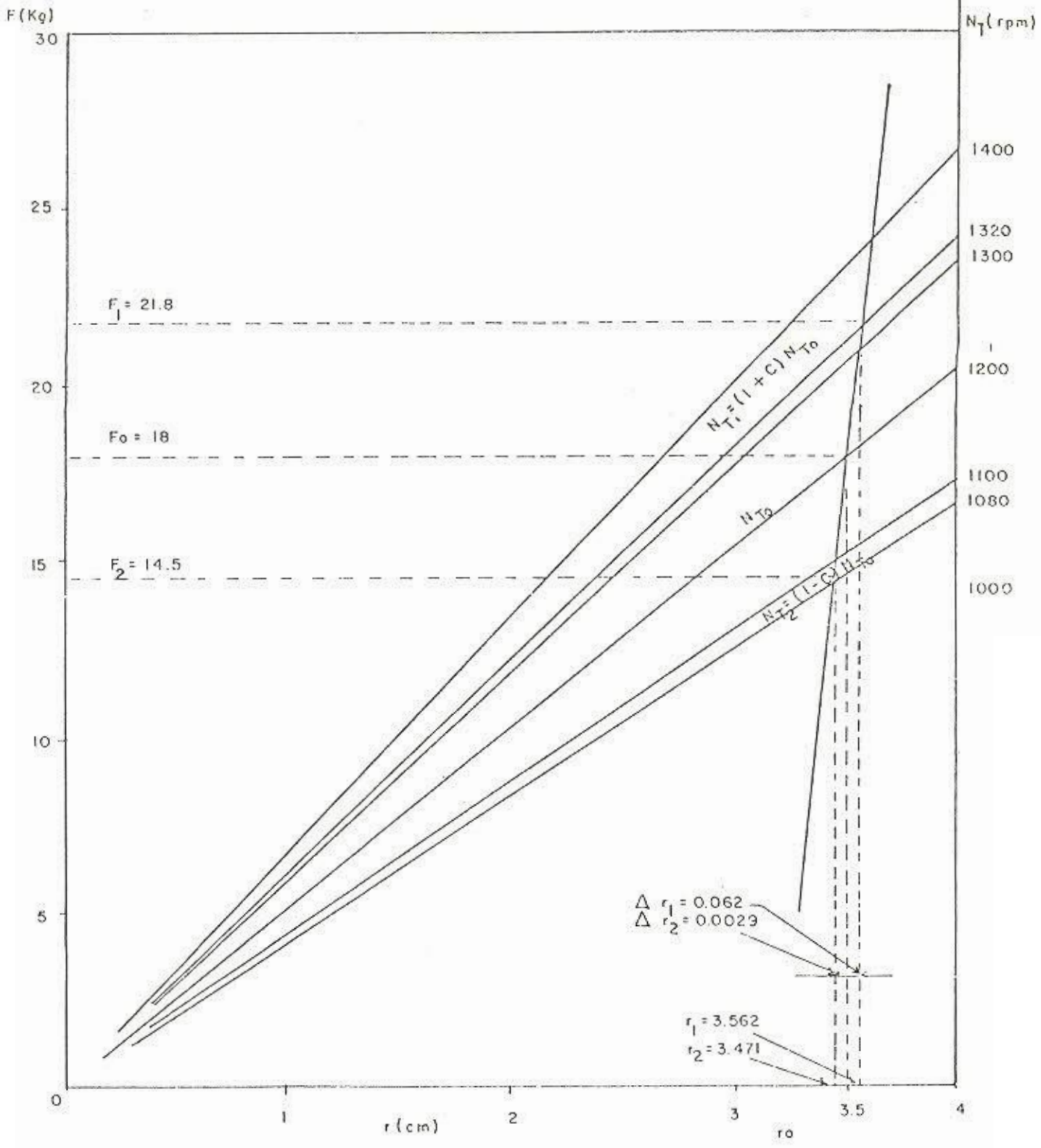


FIG. 48 CURVA CARACTERISTICA DEL TAQUIMETRO

. Cálculo de la constante del restrictor (C_i)

$$C_i = \frac{\pi . d . e^3}{12 . \mu . l}$$

Considerando la proporcionalidad del diseño, asumimos las dimensiones del restrictor y la posición de la válvula aguja según indica la Figura N° 18. Adoptamos una rosca de paso 1.5 mm., la posición indicada de la aguja se alcanzará para 3 vueltas de la misma a partir de la posición cerrada.

Un cálculo geométrico detallado arroja los siguientes valores para las dimensiones e, d, l, indicadas en la Figura N° 18.

$e = 0.022$ cms, $d = 0.527$ cms , $l = 2.553$ cms

Además considerando una temperatura de operación del aceite de 60°C, se tiene (Tabla III).

$$\mu = 3.13 \times 10^{-7} \quad Kg.-seg/cm^2$$

Luego C_i valdrá :

$$C_i = \frac{\pi \times 0.527 \times 0.022^3}{12 \times 3.13 \times 10^{-7} \times 2.553}$$

$$C_i = 1.84 \ cm^5 / Kg\text{-}seg.$$

También de cálculos previos tenemos :

$Tr_2 = 0.74$ seg ; $K_r = 24$ Kg/cm.

Por lo tanto el diámetro de la válvula piloto será :

$$D_1 = 2 . \sqrt[4]{\frac{0.74 \times 24 \times 1.84}{\pi^2}}$$

$D_1 = 2.6$ cms.

//...

- Servomotor de Amplificación

. Volumen del servomotor de amplificación (V_1)

$$V_1 = K_v \cdot \frac{A_1}{p_1}$$

con el valor óptimo de $K_v = 1.25$ y considerando para nuestro diseño los siguientes valores para A_1 y p_1

$$A_1 = 50 \text{ Kg - cm} \quad , \quad p_1 = 32 \text{ Kg/cm}^2$$

tenemos :

$$V_1 = 1.25 \times \frac{50}{32}$$

$$V_1 = 2.34 \text{ cm}^3$$

Area útil de acción del aceite en el servomotor de amplificación (As_1).

$$As_1 = \frac{V_1}{Yo_1}$$

Yo_1 , carrera del pistón, que para el diseño adoptamos como :

$$Yo_1 = 0.6 \text{ cms}$$

$$As_1 = \frac{2.34}{0.6}$$

$$As_1 = 3.9 \text{ cm}^2$$

Sección del vástago del pistón del servomotor de amplificación

$$Av_{s1} = \frac{\pi d^2}{4}$$

//...

adoptamos en nuestro caso : d = 1 cm.

$$Av_{s1} = \frac{\pi \times 1^2}{4}$$

$$Av_{s1} = 0.8 \text{ cm}^2$$

. Diámetro del cilindro del servomotor de amplificación :

$$Ds_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (As_1 + Av_{s1})}$$

$$Ds_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (3.9 + 0.8)}$$

$$Ds_1 = 2.4 \text{ cms.}$$

Definidas las dimensiones principales de los elementos del sistema de pre-amplificación y a fin de justificar la asunción hecha en la deducción del modelo simplificado del sistema de control ($T_p \lesssim 0.01$ seg), chequearemos el valor de Tp, el mismo que está definido por la siguiente expresión :

$$Tp = \frac{1}{C_2'}$$

con :

$$C_2' = \frac{C'_{d3} \cdot \pi \cdot D1}{V_1} \cdot \left(\frac{2g}{\gamma'} \times p\right)^{1/2}$$

donde :

C'_{d3} , coeficiente de estrangulamiento en el área de paso de la válvula piloto, se toma $cd'_3 = 0.55$

$\gamma' = 0.853 \times 10^{-3}$, peso específico de aceite

$$p = p_{30} = \frac{A_1}{V_1} = \frac{50}{2.34}$$

$$p = 21.4 \text{ Kg/cm}^2$$

//...

Luego : C_2' valdrá :

$$C_2' = \frac{0.55 \times 11 \times 2.6}{2.34} \left(\frac{2 \times 980}{0.853 \times 10^{-3}} \times 21.4 \right)^{1/2}$$

$$C_2' = 13,462$$

Por lo que :

$$T_p = \frac{1}{13,462} = 0.00007 \text{ seg.}$$

Por lo que se justifica la asunción hecha en el modelo simplificado del sistema de control.

7.4.3. CALCULO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION Y FUERZA

Servomotor de Fuerza

. Capacidad de trabajo del servomotor (A)

Para turbinas Michell Banki está definido por :

$A = 155\ D_e\ .\ Q\ .\sqrt{H}$ (Capítulo Estandarización)

Con los valores definidos anteriormente de :

De = 0.3m, Q = 0.5 m^3/seg. y H= 68.5 m.

Se tiene

$A = 155 \times 0.3\ .\ 0.5.\sqrt{68.5}$

A = 192 Kg.m = 19.200 Kg - cm.

. Volumen del Servomotor (V)

$V = K_v\ .\ \frac{A}{p}$

//...

con los valores recomendados por la Woodward de K_v = 1.25 y p = 18 Kg / cm^2, se tiene :

$$V = 1.25 \times \frac{19.200}{18}$$

$$V = 1333 \ cm^3$$

. Fuerza Máxima Requerida por el Servomotor para el accionamiento del mecanismo de control de agua de la Turbina (F_{max})

$$F_{max.} = \frac{A}{1.1.Yo}$$

Y_o , carrera del servomotor tomado con :

Y_o = 8 cms.

$$F_{max} = \frac{19.200}{1.1 \times 8}$$

F_{max} = 2182 Kg.

. Sección del Vástago del pistón del Servomotor (A_{vs})

$$A_{vs} = \frac{1.2 \ F_{max.}}{\nabla_{vs}}$$

Considerando para el acero ∇_{vs} = 300 Kg/ cm^2, obtenemos:

$$A_{vs} = \frac{1.2 \times 2.182}{300}$$

A_{vs} = 8.7 cm^2

//...

//...

