



TOGETHER
for a sustainable future

OCCASION

This publication has been made available to the public on the occasion of the 50th anniversary of the United Nations Industrial Development Organisation.



TOGETHER
for a sustainable future

DISCLAIMER

This document has been produced without formal United Nations editing. The designations employed and the presentation of the material in this document do not imply the expression of any opinion whatsoever on the part of the Secretariat of the United Nations Industrial Development Organization (UNIDO) concerning the legal status of any country, territory, city or area or of its authorities, or concerning the delimitation of its frontiers or boundaries, or its economic system or degree of development. Designations such as “developed”, “industrialized” and “developing” are intended for statistical convenience and do not necessarily express a judgment about the stage reached by a particular country or area in the development process. Mention of firm names or commercial products does not constitute an endorsement by UNIDO.

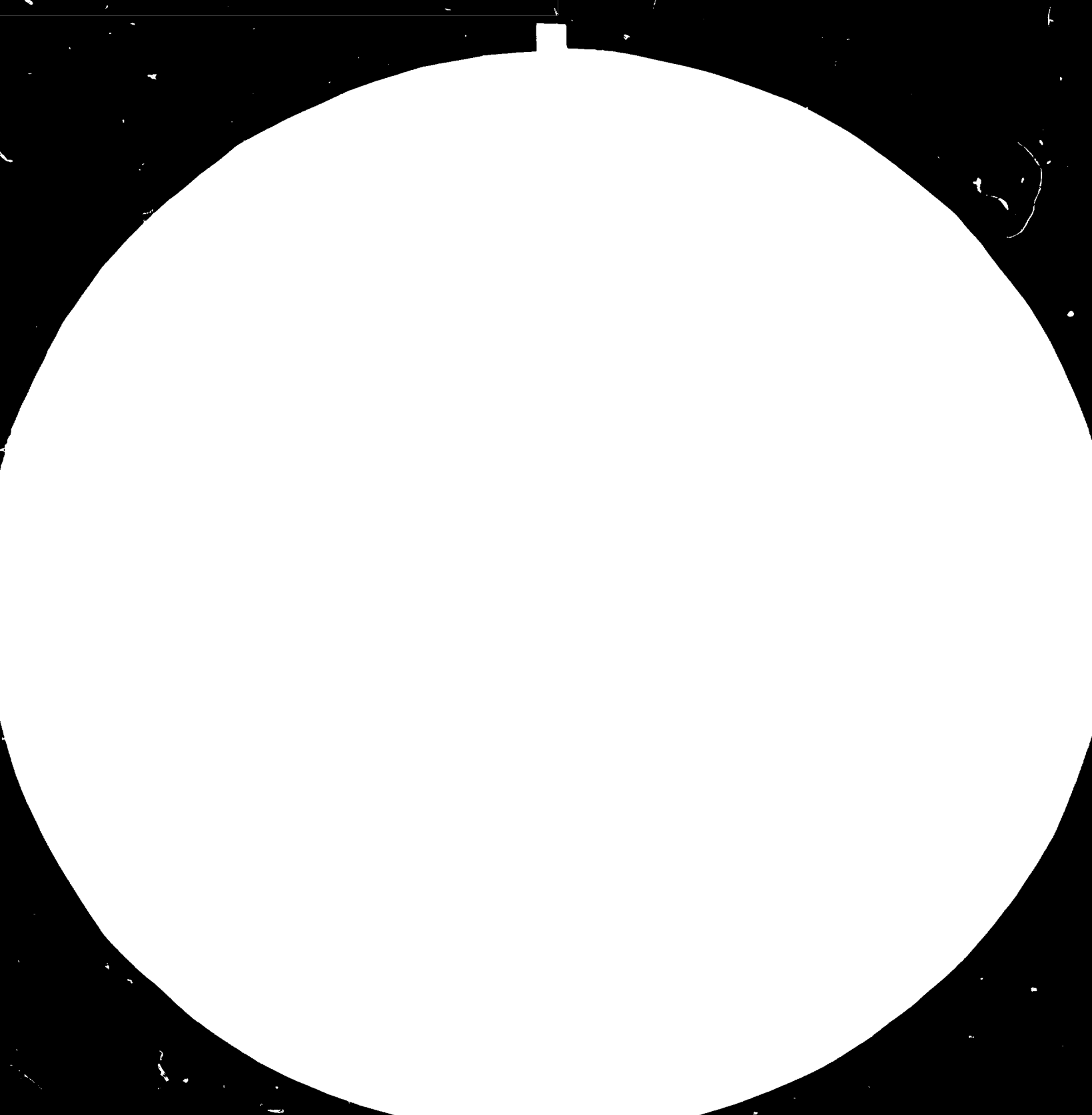
FAIR USE POLICY

Any part of this publication may be quoted and referenced for educational and research purposes without additional permission from UNIDO. However, those who make use of quoting and referencing this publication are requested to follow the Fair Use Policy of giving due credit to UNIDO.