. Diámetro del vástago del servomotor (d_{vs})

$$d_{vs} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{vs}}$$

$$d_{vs} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times 8.7}$$

$$d_{vs} = 3.3 \text{ cms}$$

. Area útil de acción del aceite en el servomotor (A_S)

$$A_s = \frac{V}{Y_o}$$

$$A_s = \frac{1333}{8}$$

$$A_s = 167 \text{ cm}^2$$

. Diámetro del cilindro del servomotor (D_S)

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (A_S + A_{vs})}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (167 + 8.7)}$$

$$D_S = 15 \text{ cms.}$$

- Válvula Distribuidora

. Diámetro de la válvula distribuidora (D)

$$D = K.V$$

donde :

K, constante estimada a partir de la relación D/V de reguladores existentes. De reguladores Woodward Governor Company, tomamos :

$K = 2.358 \times 10^{-3} \text{ cm}^{-2}$. Además $V = 1333 \text{ cm}^3$

//...

//...

con lo que se tiene :

$D = 2.358 \times 10^{-3} \times 1333$

$D = 3.1$ cms.

- Cálculo de las secciones de paso del aceite al servomotor para las maniobras de cierre y abertura

Dado que se esta considerando un servomotor de doble efecto, - las secciones de paso para cierre y abertura serán iguales .Asi

$$S_1 = \frac{A_s \cdot Y_o}{Cd_1 \cdot T_s} \cdot \frac{1}{\left(\frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{A}{V}\right)^{1/2}}$$

De cálculos previos tenemos :

$A_s = 167\ cm^2$, $Y_o = 8$ cms, $V = 1333\ cm^3$, $T_s = 3$ seg, $A = 19.200\ Kg/cm^2$

También : $Cd_1 = 0.6$ y $\frac{\gamma}{g} = 0.853 \times 10^{-3}$

$$S_1 = \frac{167 \times 8}{0.6 \times 3} \cdot \frac{1}{\left(\frac{2 \times 980}{0.8523 \times 10^{-3}} \times \frac{19.200}{1333}\right)^{1/2}}$$

$S_1 = 0.13 cm^2$

que corresponde a un orificio de diámetro 4 mm aprox. Calculadas las dimensiones principales del sistema de distribución y fuerza, chequearemos la constante de tiempo " T_g " a fin de sustentar la asunción hecha en el capítulo correspondiente al diseño funcional del regulador. En general se buscará que $T_g \leqslant 0.01$ seg.

La expresión de T_g está dada por :

$$T_g = \frac{1}{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}$$

//...

//...

con :

$$C_1 = \frac{2.a.}{b} \frac{W_b.}{g} \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 . N_T^2 . r_o$$

$$C_1 = \frac{2x5.}{3.5} \frac{0.32}{980} . \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 . 1200^2 .3.5$$

$$C_1 = 51.56$$

$$C_2 = \frac{cd_3 . \pi D . n_1}{V} . Y_{o1} . \left(\frac{g}{\gamma} .p\right)^{1/2}$$

$$C_2 = \frac{0.55 \times \pi \times 2.7 \times 1}{1145} \times 0.6 . \left(\frac{980}{0.853x10^{-3}} . 18\right)^{1/2}$$

$$C_2 = 11.11$$

$$C_3 = 1.0$$

reemplazando los valores de C_1 . C_2 y C_3

$$T_g = \frac{1}{51.56 \times 11.11 \times 1.0}$$

$$T_g = 0.0017 \text{ seg.} < 0.1 \text{ seg.}$$

con lo que se justifica la asunción en el modelo

7.4.4. CALCULOS DE LOS SISTEMAS DE REALIMENTACION

- Sistemas de compensación temporal

. Diámetro del pistón de compensación (D_c)

$$D_c = 2. \sqrt[4]{\frac{Tr_1 \times K'_r . Ci}{2}}$$

De cálculos previos tenemos :

$T_{r1} = 2.58$ seg, $C_i = 1.84$ cm^5 / kg - seg.

También asumimos $K'_r = 3$ Kg/cm^2

//...

Luego :

$$D_c = 2. \sqrt[4]{\frac{2.58 \times 3 \times 1.84}{\Pi^2}}$$

$$D_c = 2.3 \text{ cms.}$$

- Pendiente del plano inclinado (n)

$$n = \frac{\delta . Av_1 \cdot C_1 \cdot C_3}{Ar_1 \cdot Y_o}$$

De cálculos previos : $\delta = 0.75$, $C_3 = 1.0$ y $Y_o = 8$ cms.

Av_1 , área del pistón de la válvula piloto

$$Av_1 = \frac{\Pi D_1^2}{4} = \frac{\Pi (2.6)^2}{4}$$

$$Av_1 = 5.3 \text{ cm}^2$$

Asi mismo :

$$C_1 = 2x_o = 2 . \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{F_o}{K_r} \right)$$

Del cálculo del taquímetro se obtuvo :

$a = 5$ cms, $b = 3.5$ cms, $F_o = 18$ Kgs y $K_r = 24$ Kg/cm.

Luego :

$$C_1 = 2 \times \frac{5}{3.5} \times \frac{18}{24}$$

//...

//...

$C_1 = 2.2$ cms.

y :

$$Ar_1 = \frac{\delta' \cdot Av_1}{Yo_1}$$

con $\delta' = 0.75$ y $Yo_1 = 0.6$ cms.

$$Ar_1 = 0.75 \times \frac{5.3}{0.6}$$

$$Ar_1 = 6.6 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto el valor de n será :

$$n = \frac{0.75 \times 5.3 \times 2.2 \times 1.0}{6.6 \times 8}$$

$$n = 0.165$$

Este valor nos permitira diseñar los brazos de palanca del sistema de compensación temporal.

- Sistema de Compensación permanente

. Relación de brazos de palanca (m)

$$m = \frac{\nabla \cdot C_1 \cdot C_3}{Y_o} \cdot \frac{d_1 + d_2}{d_2}$$

Tomando en cuenta la proporcionalidad del diseño

$d_1 = d_2 = 19$ cms

También $\nabla = 0.03$. Luego el valor de m será :

$$m = \frac{0.03 \times 2.2 \times 1.0}{8} \times \frac{19 + 19}{19}$$

$$m = 0.0165$$

//...

//...

en el diseño del sistema de brazos de palanca habrá que respetar esta relación. También al igual que en el sistema de compensación temporal, se deberá preveer una relación de brazos ajustables.

7.5. CALCULO DE LA BOMBA DE ENGRANAJES

- Ancho de Engranaje (b)

$$b = \frac{Q}{0.002 \times Z . M^2 . N_B . \eta_{vol.}}$$

caudal efectivo

$$Q = K . \frac{V}{T_s}$$

De cálculos previos tenemos :

$V = 1333\ cm^3$, $T_s = 3$ seg.

También adoptamos $K = 1.15$

$$Q = 1.15 \times \frac{1145}{3}$$

$Q = 511\ cm^3/seg.$

$Q = 30.7$ lt/min.

Asimismo después de una serie de tanteos, tenemos :

$Z = 14$, $M = 4.1785$, $N_B = 758$ rpm

Por lo tanto el ancho de los engranajes será

$$b = \frac{30.7}{0.002 . \pi . 14 \times 0.41785^2 \times 758 \times 0.85}$$

$b = 3.1$ cms.

//...

//...

Con lo que obtenemos un caudal recalculado de :

$Q = 30.7$ lt/min

- Dimensiones adicionales

$d_p = Z.M = 14 \times 0.41785 = 5.85$ cms.

$\phi = 20°$ (asumido)

$d_e = d_p + 2M = 5.85 + 2 \times 0.41785 = 6.68$ cms.

$d_i = d_p - 2.5M = 5.85 - 2.5 \times 041785 = 5$ cms.

- Material de los engranajes

. Fuerza tangencial actuante en el diámetro de paso

$$F_t = 145,200 \cdot \frac{\Delta P}{d_p \cdot N_B}$$

para P tenemos la expresión

$$p = \frac{Q \cdot \Delta p}{456}$$

con los valores :

$Q = 30.7$ lt/min, $p = 1.5\ P_1 = 1.5 \times 14 = 21$ Kg/cm^2
(50% de exceso en p_1) , $\eta = 0.7$ (asumido), obtenemos :

$$p = \frac{30.7 \times 21}{456 \times 0.7}$$

$p = 2.02$ Hp.

También: $d_p = 5.85$ cms, $N_B = 750$ rpm.

Por lo tanto :

$$F_t = 145,200 \times \frac{2.02}{5.85 \times 750}$$

$F_t = 67$ Kg.

//...

//...

. Cálculo por resistencia

$$Sat_m = \frac{F_t}{M.b} \cdot K$$

Para K tenemos :

$$K = \left(\frac{K_o}{K_v}\right) \cdot \left(\frac{K_s \times K_m}{J}\right) \cdot \left(\frac{K_F \cdot K_R}{K_L}\right)$$

Los valores de los coeficientes K, obtenidos de las Tablas del (V al IX) y de las Figuras (del 24 al 27), para las condiciones de operación de la bomba en el regulador son :

K_o = 1.00 , para fuente de poder (turbina hidráulica) y carga (bomba) con marcha de característica uniforme ;

K_v = 0.72 , para una velocidad tangencial de :

$$V_t = \frac{\pi \times 5.85 \times 750}{6000} = 2.29 \text{ m/seg}$$

engranajes acabados con fresa madre;

K_s = 1.00, para engranajes de acero adecuadamente seleccionados y con tratamiento térmico correcto ;

K_m = 1.30, para montaje cuidadoso, juego pequeño de cojinetes y de flexión elástica mínima;

J = 0.32, para una carga tangencial unitaria de;

$$\frac{F_t}{b} = \frac{67}{26} = 2.58 \text{ Kg/mm}$$ y considerando

un error en la acción, menor que 2 micras.

K_L = 1.00, para una vida de 10^7 ciclos

K_T = 1.00, para una temperatura menor que 71° C.

//...

//...

K_R = 1.00 , para una confiabilidad del 99%

Por lo que el valor de K será :

$$K = \frac{1.00}{0.72} \times \frac{1.00 \times 1.30}{0.32} \times \frac{1.00 \times 1.00}{1.00}$$

$$K = 5.64$$

Además, M = 4.1785 mm , b = 26 mm.

obtenemos que el esfuerzo mínimo por resistencia requerido para el material del engranaje será :

$$Sat_m = \frac{67}{4.1785 \times 26} \times 5.64$$

$$Sat_m = 8.5 \text{ Kg/mm}^2$$

. Cálculo por Fatiga Superficial

$$Sac_m = \left(\frac{F_t}{dp \cdot b}\right)^{1/2} \cdot C$$

para C tenemos :

$$C = Cp \cdot \sqrt{\frac{Co}{Cv} \cdot Cs \cdot \frac{Cm \cdot Cf}{I}} \cdot \frac{C_T \cdot C_R}{C_L \cdot C_H}$$

Los valores de los coeficientes C obtenidos de las Tablas del (XI al XII) y de las Figuras (del 28 al 31), para las condiciones de operación del regulador son :

Cp = 61, para engranajes de acero,

Co = Ko = 1.00;

Cv = 0.72, para V_t = 2.29 m/seg y engranajes acabados con fresa madre.

Cs = 1.00, para engranajes rectos en aplicaciones generales

Cm = Km = 1.30,

Cf = 1.00, para engranajes con buen acabado superficial;

/...

//...

$I = 0.075$

$C_T = 1.00$, para una temperatura menor que 121° C ;

$C_R = 1.00$, para una confiabilidad del 99% ;

$C_L = 1.00$, para una vida de 10^7 ciclos ;

$C_H = 1.00$, para engranajes rectos.

Luego :

$$C = 61 \cdot \sqrt{\frac{100}{0.72} \times 1.00 \times \frac{130 \times 1.00}{0.075}} \times \frac{1.00 \times 1.00}{1.00 \times 1.00}$$

$C = 299.3$

Por lo tanto; el esfuerzo mínimo por fatiga superficial requerido para el material del engranaje será:

$$Sac_m = \left(\frac{67}{58.5 \times 26}\right)^{1/2} \times 299.3$$

$$Sac_m = 62.8 \ Kg/mm^2$$

Considerando los esfuerzos permisibles mínimos requeridos, se adopta engranajes de acero endurecido en todo la sección del diente, con 180 BHN. De las Tablas X y XIII, se tiene los siguientes valores de esfuerzos .

$S_{at} = 17.6 \ Kg/mm^2$. $S_{ac} = 65 \ Kg/mm^2$

/...

/...

- Eje de los engranajes

. Fuerzas actuantes

Fuerza de flexión debida a la transmisión

De acuerdo al esquema de la Figura N° 49, la bomba será accionada desde la turbina por una transmisión por fajas en V. El cálculo de está transmisión para los datos :

Potencia de diseño : $HP_d = 1.5 \times 1.69 = 2.78$ Hp.

Velocidad de la turbina : $N_o = 1.100$ rpm.

Velocidad de la bomba : $N_B = 750$ rpm.

Distancia entre centros de ejes : C = 63.5 cm. = 25" (asumido).

Arroja los siguientes resultados :

Diámetro de la polea motriz (eje de la turbina)

d''_p = 12.192 cm (4.8 " Ø)

Diámetro de la polea conducida (eje de la bomba)

d'_p = 15.240 cm (6" Ø)

Uso de una faja en V de sección A, número A 68.

Con el valor de d'_p , podemos calcular la fuerza de flexión referida, a partir de :

$$F_{tr.} = 2 \times \frac{dp}{d'_p} \cdot F_t$$

Reemplazando valores :

$$F_{tr} = 2 \times \frac{5.85}{15.24} \times 56$$

F_{tr} = 43 Kg.

Peso de la polea conducida aproximadamente : 3 Kg.

/...

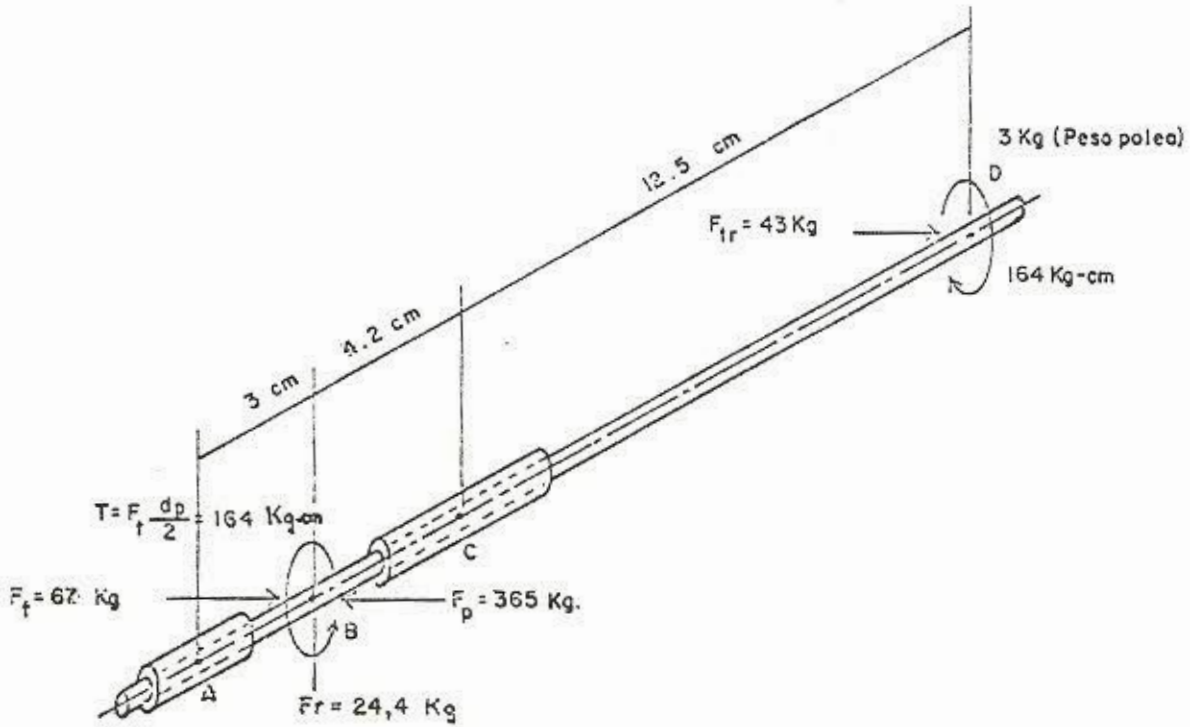


FIG. 49 DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL EJE MOTRIZ DE LA BOMBA DE ENGRANAJES

//...

. Fuerzas sobre los engranajes

Por la potencia transmitida :

Fuerza tangencial

F_t = 67 Kg.

Fuerza radial

$F_r = F_t \cdot tg\ \emptyset$

para $\emptyset = 20°$, tenemos :

$F_r = 67 \cdot tg\ 20$

F_r = 24.4 Kg.

Por la presión generada en el fluído

$F'_p = \Delta p.\ b.\ de$

Considerando un 50% de exceso en Δp ($\Delta p = p_1$); se tiene :

$F_p' = 1.5 \times 14 \times 2.6 \times 6.68$

F_p = 365 Kg.

Por el arreglo particular adoptado en el regulador, en cuanto al accionamiento del taquímetro, se genera una fuerza debida a la transmisión por engranajes cónicos del eje de la bomba al eje del taquímetro; sin embargo, debido a la pequeña potencia que consume este elemento, esta fuerza será despreciada.

En la Figura N° 49, se muestra un esquema de las fuerzas actuantes sobre el eje matriz de la bomba de engranajes. Para su trazado se consideró lo siguiente :

a.- La fuerza producida por la transmisión está en la dirección más desfavorable para el eje,

b.- Las fuerzas de reacción en los soportes del eje, se asumen concentrados en su punto medio.

//...

//...

Las longitudes del eje indicadas en la figura mencionada se obtuvieron de la disposición de los elementos bomba, polea y engranajes cónicos en el regulador de velocidad.

. Diagrama de momentos flectores y de torque

Estos diagramas se muestran en la Figura N° 50 . De ellos se puede observar que el punto crítico es B. Luego :

$$M_{max.} = M_B = \sqrt{564^2 + 52^2}$$

$$M_{max.} = 566 \text{ Kg. cm.}$$

$$T_{max} = T_B = 164 \text{ Kg - cm.}$$

. Cálculo del eje por resistencia :

$$d_b^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} \cdot \sqrt{(C_m . M_{max})^2 + (C_t . T_{max})^2}$$

Se tienen los siguientes valores :

$\tau_d = 0.3 S_y = 0.3 \times 2,700 = 810 \text{ Kg/cm}^2$ (S_t 50)

$C_m = 1.5$, $C_t = 10$

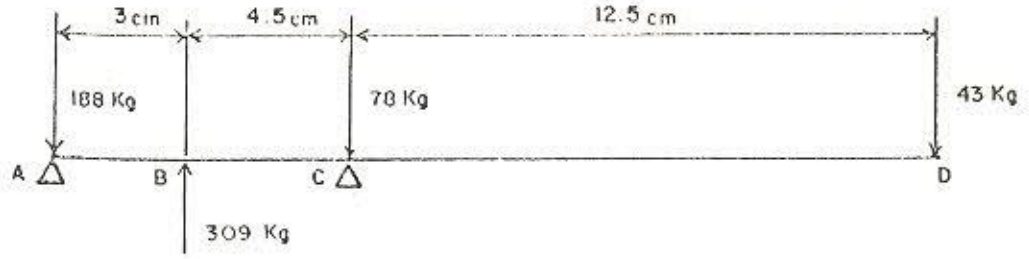
Luego :

$$d_b^3 = \frac{16}{\pi \times 810} \times \sqrt{(1.5 \times 566)^2 + 1.0 \times 164)^2}$$

$d_b = 1.23$ cm.