CONTACT

Please contact publications@unido.org for further information concerning UNIDO publications.

For more information about UNIDO, please visit us at www.unido.org





2.8



3.2



3.6



4



MICROCOPY RESOLUTION TEST CHART

NATIONAL BUREAU OF STANDARDS

STANDARD REFERENCE MATERIAL 1000

1963-A MICROCOPY TEST CHART-NBS 1963-A

13853

30 de Mayo de 1984.

RESTRINGIDO

ASISTENCIA PARA EL DISEÑO
Y FABRICACION DE TURBINAS
HIDRAULICAS DE FLUJO AXIAL
EN AMERICA LATINA

SI / RLA / 81 / 801

Cuba.

Informe Técnico: Asistencia para el diseño de turbinas hidráulicas
en América Latina.

Preparado para el Gobierno de la República de Cuba por la Organización de Desarrollo Industrial de las Naciones Unidas, agencia ejecutiva para los programas de desarrollo de las Naciones Unidas.

Basado sobre el trabajo de German V. Viktorov y Oleg V. Bataiev, -
expertos en el diseño de turbinas hidráulicas.

Organización de Desarrollo Industrial de Naciones Unidas.

Viena

Este informe no ha sido confirmado por el Departamento de Desarrollo de las Naciones Unidas, organización a la cual no necesariamente debe presentarse.

13823

	<u>Pág.</u>
INTRODUCCION	4
I. DATOS PRELIMINARES PARA EL CALCULO Y DISEÑO DE LA TURBINA.	6
II. METODOLOGIA PARA LA DETERMINACION DE LOS PARAMETROS FUNDAMENTALES Y EL TIPO DE LA TURBINA.	8
III. METODOLOGIA PARA LA DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES DEL CONDUCTO DE FLUJO DE LA TURBINA.	19
A. Elemento conductor.	19
B. Rodete.	22
C. Cuerpo de la turbina.	25
IV. METODOLOGIA PARA LA DETERMINACION DE LAS MAGNITUDES NECESARIAS PARA EL CALCULO Y DISEÑO DEL REGULADOR.	26
A. Esfuerzo que actúa sobre la aguja.	26
B. Determinación del tiempo de cierre de la tobera.	32
C. Determinación del momento de inercia del rotor y del incremento de la velocidad.	33
D. Determinación del esfuerzo y del momento que actúan sobre el deflector.	41
V. CALCULOS DE RESISTENCIA.	44
A. Cálculo de resistencia del cangilón y de los espárragos.	44
B. Cálculo del eje de la turbina.	48
C. Cálculo del eje del deflector.	49
D. Selección de los cojinetes.	49
E. Selección del embrague.	51
VI. RECOMENDACION PARA LA SELECCION DE LOS MATERIALES.	52
VII. RECOMENDACION PARA LA UNIFICACION DE LOS DISCOS DE LA TURBINA.	53
ANEXO. Artículo del periódico Granma, Habana, 12 de Mayo 1984.	54
Relación de las figuras.	55
Relación de las tablas.	57
Bibliografía.	58

Memoria

La presente memoria ha sido elaborada de acuerdo al proyecto número -- SI/RLA/81/801 "Asesoría Técnica sobre el diseño y elaboración de las turbinas hidráulicas de flujo axial en América Latina".

El objetivo del proyecto consiste en el asesoramiento técnico a los encargados del programa regional de "Centrales Hidroeléctricas de baja potencia" y a los especialistas técnicos de la República de Cuba en la esfera de cálculos hidráulicos, diseño y cálculos de resistencia de las hidroturbinas pequeñas y su normalización.

En el proceso de ejecución del proyecto se partió de la base de dar solución a las tareas planteadas conforme a las condiciones concretas de la República de Cuba para la producción del equipamiento para las CHEBP (Centrales Hidroeléctricas de baja potencia).

La memoria recoge en la primera etapa de trabajo hasta el 30 de Enero de 1984 las recomendaciones sobre el diseño del equipamiento para las CHEBP, así como sobre la preparación de la producción o la cooperación, se elaboraron propuestas concretas para la normalización de las hidroturbinas pequeñas para las CHEBP de acuerdo a las condiciones de Cuba.

En esta memoria se da la metodología para el diseño de hidroturbinas para las CHE en construcción.

Se dan las recomendaciones sobre los cálculos hidráulicos y de resistencia, así como para la selección de los materiales. Se dan las propuestas sobre la unificación del diseño elaborado para la hidroturbina de cargas elevadas.

INTRODUCCION

En el informe sobre los resultados de la primera etapa de trabajo hasta el 30 de Enero de 1984 se señala que el carácter regional inicialmente señalado de los trabajos realizados con la participación de la OLADE varió debido a la negativa de esta organización a participar en dicho proyecto.