Podemos adoptar : $d_b = 1.25$ cm.

//...



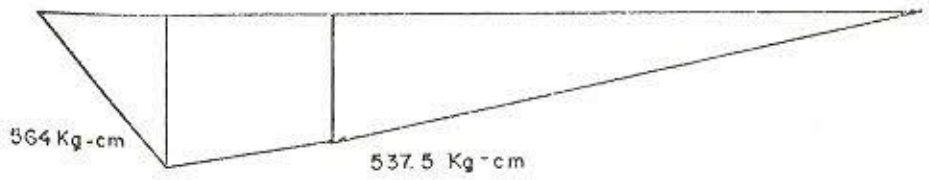


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES - PLANO HORIZONTAL

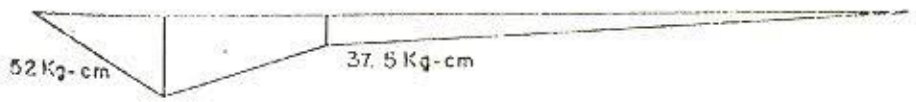


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES - PLANO VERTICAL

DIAGRAMA DE MOMENTOS TORSORES

FIG. 50 DIAGRAMAS DE MOMENTOS FLECTORES Y TORSORES

/ /...

. Chequeo del eje por fatiga

$$n = \frac{\pi \cdot d_b^3}{32 \sqrt{\left(\frac{T_{max}}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_{max}}{S_e}\right)^2}}$$

S_e , tiene por expresión :

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

donde :

$$S_e' = 0.5 \quad S_u = 0.5 \times 5{,}000 = 2{,}500 \text{ Kg/cm}^2$$

a cero $(S_t - 50)$

Los coeficientes K tienen por valor :

K_a = 0.83, para ejes maquinados (Figura N° 33)

K_b = 1.00

K_c = 0.82, para una probabilidad de falla del 1%

K_d = 1.0 , para la temperatura de trabajo asumida (60°C).

K_e = 0.32, determinado considerando un eje con entalle y un ajuste a presión entre el engranaje y el eje.

K_f = 1.00

Luego :

S_e = 0.83 x 1.00 x 0.82 x 1.0 x 0.32 x 1.00 x 2500

S_e = 545 Kg/cm^2

/ /...

//...

Por lo tanto , el factor de seguridad n tendrá el valor :

$$n = \frac{\pi \times 1.25^2}{32 \times \sqrt{\left(\frac{164}{2700}\right)^2 + \left(\frac{566}{545}\right)^2}}$$

$$n = 0.15 < 1$$

Recalculamos el diámetro del eje tomando n = 1.5 así

$$d_b^3 = \frac{1.5 \times 32}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{164}{2700}\right)^2 + \left(\frac{566}{545}\right)^2}$$

$$d_b = 2.5 \text{ cms.}$$

diámetro que adoptaremos para el eje de la bomba

. Chequeo del eje por deformación :

Deformación torsional

$$\theta = 203.72 \frac{T_{máx.}}{G d_b^3}$$

Reemplazando valores

$$\theta = 203.72 \frac{164}{8 \times 10^5 \times 2.5^3}$$

$$\theta = 0.00267 < 0.01745 \text{ rad.}$$

Deformación Lateral

La deformación lateral deberá limitarse a un máximo de :

$$\Delta max = \frac{L}{1200} = \frac{7.5}{1200}$$

$$\Delta max = 6.25 \times 10^{-3} \text{ cms.}$$

//...

//...

A continuación calcularemos la deformación lateral del eje en el punto D (Ver Figura 50), el cual se considera es el punto más crítico. En este sentido emplearemos las fórmulas respectivas de los casos presentados en las Figuras N° 35 y 36 así como las dimensiones indicadas en la Figura N° 49.

Deformación en el plano horizontal

Deformación producida por la fuerza de 309 Kg.

$$\Delta 1h \quad (x_1 = 12.5) = \frac{309 \times 3 \times 4.5 \times 12.5}{6 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 2.5^4}{64} \times 7.5} \times (7.5+3)$$

$$\Delta 1h = 3.02 \times 10^{-3}$$

Deformación producida por la fuerza de 20.4 Kg.

$$\Delta 2h \quad (x_1 = 12.5) = \frac{20.4 \times 12.5^2}{3 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{2.5^2}{64}} \times (4 + 12.5)$$

$$\Delta 2h = 0.27 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

Luego, la deformación total en el plano horizontal será :

$$\Delta h = \Delta_{1h} + \Delta_{2h} = 3.02 \times 10^{-3} + 0.27 \times 10^{-3}$$

$$\Delta h = 3.29 \times 10^{-3} \text{ cm.}$$

Deformación producida por la fuerza de 43 Kg.

$$\Delta 1v \quad (x_1 = 12.5) = 3.02 \times 10^{-3} \times \frac{43}{309}$$

$$\Delta 1v = 0.42 \times 10^{-3} \text{ cm.}$$

//...

//...

Deformación producida por la fuerza de 3 Kg.

$$\Delta_{2v} \quad (x_1 = 12.5) = 0.27 \times 10^{-3} \times \frac{3}{20.4}$$

$$\Delta 2v = 0.039 \times 10^{-3} \text{ cm.}$$

Luego, la deformación total en el plano vertical será :

$$\Delta_v = \Delta_{1v} + \Delta_{2v} = 0.42 \times 10^{-3} + 0.039 \times 10^{-3}$$

$$\Delta v = 0.46 \times 10^{-3} \text{ cm.}$$

Por lo tanto, la deformación resultante en el punto D será :

$$\Delta_r = \sqrt{\Delta_h^{\,2} + \Delta_v^{\,2}}$$

$$\Delta_r = \sqrt{3.29^2 + 0.46^2} \times 10^{-3}$$

$$\Delta_r = 3.22 \times 10^{-3} \text{ cm.} < 6.25 \times 10^{-3} \text{ cms.}$$

Con lo que se concluye que el diámetro del eje de la bomba $d_B = 2.5$ cm. esta bien calculado.

7.6 CALCULO DE LOS RESORTES DE LOS COMPONENTES DEL REGULADOR

7.6.1. Taquímetro

- Diámetro del alambre (d)

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 . D_m^{\,3} . n . K_r}{G}}$$

//...

//...

Del cálculo del taquímetro tenemos K_r = 2.4 Kg/mm. También asumimos después de algunos tanteos :

D_m = 24 mm , n = 8 espiras (útiles)

Luego :

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \times 24^3 \times 8 \times 2.4}{8 \times 10^3}}$$

d = 4 mm.

- Dimensiones adicionales

. Longitud libre

$L_o = p.n. + 2.d$

tomamos : p = 6mm; luego

$L_o = 6 \times 8 + 2 \times 4$

L_o = 56 mm

. Número total de espiras

$n_t = n + 2 = 8 + 2$

n_t = 10 espiras

- Cálculos de Comprobación

. Chequeo por esfuerzos

$$\tau_r = K \cdot \frac{800 \cdot p. D_m}{d^3}$$

Para D_m = 24 mm y d = 4 mm ($q = \frac{D_m}{d} = \frac{24}{4} = 6$)

//...

...

obtenemos el siguiente valor de K

$$K = \frac{q - 0.25}{q - 1} + \frac{0.615}{q}$$

$$K = \frac{6 - 0.25}{6 - 1} + \frac{0.615}{6}$$

$$K = 1.25$$

También de la Figura N° 48 obtenemos :

$$P = F(r = r_1 = 3.562) = 21.8 \text{ Kg.}$$

Luego :

$$\tau_r = 1.25 \times \frac{800 \times 21.8 \times 24}{\Pi \times 4^3}$$

$$\tau r = 2{,}600 \text{ Kg/cm}^3 < 6{,}500 \text{ Kg/cm}^2$$

. Chequeo por deformación

Máxima elongación permitida

$$f_{max.} = L_o - 1.1 \ (n + 1.5) . d$$

$$f_{max} = 56 - 1.1 \ (8 + 1.5) \times 4$$

$$f_{max} = 14.2 \text{ mm} = 1.42 \text{ cms.}$$

Máxima elongación prevista

$$f = x_o + \Delta_{r1} . \left(\frac{2.b}{a} \right)$$

//...

//...

De la Figura N° 48 , tenemos Δ_{r1} = 0.062 cms. También :

a = 5 cms, b = 3.5 cms; luego:

$$f = 1.1 + 0.062 \times \frac{2 \times 3.5}{5}$$

$$f = 1.18 \text{ cms} < 1.42 \text{ cms.}$$

. Huelgo necesario para la guía del resorte

Diámetro exterior para el resorte totalmente comprimido:

$$D_e = \frac{1}{2} \times \sqrt{p^2 + 4 D m^2 - d^2} + d$$

reemplazando valores :

$$D_e = \frac{1}{2} \times \sqrt{6^2 + 4 \times 24^2 - 4^2} + 4$$

$$D_e = 20 \text{ mm.}$$

Luego, el diámetro interior mínimo de la guía deberá ser de 20 mm.

. Chequeo de la tendencia al doblez lateral

$$\frac{L_o}{D_m} = \frac{56}{24} = 2.33 \qquad \frac{f}{L_o} = \frac{11.8}{56} = 0.21$$

Observamos de la Figura N° 37 que no tendremos problemas en relación al pandeo lateral del resorte del taquímetro.

7.6.2. Sistema de Compensación Temporal

- Diámetro del alambre :

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 . D_m . N}{G} . \frac{K'_r}{2}}$$

//...

//...

Del cálculo de este sistema se tiene : $K'_r = 0.3\ Kg/mm^2$

También tomamos después de algunos tanteos :

D_m = 17.4 mm., n = 9 espiras.

Luego :

$$d \simeq \sqrt[4]{\frac{8 \times 17.4^3 \times 9}{8 \times 10^3} \times \frac{0.3}{2}}$$

d = 1.6 mm.

- Dimensiones adicionales

. Longitud libre

$L_o = p.n. + 2.d$

Adoptando : p = 5.2 mm obtenemos :

$L_o = 5.2 \times 9 + 2 \times 1.6$

$L_o = 50$ mm.