Por acuerdo mutuo entre la OLADE y la ONUDI, los expertos de la ONUDI — G. V. Viktorov y O. V. Bataiev trabajaron por un plan acordado solamente con los especialistas de la República de Cuba.

En correspondencia con la información recibida se llegó a la conclusión de que en el momento actual no hay demanda de turbinas de flujo axial en Cuba. Esta conclusión concuerda con la opinión de los especialistas cubanos.

Por esos los expertos concentraron sus esfuerzos en la asesoría de los especialistas cubanos en la esfera de las turbinas tipo Francis y Pelton, cuya demanda existe en Cuba.

En calidad de organismo encargado de la atención de los expertos de la ONUDI en Cuba, fue nombrado el Ministerio de la Industria Sidero Mecánica — (SIME).

Los expertos trabajaron en estrecho contacto con los dirigentes de dicho Ministerio, con la Comisión Nacional de Energía, así como con el organismo de Hidroeconomía de la Habana.

De acuerdo con las tareas planteadas por los especialistas cubanos, los expertos de la ONUDI elaboraron recomendaciones para implementar la producción de todo el conjunto de equipamiento para los agregados de las CHEBP, conforme a las condiciones concretas existentes en Cuba.

En base a esto, los especialistas de la "Planta Mecánica" fueron asesorados en :

- Cálculos hidráulicos de los elementos fundamentales del conducto de flujo.
- Se elaboraron materiales guías sobre cálculos para su empleo posterior en el diseño práctico.
- Ejecución de los diseños de las hidroturbinas para la micro presa de "Pico Blanco" en la etapa del proyecto técnico y de elaboración de la documentación de trabajo.
- Elaboración de recomendación concreta sobre la normalización y unificación del equipamiento para las hidroturbinas.

Los materiales concretos sobre las turbinas tipo Francis, están contenidos en el informe sobre la primera etapa del proyecto hasta el 30 de Enero de 1984, en la cual tomaron parte los dos expertos de la ONUDI G. V. Viktorov y O. V. Bataiev. En la segunda etapa del proyecto solo tomó parte el experto O. V. Bataiev.

En el presente informe se incluye la metódica de cálculo y diseño para las turbinas tipo Pelton, basada en la experiencia de la construcción de turbinas en la Unión Soviética.

El proyecto de la hidroturbina tipo Pelton para la CHE de "Pico Blanco", ejecutado bajo la dirección del experto de la ONUDI O. V Vataiev, fue presentado y aprobado por la Comisión Nacional de Energía el día 26 de Abril de 1984.

I. DATOS PRELIMINARES PARA EL CALCULO
Y DISEÑO DE LA TURBINA.

Las turbinas Pelton se emplean en las CHE con altas cargas H y pequeño -
gasto Q. Estas condiciones se presentan más frecuentemente en las zonas mon-
tañosas donde los ríos contienen poca agua, pero el nivel de estos disminuye
rápidamente.

El parámetro fundamental que permite determinar el tipo de turbina más -
apropiada para las condiciones dadas, es la velocidad específica n_s . Su mag-
nitud se determina por la fórmula

$$n_s = \frac{n \sqrt{Nc.v}}{H^{5/4}}$$

Donde en correspondencia con las tradiciones antiguas se emplean magnitu-
des con las siguientes unidades de medida:

n - Número de revoluciones de la turbina, en min.

$N_{c.v.}$ - Potencia de la turbina en caballos de vapor

$$1 \text{ KW} = 1,36 \text{ c.v.}$$

H - Carga de la turbina en m.

En la Tabla 1 se da la clasificación de las turbinas de acuerdo a la ve-
locidad específica, que se emplea en la URSS [1].

TABLA 1

Tipos de turbi- nas:	De baja velo- cidad especí- fica.	De Media Velo- cidad específi- ca.	De elevada Velocidad específica.
	n_s (rpm)	n_s (rpm)	n_s (rpm)
Kaplan	300 - 450	500 - 700	800 - 1100
Francis	60 - 150	150 - 250	250 - 400
Pelton	4 - 10	14 - 25	30 - 60

En este proyecto se emplea la experiencia de la URSS en construcción de turbinas en particular de las turbinas Pelton (de cascilones) que se da en los trabajos [1] , [2] , [3] , [4] .

En Cuba existen regiones alejadas de los centros sociales e industriales, ubicadas en zonas montañosas de difícil acceso. El suministro de energía a dichos lugares representa una importante tarea social, cuya solución permitirá mejorar considerablemente las condiciones de vida de los habitantes de dichas regiones.

La CHE "Pico Blanco" se encuentra en las montañas del Escambray. La carga calculada $H = 252$ m, el gasto $Q_{CHE} = 0,150$ m³/seg, el diámetro exterior de la tubería $d_{ext} = 377$ mm, su espesor es de 16 mm, la longitud del tubo es de 1340 m.

La CHE de "Pico Blanco" funcionará aislada del sistema general.

En el hidroagregado deben emplearse los generadores sincrónicos en existencia con una potencia $N = 53$ KW y una velocidad $n = 1200$ rpm.

No se preve la automatización de esta CHE.

II. METODICA PARA LA DETERMINACION DE LOS PRINCIPALES PARAMETROS FUNDAMENTALES Y EL TIPO DE LA TURBINA.

Tomamos la frecuencia de rotación de la turbina igual a la frecuencia — del generador; $n = 1200$ rpm.

Esto simplifica el diseño de la turbina debido a que evita el empleo de un eslabón intermedio en forma de multiplicador o de regulador de velocidad.

El no empleo del reductor o multiplicador de velocidad incrementa la confiabilidad y duración del trabajo del agregado.

La potencia de la CHE es igual a:

$$N_{H.C} = 10^{-3} Q_{CHE} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \eta = 10^{-3} \cdot 0,15 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 232 \cdot 0,87 = 296,7 \text{ Kw}$$

Se poseen generadores con una potencia $N_{gen} = 53$ Kw. Elegimos tres agregados, entonces la potencia de cada turbina será $N_t \approx 100$ Kw. En nuestro caso se propone que cada turbina ponga en acción dos generadores.

En estas condiciones determinados la velocidad específica n_s .

$$n_s = \frac{n \sqrt{1,36 \cdot N_t}}{H^{5/4}} = \frac{1200 \sqrt{1,36 \cdot 100}}{232 \cdot \sqrt[4]{232}} = 15,46 \text{ rpm}$$

Para el valor hallado de la velocidad específica, de acuerdo a la Tabla 1, elegimos el tipo de turbina - Pelton.

La turbina Pelton tendrá una velocidad específica media y poseerá elevadas cualidades energéticas. Tentativamente podemos elegir una eficiencia $\eta = 0,87$ (El valor máximo de eficiencia obtenido en una Pelton es del 90%).

En la Fig 1 se muestra una hidroturbina modelo horizontal Pelton con un diámetro de la tobera $d_o = 54,7$ mm, un diámetro del rodete $D_1 = 580$ mm y un ancho del cangilón $B_o = 130$ mm con un número de toberas = 1 y un número de cangilones $Z = 18$.

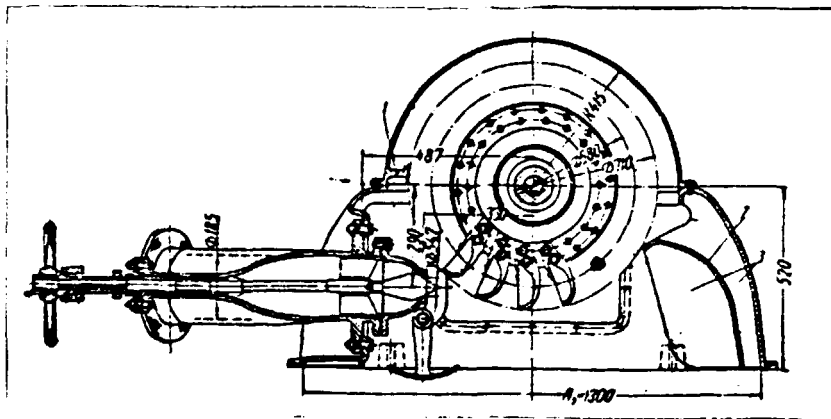


Fig 1

En la Fig 2 se muestra la característica universal de ésta turbina modelo [2]. La característica universal se construyó por las coordenadas Q'_I , n'_I ; donde

$$Q'_I = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad - \text{ es el gasto equivalente}$$

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad - \text{ es la velocidad equivalente}$$

Las magnitudes que se emplean en las fórmulas se dan en las siguientes unidades de medida: $Q = \text{L/seg}$; $n = \text{rpm}$, $D = \text{m}$ y $H = \text{m}$.

El modelo de la turbina que se muestra en la Fig 1 posee una velocidad específica $n_s = 18$, o sea próximo a las condiciones de Pico Blanco ($n_s = 15,46$)

Tomamos esta turbina modelo como base. Como se ve de acuerdo a las características, la misma posee elevadas propiedades energéticas. En la zona óptima, cuando $n'_I = 40 \text{ rpm}$ y $Q'_I = 10,5 - 15,8 \text{ L/seg}$, la turbina da una eficiencia superior al 89%.

En la Fig 3 se representa la característica de trabajo de la turbina modelo. Esta es la dependencia η del gasto equivalente Q'_I con un valor constante respecto a la velocidad equivalente $n'_I = 40 \text{ rpm}$.