. Número total de espiras

$N_t = n + 2 = 9 + 2$

$N_t = 11$ espiras

- Cálculos de comprobación

. Chequeo por deformación

Máxima elongación permitida

$f_{max} = L_o - 1.1\ (n + 1.5)\ d$

$f_{max} = 50 - 1.1 \times (9 + 1.5) \times 1.6$

$F_{max} = 31.52$ mm.

//...

Máxima elongación prevista

$$f = f_1 + f_2$$

f_1, es la elongación que se tiene en el resorte instalado en la cavidad del cilindro de compensación. Para nuestro caso se prevee :

$$f_1 = 10\text{mm.}$$

f_2, es la máxima elongación del resorte durante su operación. Para las características del regulador tiene la siguiente expresión :

$$f_2 = n \cdot Y_o \cdot \left(\frac{D_r}{D_c}\right)^2$$

de cálculos anteriores n = 0.165, Y_o = 80 mm, D_r = 27 mm D_c = 23.5 mm, con lo que se tiene:

$$f_2 = 0.165 \times 80 \times \left(\frac{27}{23.5}\right)^2$$

$$f_2 = 17.4 \text{ mm.}$$

Luego :

$$f = 10 + 17.4 = 27.4 \text{ mm} < 31.52 \text{ mm.}$$

. Chequeo por esfuerzos

$$\tau_r = K. \frac{800.P.D_m}{\pi . d^2}$$

Para : $q = \frac{D_m}{d} = \frac{17.4}{1.6} = 10.87$

//...

$$K = \frac{10.87 - 0.25}{10.87 - 1} + \frac{0.615}{10.87} = 1.3$$

También : $P = \frac{K'r}{2} \times f = \frac{0.3}{2} \times 27.4 = 4.11$ Kg.

Luego :

$$\tau_r = \frac{1.3 \times 800 \times 4.11 \times 17.4}{\pi \times 1.6^3}$$

$$\tau_r = 5{,}780 \text{ Kg/cm}^2 < 6{,}500 \text{ Kg/cm}^2$$

. Chequeo de la tendencia al doblez

Para :

$$\frac{L_o}{r_m} = \frac{50}{17.4} = 2.87 \quad \text{y} \quad \frac{f}{L_o} = \frac{27.4}{50} = 0.548$$

observamos de la Fig. 37 que no habrá pandeo lateral del resorte.

- Diámetro Exterior del resorte totalmente comprimido

$$D_e = \frac{1}{2}\sqrt{p^2 + 4\,Dm^2 - d^2} + d$$

$$D_e = \frac{1}{2}\sqrt{5.2^2 + 4 \times 17.4^2 - 1.6^2} + 1.6$$

$$D_e = 19 \text{ mm.}$$

Valor que será considerado en el diseño de la cavidad que aloja al resorte.

CAPITULO VIII

ANEXO N° 1

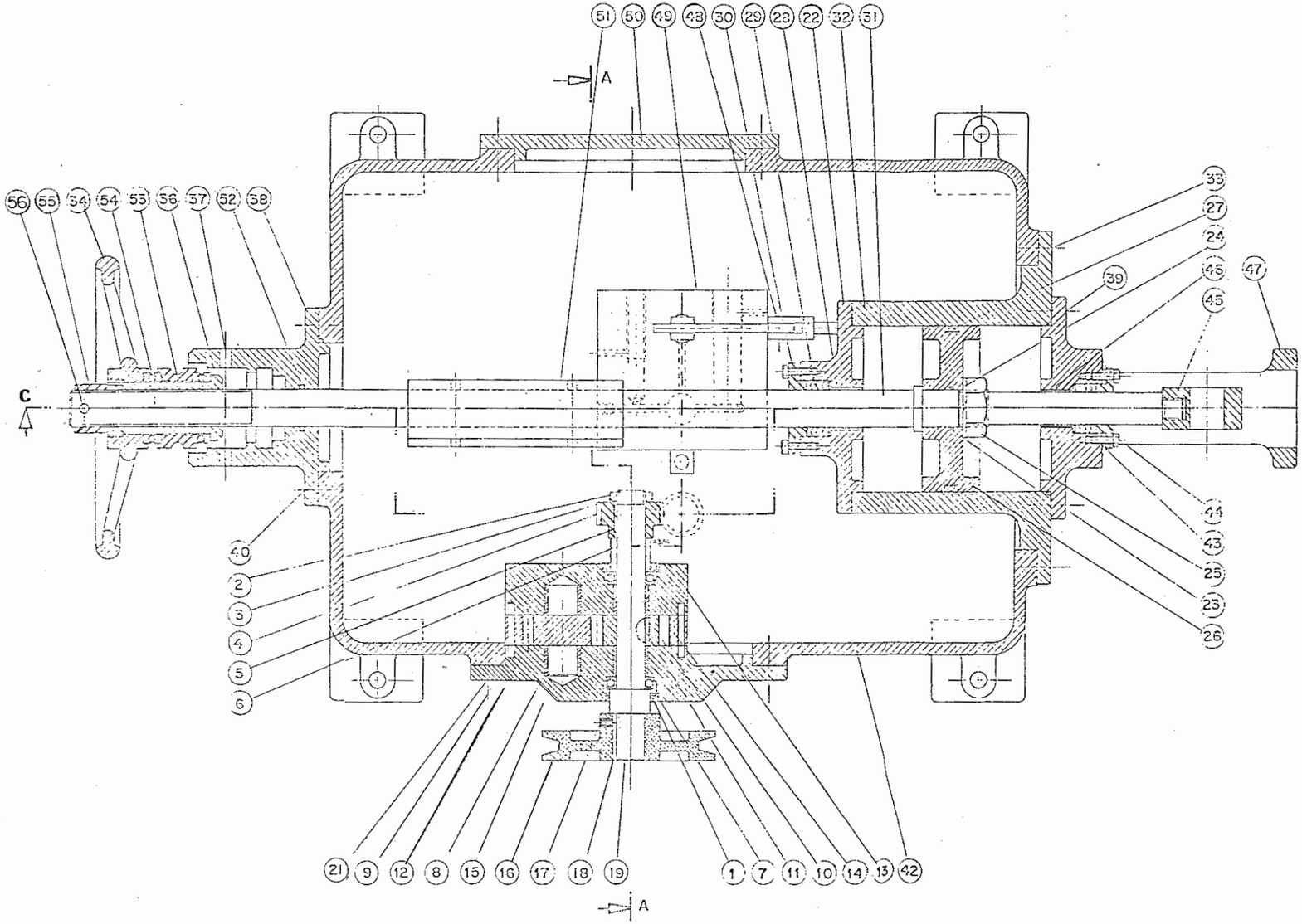
PLANOS DE DETALLE DEL REGULADOR DE VELOCIDAD OLEO MECANICO

En el presente anexo, se presentan los planos de detalle de un prototipo de regulador óleo-mecánico de 165 Kg-m de capacidad obtenidos en base a los diseños y cálculos efectuados en el Capítulo VII.

Los planos a que se hace referencia son los relacionados a los :

- Planos de ensamble general del regulador protipo y,
- Planos de despiece de cada uno de los componentes del regulador.

En estos planos se indican las especificaciones del material con que se fabricarán cada una de las piezas del regulador de velocidad, así como las tolerancias , acabados y dimensiones finales de las mismas.



CORTE B-B

Pos.	Denominación	Cant.	Materia	Dimensiones	Observ.
56	Pasador Elástico	1	ACERO 1095		
55	Tope	1	ACERO 1020		
54	Rodamiento Axial	2	ACERO		
53	Guía giratoria	1	Fro. Fdo.		
52	O-Ringe	1	SIMRIT CAT-300		
51	Bloque de guías	1	Fro. Fdo.		
50	Tapa de Mantenimiento	1	Fro. Fdo.		
49	Bloque de Válvulas	1	Fro. Fdo.		
48	Horquilla	1	SAE 1020		
47	Soporte	1	Fro. Fdo.		
46	Bocina	1	BRONCE		
45	Guía	1	Fro. Fdo.		
44	Prensa Estopa	1	SAE 1020		
43	Empaquetadura Fabric - Reinforced y Packings		SIMRIT CAT-500		
42	Caja del Regulador		Fro. Fdo.		
41	Tapón	1	Fro. Fdo.		
40	Perno Exagonal	6	DIN 934		
39	Perno Exagonal	6	DIN 934		
38	Soporte de mando manual	1	Fro. Fdo.		
37	Pin de guía manual	2	AISI-1045		
36	Nuez	1	Fro. Fdo.		
35	Prisionero	3	DIN 913		
34	Volante	1	Fro. Fdo.		
33	Perno Exagonal	6	DIN 933		
32	Cilindro	1	Fro. Fdo.		
31	Eje Principal	1	AISI-4130		
30	Prensa Estopas	1	SAE-1020		
29	Empaquetadura Fabric - Reinforced y Packings	1	SIMRIT CAT-500		
28	Bocina	1	BRONCE		
27	O-Ringe + 2 anillos	1	SIMRIT CAT-300		
26	Pistón de cilindro	1	Fro. Fdo.		
25	Tuerca Exagonal	1	DIN-934		
24	Arandela de Presión	1	SAE-1050		
23	O-Ringe	1	SIMRIT CAT-300		
22	Tapa	1	Fro. Fdo.		
21	Pernos	6	DIN-933-3451		
20	Pernos de bomba	4	DIN-933-3451		
19	Eje de bomba	1	AISI-1045	Ø 28 x 233	W-576
18	Chaveta	1	ST-60		
17	Prisionero	1	DIN 913-A		
16	Polea 1/8	1	Fro. Fdo.		
15	Tapa Base	1	Fro. Fdo.		
14	Cuerpo	1	Fro. Fdo.	33 x 158 x 108	W-576
13	Tapa	1	Fro. Fdo.	47 x 158 x 108	W-576
12	Eje piñón dientes rectos	1	AISI-4140		
11	Chaveta lenticular (segun h)	1	SAE-1045		
10	Piñón de dientes rectos	1	AISI-4140	28 x Ø 60	W-576
9	Pasador de guía	1	SAE-1020		
8	Bocina	4	BRONCE	28 x Ø 33	W-576
7	Rodamientos Axiales de bolas	2	SEPSI-FSNICS		
6	Tope	1	SAE-1020	30 x Ø 38	W-576
5	Chavera Ranurada	1	SAE-1020		
4	Piñón helicoidal	1	AISI-4140	40 x Ø 60	W-576
3	Arandela de cierre	1	MB-25		
2	Tuerca de Fijación	1	KM-25		
1	Retén	1	JEBE		