Cómo se ve por la Fig 1, la turbina Pelton consta de las siguientes partes fundamentales: 1- Conductor de flujo; 2- Rodete; 3- Cuerpo.

El conducto de flujo de la turbina Pelton sirve para transformar la energía potencial del flujo en energía cinética del chorro $\propto \frac{V_0^2}{2g}$ y dirigir el chorro hacia los cangilones del rodete.

El conducto de flujo en las turbinas modernas posee una elevada eficiencia

$$\eta_{\text{conducto}} = 0,98 \div 0,99$$

Un papel fundamental lo desempeña la calidad del chorro que sale por el conducto de flujo. El conducto de flujo de la turbina base garantiza una buena calidad del chorro o sea una mínima dispersión, o lo que es igual un chorro compacto. En este caso se disminuyen las pérdidas hidráulicas durante el contorneo del chorro sobre los cangilones del rodete.

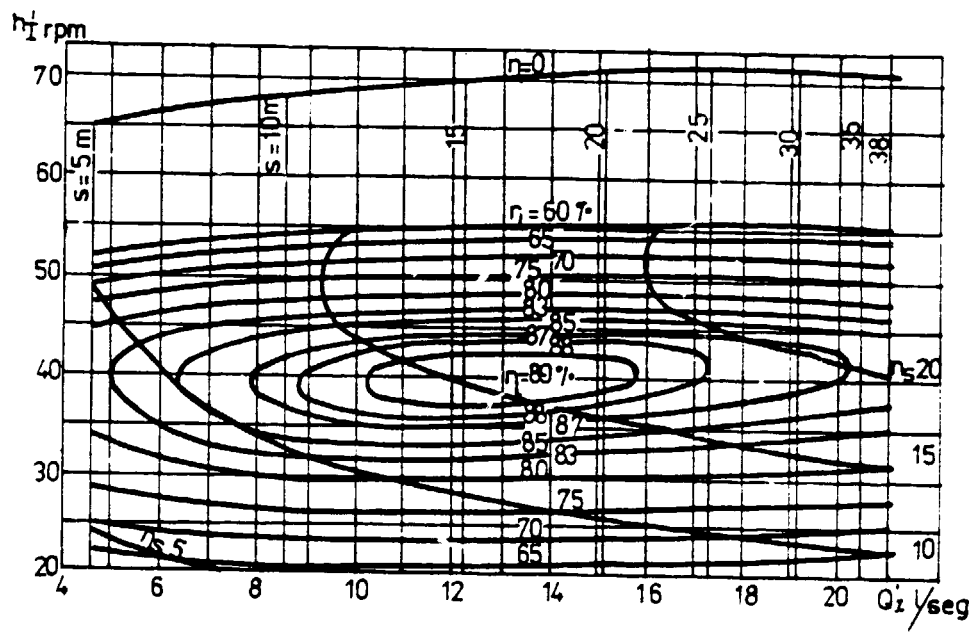
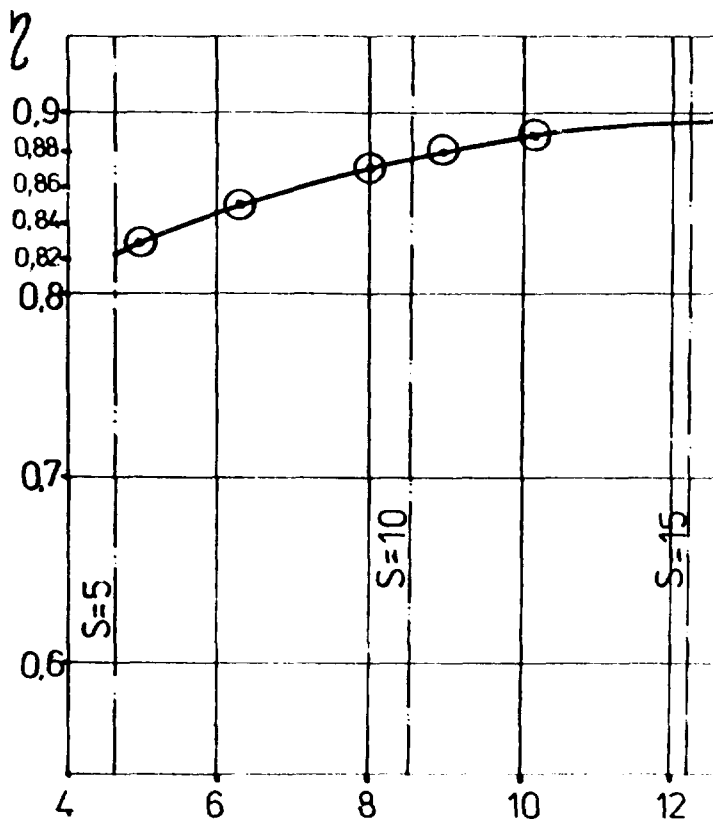


Fig 2



$n_I' = 40 \text{ rpm}$

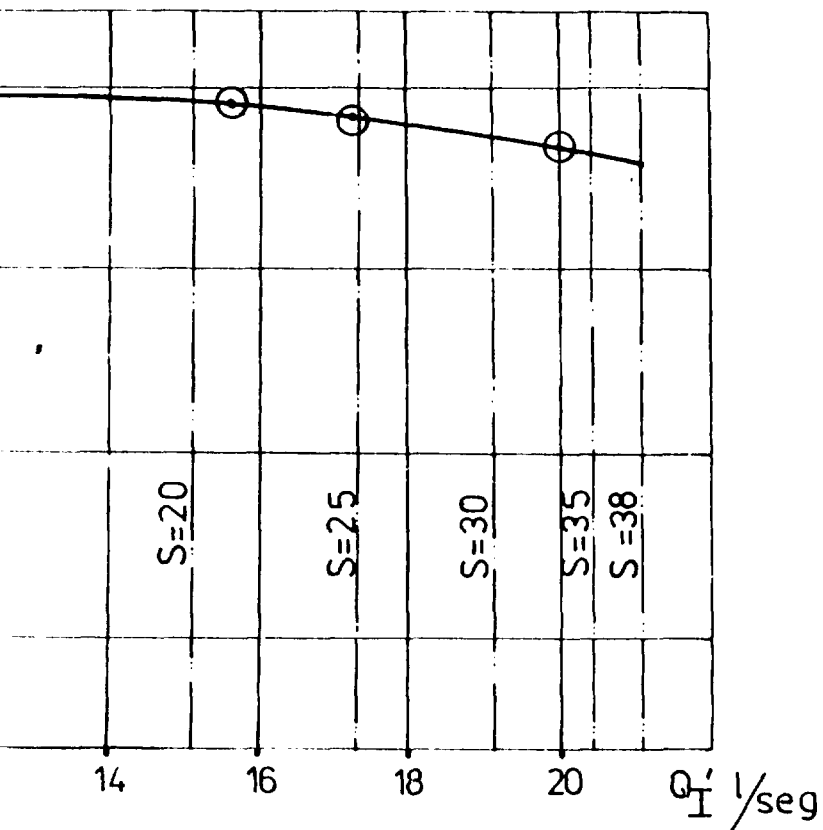


Fig 3

Por medio de las formas geométricas del conducto de flujo se obtiene una óptima calidad del chorro y una elevada eficiencia. El conducto es ligeramente acodado con un ángulo de giro = 30° .

En el codo las secciones transversales disminuyen uniformemente, lo cual garantiza la divergencia del flujo y evita la formación de zonas quebradas. La tobera posee un ángulo del cono a la salida de 90° y de la aguja de 60° .

Las investigaciones han demostrado que con esta geometría se obtiene una distribución satisfactoria de la presión sobre las paredes de la tobera y de la aguja. Por eso, esta tobera se caracteriza por las mínimas pérdidas de energía y por consiguiente por una elevada eficiencia.

La geometría del cangilón de la turbina base se desconoce. solo se conoce la relación entre el ancho del cangilón y el diámetro de la tobera

$$\frac{B}{d_c} = \frac{130}{54,7} = 2,376$$

En el régimen óptimo, la relación del ancho del cangilón con el diámetro del chorro es igual a

$$\frac{B}{d_0} = \frac{130}{37} = 3,51$$

En las turbinas modernas Pelton, esta relación está en los límites de

$$B_0/d_0 = 2,8 \div 4,0$$

En la Fig 4 se representa esquemáticamente el cangilón de la turbina Pelton.

La relación de las dimensiones principales está en los límites [1]:

$$\frac{B}{d_0} = 2,8 \div 4,0$$

$$\frac{L}{B} = 0,7 \div 0,9$$

$$\frac{h}{B} = 0,25 \div 0,3$$

$$\beta_2 = 7^{\circ} \div 13^{\circ}$$

$$2\beta_1 = 20^{\circ} \div 32^{\circ}$$

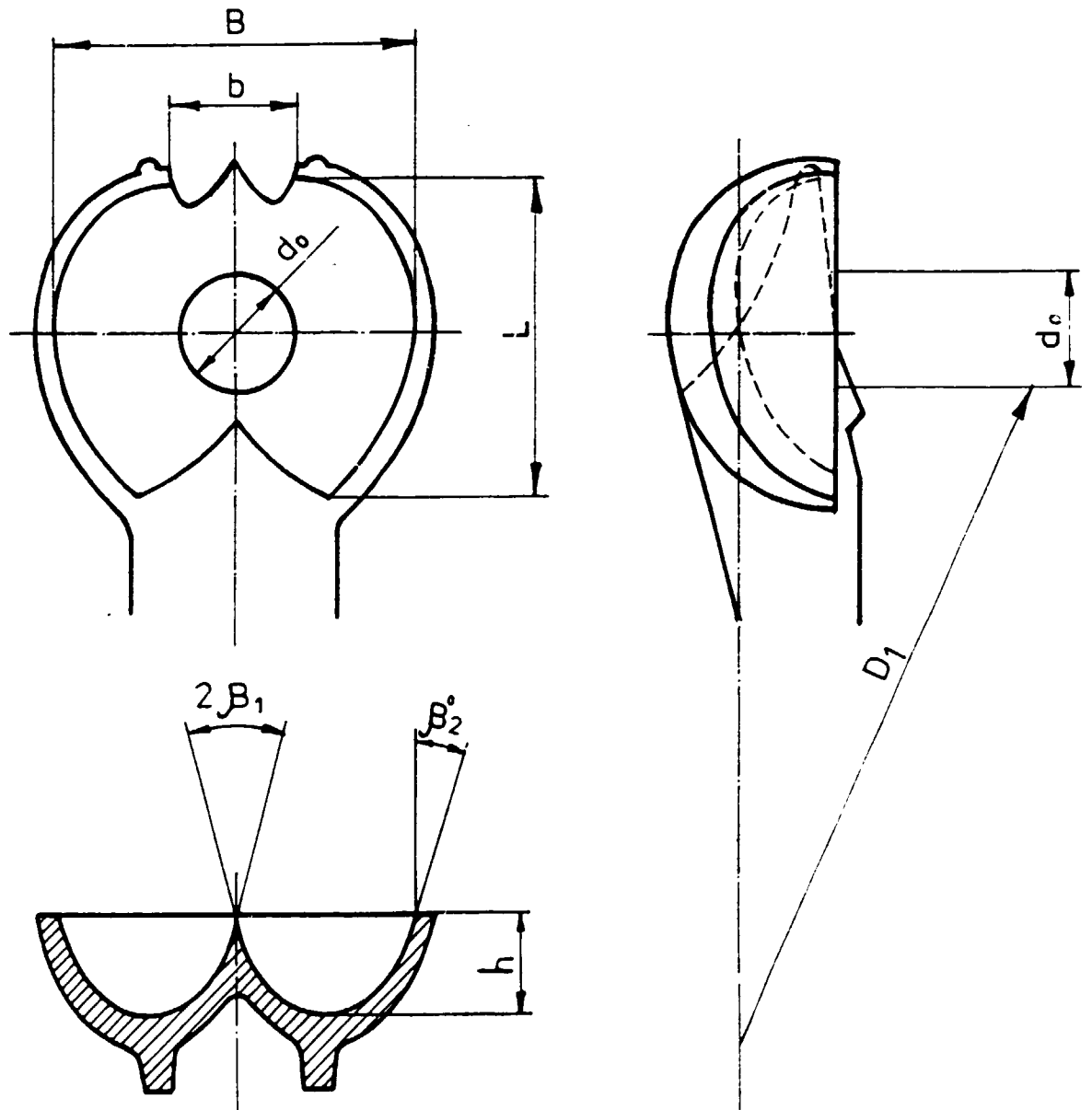


Fig 4

Estas relaciones garantizan las óptimas condiciones del contorno del chorro sobre los cangilones.

En el rodete, formado por los cangilones acoplados al disco, se efectúa la transformación de la energía cinética del chorro en trabajo mecánico. La transformación más completa tiene lugar con determinada relación entre la velocidad del movimiento del cangilón u y la velocidad del chorro V_0 . La relación óptima se obtendrá en los límites

$$\left(\frac{u}{V_0}\right)_{\text{opt}} = 0,46 \div 0,49$$

Esta relación de velocidades está en dependencia de la magnitud de la velocidad equivalente n_I^* . En la Fig 5 se dan los valores n_I^* opt. para las turbinas producidas por diferentes firmas. Los datos concretos se tomaron por el trabajo [1].

El valor óptimo de las velocidades equivalentes está en los límites $n_I^* = 39 - 41$ rpm.

El número de cangilones del rodete en las turbinas producidas por diferentes firmas, varia. En la Fig 6 se dan los valores del número de cangilones Z , empleados por diferentes firmas.

Por medio de triángulos se muestran los datos para la turbina Pelton, elaborada en la URSS.

Con un pequeño número de cangilones es posible el escape del chorro entre los cangilones y debido a esto disminuye la eficiencia de la turbina. Con un número muy grande de cangilones se incrementan las pérdidas por ventilación, o sea se eleva la potencia requerida para contrarrestar la resistencia del aire. Esto también conlleva a la disminución de la eficiencia.