Rev.	Modificación	Nombre	Fecha

olade

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA

QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA

DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA

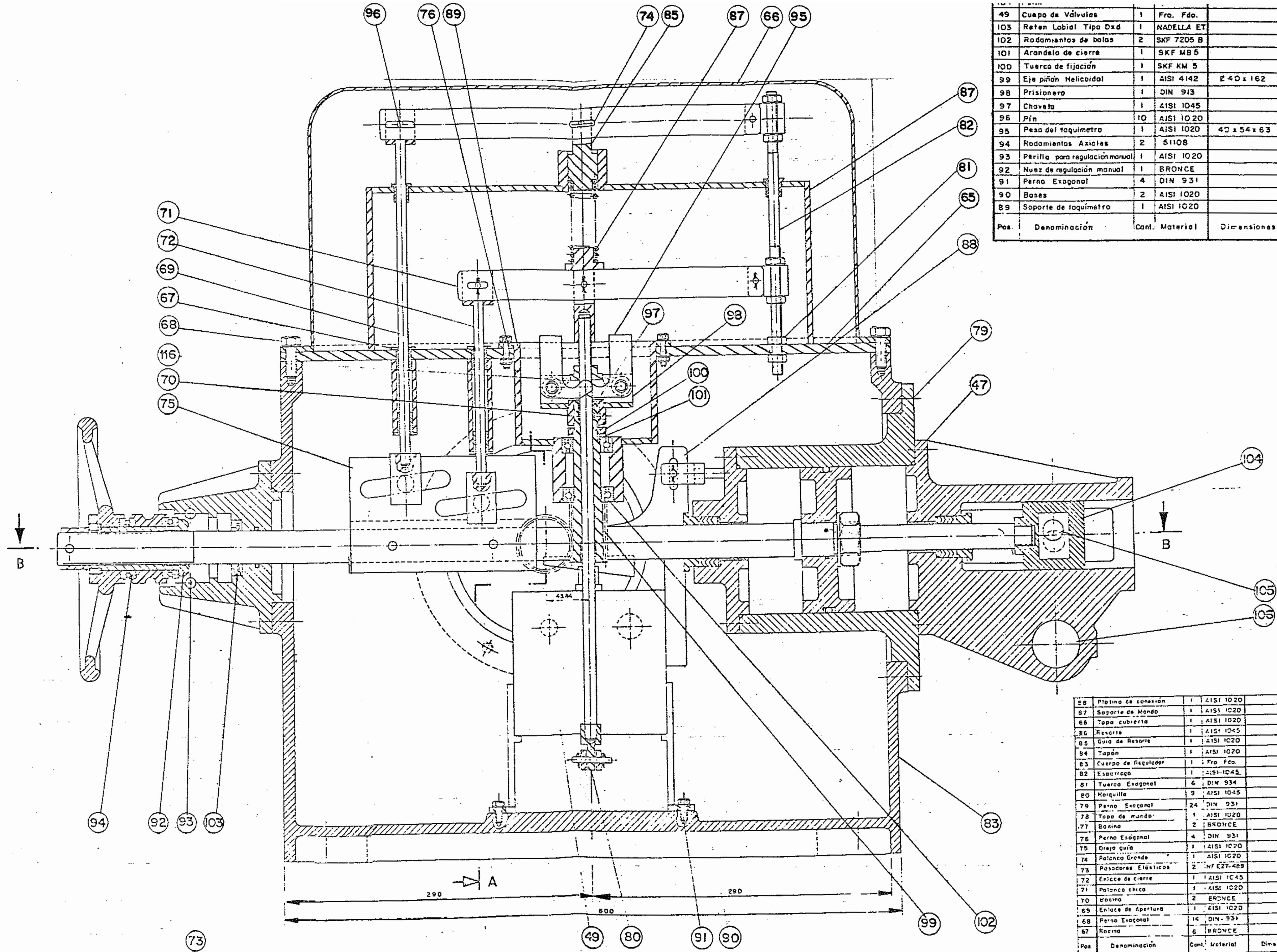
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

REGULADOR OLADE DE VELOCIDAD

PLANO DE:

MONTAJE GENERAL - VISTA DE PLANTA

PROYECTO MECANICO	DIBUJO	APROBADO
	JOSE CORTEZ	
ESCALA	FECHA	PLANO Nº
	OCTUBRE DE 1988	1/5



CORTE C-C

Pos.	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Observ.
49	Cuepo de Válvulas	1	Fro. Fdo.		
103	Reten Labial Tipo Dxd	1	NADELLA ET		
102	Rodamientos de bolas	2	SKF 7205 B		
101	Arandela de cierre	1	SKF MB 5		
100	Tuerca de fijación	1	SKF KM 5		
99	Eje piñón Helicoidal	1	AISI 4142	Ø 40 x 162	M - 575
98	Prisionero	1	DIN 913		
97	Chaveta	1	AISI 1045		
96	Pín	10	AISI 1020		
95	Peso del taquimetro	1	AISI 1020	40 x 54 x 63	M - 575
94	Rodamientos Axiales	2	51108		
93	Perilla para regulación manual	1	AISI 1020		
92	Nuez de regulación manual	1	BRONCE		
91	Perno Exagonal	4	DIN 931		
90	Bases	2	AISI 1020		
89	Soporte de taquímetro	1	AISI 1020		

Pos	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Observ.
88	Platina de conexión	1	AISI 1020		
87	Soporte de Mando	1	AISI 1020		
66	Tapa cubierta	1	AISI 1020		
86	Resorte	1	AISI 1045		
85	Guia de Resorte	1	AISI 1020		
84	Tapón	1	AISI 1020		
83	Cuerpo de Regulador	1	Fro Fdo.		
82	Esparrago	1	AISI 1045		
81	Tuerca Exagonal	6	DIN 934		
80	Horquilla	9	AISI 1045		
79	Perno Exagonal	24	DIN 931		
78	Tapa de mando	1	AISI 1020		
77	Bocina	2	BRONCE		
76	Perno Exagonal	4	DIN 931		
75	Oreja guía	1	AISI 1020		
74	Palanca Grande	1	AISI 1020		
73	Pasadores Elásticos	2	NF E27-489		
72	Enlace de cierre	1	AISI 1045		
71	Palanca chica	1	AISI 1020		
70	Bocina	2	BRONCE		
69	Enlace de Apertura	1	AISI 1020		
68	Perno Exagonal	14	DIN - 931		
67	Bocina	6	BRONCE		

Rev.	Modificación	Nombre	Fecha

olade

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA

QUITO — ECUADOR

DIRECCION TECNICA

DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA

PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

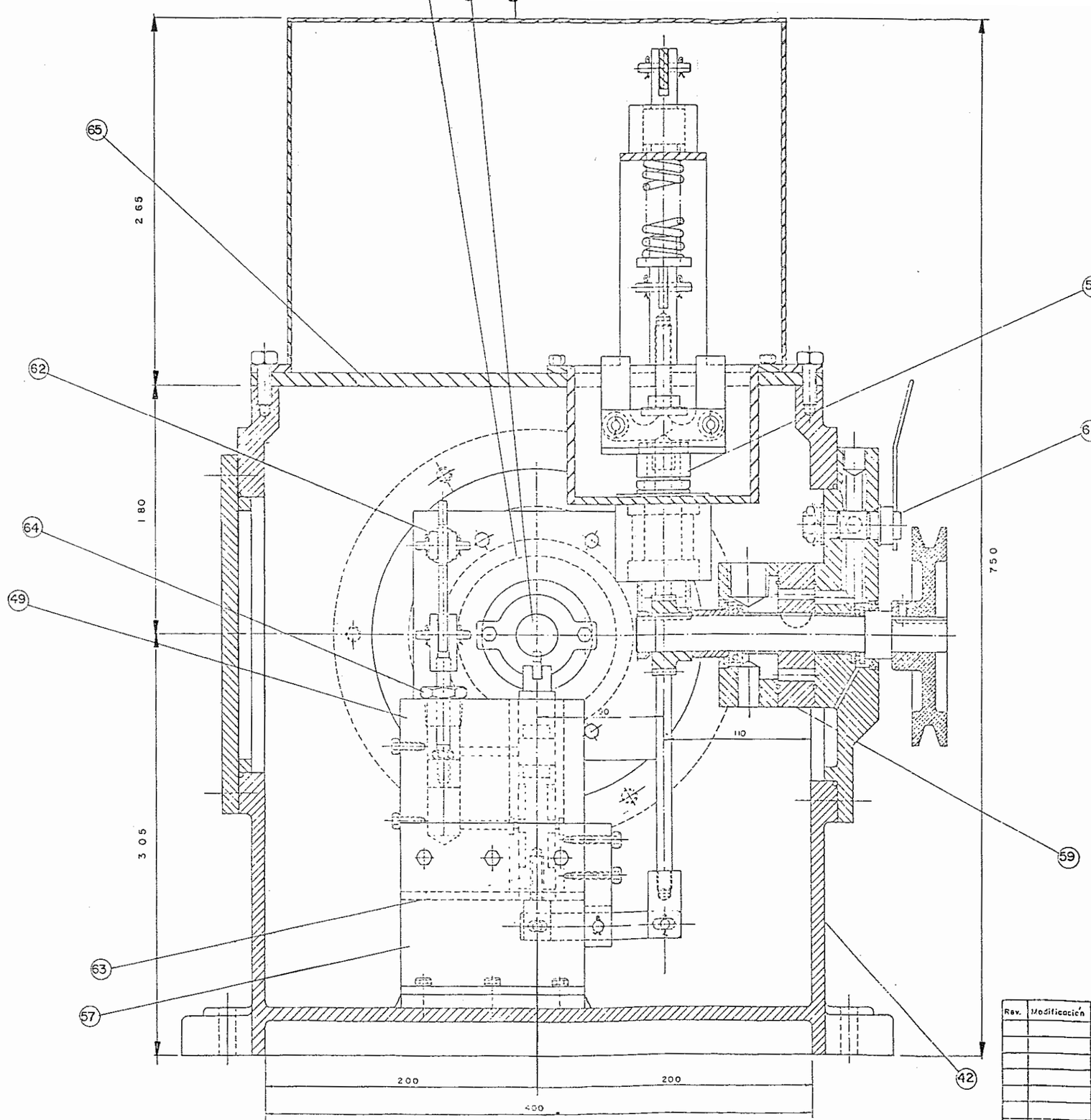
REGULADOR OLADE DE VELOCIDAD

PLANO DE:

MONTAJE GENERAL – VISTA FRONTAL

PROYECTO MECANICO — DIBUJO: JOSE CORTEZ — APROBADO:

2/5



CORTE A-A

Pos.	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Observ.
66	Cubierta	1	SAE 1020		
65	Tapa de mando	1	SAE 1020		
64	Servomotor de Amplificación	1	Fro. Fdo.		
63	Válvula piloto	1	Fro. Fdo.		
62	Válvula distribuidora	1	Fro Fdo.		
61	Válvula para mando manual	1	SAE 1020		
60	Servomotor de fuerza	1	Fro Fdo.		
59	Bomba de aceite	1	Fro Fdo.		
58	Taquímetro	1	SAE 1020		
57	Soporte de bloque	2	SAE 1020		
49	Bloque de Válvulas	1	Fro Fdo.		
42	Caja del Regulador	1	Fro Fdo.		
31	Eje principal	1	AISI 4130		

Rev.	Modificación	Nombre	Fecha

olade

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA

QUITO _____ ECUADOR

DIRECCION TECNICA

DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA

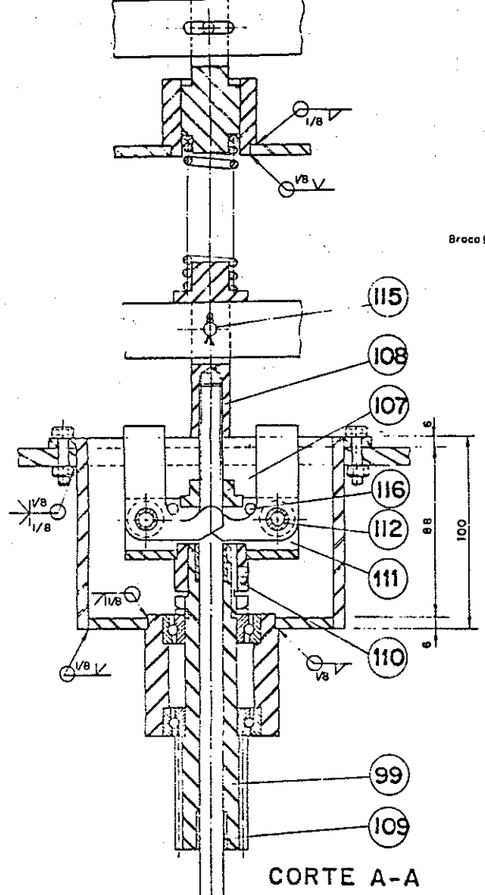
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

REGULADOR OLADE DE VELOCIDAD

PLANO DE:

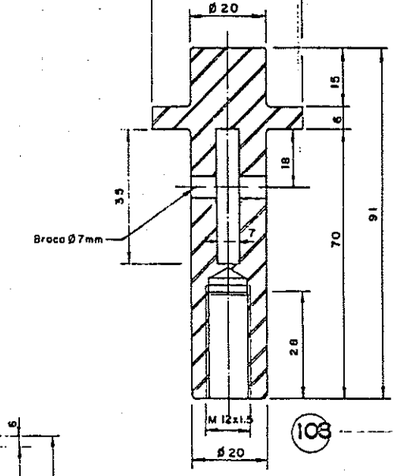
MONTAJE GENERAL - VISTA LATERAL

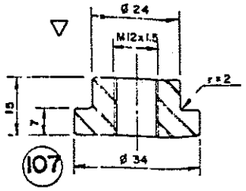
PROYECTO MECANICO:	DIBUJO:	APROBADO:
	JOSE CORTEZ	
ESCALA: 1:1	FECHA: OCTUBRE DE 1985	PLANO Nº 3/5

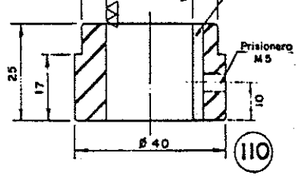


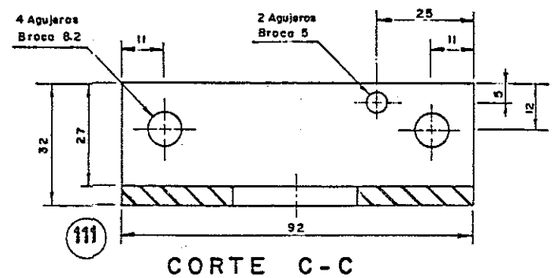
CORTE A-A

ESC. 1:2

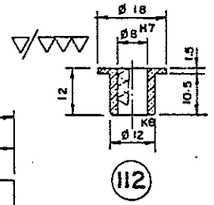


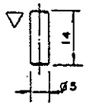


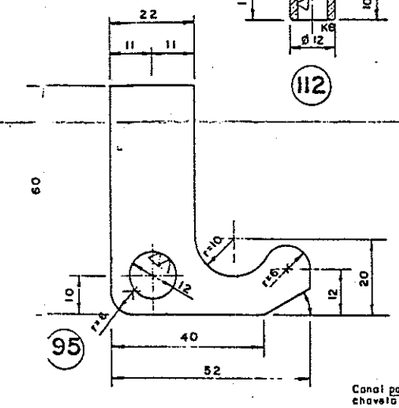




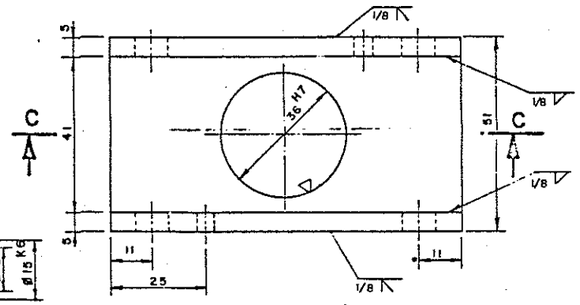
CORTE C-C

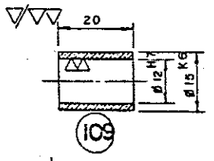


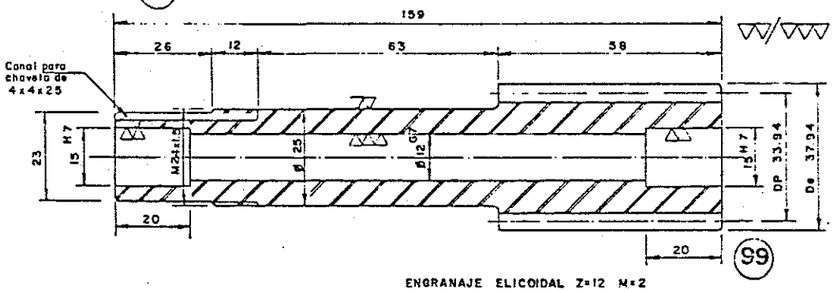




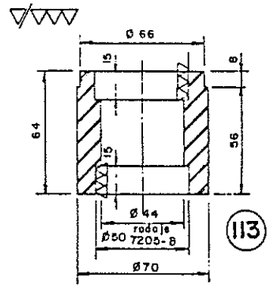
VISTA FRONTAL



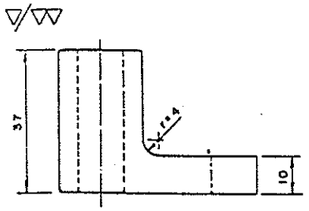




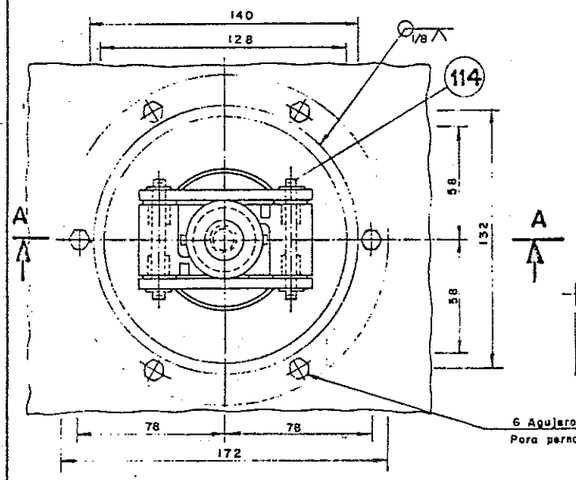
ENGRANAJE ELICOIDAL Z=12 M=2



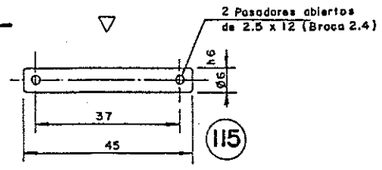
ESC. 1:2

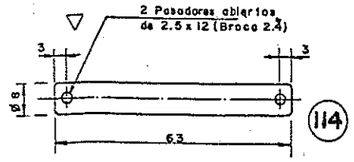


VISTA SUPERIOR



VISTA SUPERIOR





Pos.	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Observ.
116	Tope	2	SAE 1020	Ø 8 x 16	
115	Eje de horquilla	9	SAE 1045	Ø 9 x 48	
114	Eje de pesas	2	SAE 1045	Ø 12 x 65	
113	Porta rodaje	1	SAE 1020	Ø 73 x 67	
112	Bocina	4	BRONCE	Ø 21 x 15	
111	Puente	1	SAE 1020		ver detalle
110	Bocamasa	1	SAE 1020	Ø 43 x 27	
109	Bocina	2	BRONCE	Ø 18 x 23	
108	Tope guía	1	SAE 1045	Ø 43 x 94	
107	Collarín	1	BRONCE	18 x Ø 37	
99	Eje piñon	1	AISI 4142	Ø 40 x 162	
95	Pesa de taquimetro	2	SAE 1020	40 x 54 x 63	

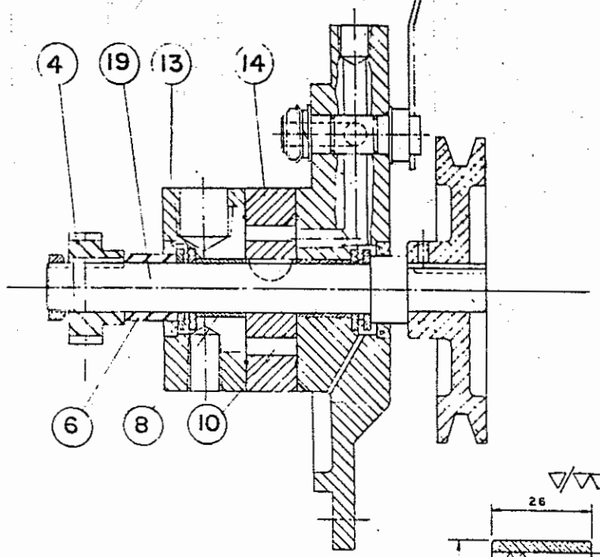
Rev.	Modificación	Nombre	Fecha

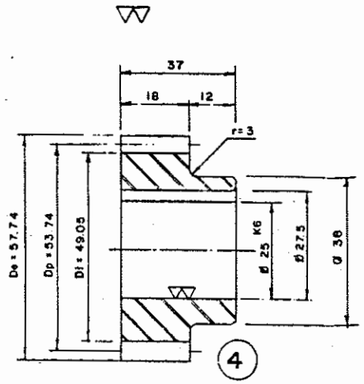
olade — ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
QUITO ECUADOR

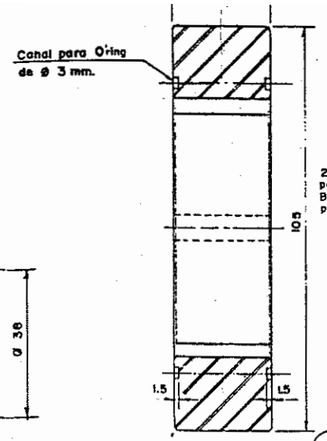
DIRECCION TECNICA
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO
REGULADOR OLADE DE VELOCIDAD

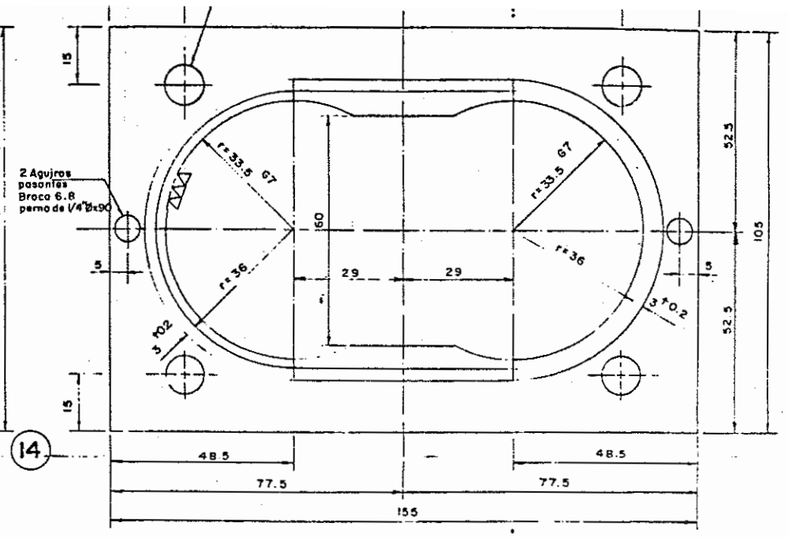
PLANO DE:
TAQUIMETRO

PROYECTO MECANICO:	DIBUJO: JOSE CORTEZ	APROBADO:
ESCALA: 1:1	FECHA: OCTUBRE DE 1985	PLANO Nº 4/5

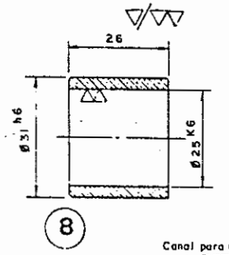


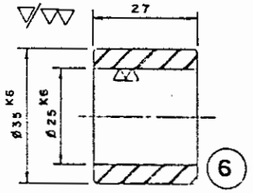


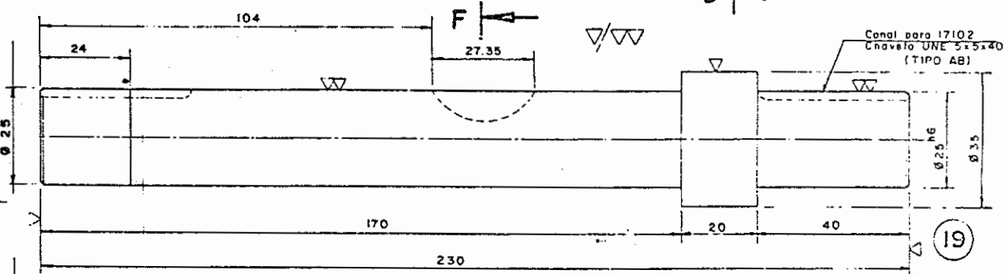


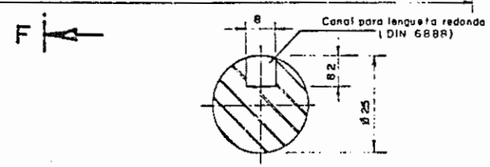


CORTE D-D

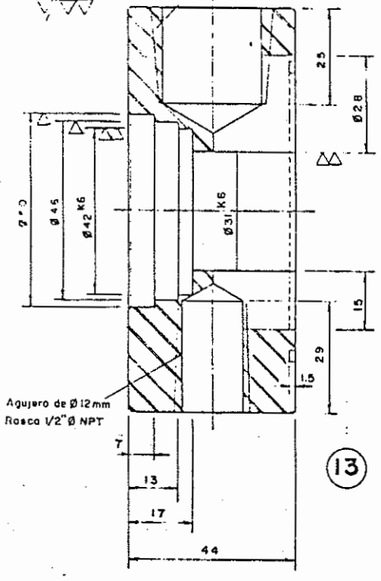




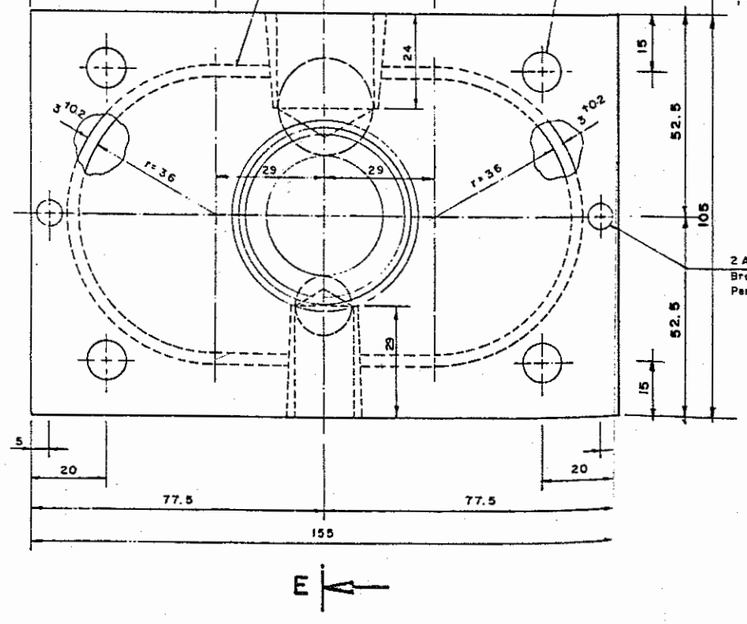




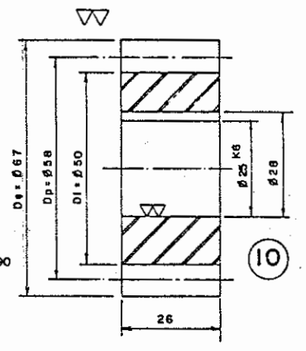
CORTE F-F



CORTE E-E



E



Pos.	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Observ.
19	Eje	1	SAE 1045	Ø 28 x 233	
14	Cuerpo	1	Fro. Fdo.	30 x 158 x 108	
13	Tapa	1	Fro. Fdo.	47 x 158 x 108	
10	Piñon recto	1	AISI 4142	28 x Ø 60	
8	Bocina	4	BRONCE	28 x Ø 33	
6	Tapa	1	SAE 1020	30 x Ø 38	
4	Piñon helicoidal	1	AISI 4142	40 x Ø 60	

Rev	Modificación	Nombre	Fecha

olade

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA

QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA

DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA

PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

REGULADOR OLADE DE VELOCIDAD

PLANO DE:

DETALLE DE LA BOMBA

PROYECTO MECANICO:	DIBUJO: JOSE CORTEZ	APROBADO:
ESCALA:	FECHA: OCTUBRE DE 1985	PLANO Nº 5/5