La experiencia más reciente demuestra que se pueden obtener elevados valores de eficiencia con un número menor de cangilones. Por ejemplo con $n_s = 17,5$ en la turbina de $Z = 18$ se obtiene una eficiencia máxima de 89,5% [2]. Además existen turbinas de la misma velocidad específica con $Z = 23$ y $Z = 24$.

Del número de cangilones depende la resistencia y seguridad de sujeción en el disco. Esto también debe considerarse al elegir el número de cangilones.

El cuerpo de la turbina cumple dos funciones. En primer lugar este sirve para evacuar el agua. Después de pasar por los álabes, el chorro de agua pierde casi totalmente la energía cinética y por la acción de la fuerza de gravedad se evacua hacia abajo. La velocidad del chorro que sale de la tobera sobrepasa en más de 10 veces la velocidad del agua que abandona los cangilones. Cuando el cuerpo está bien construido el agua usada no cae sobre el rodete, o ace en muy poca cantidad.

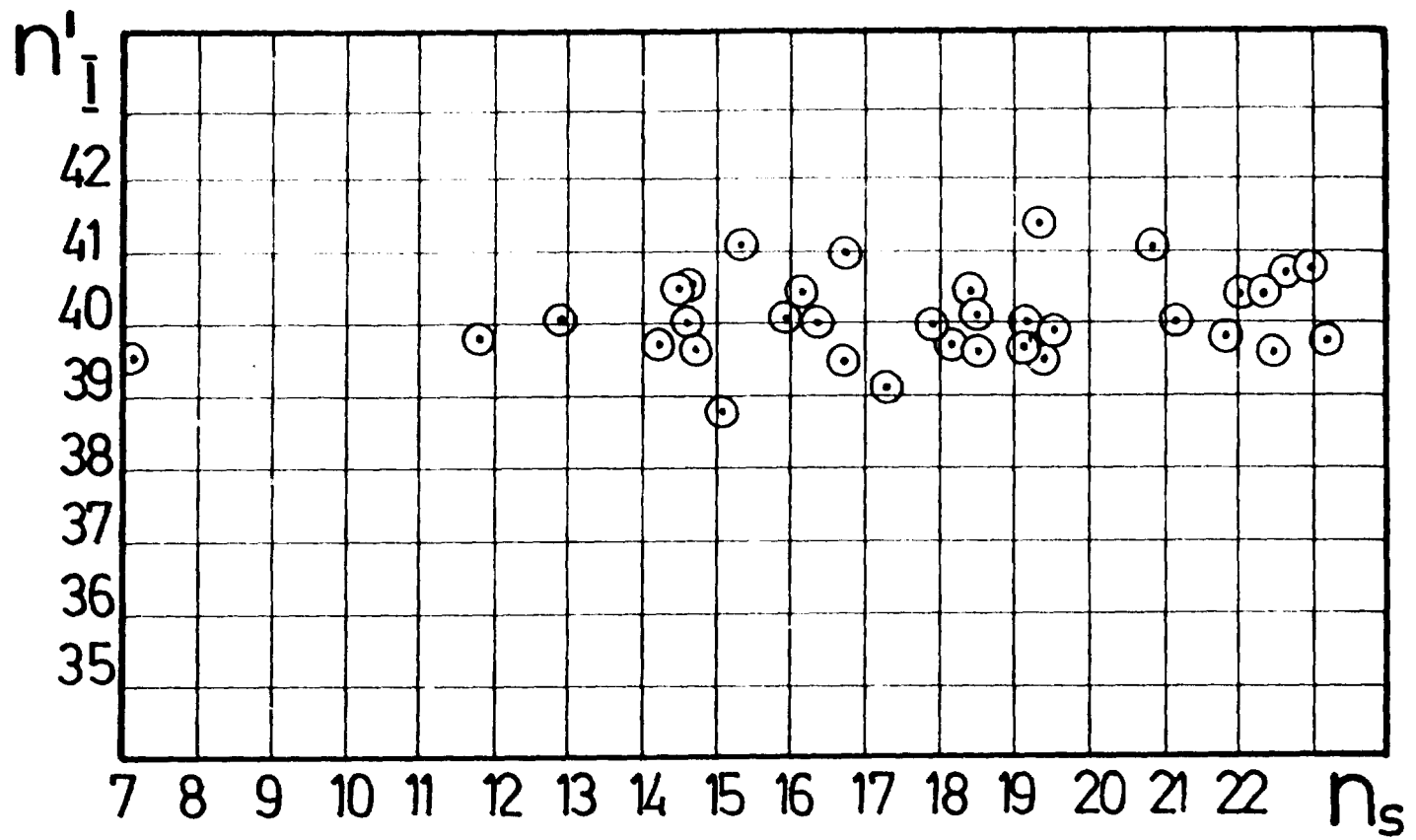
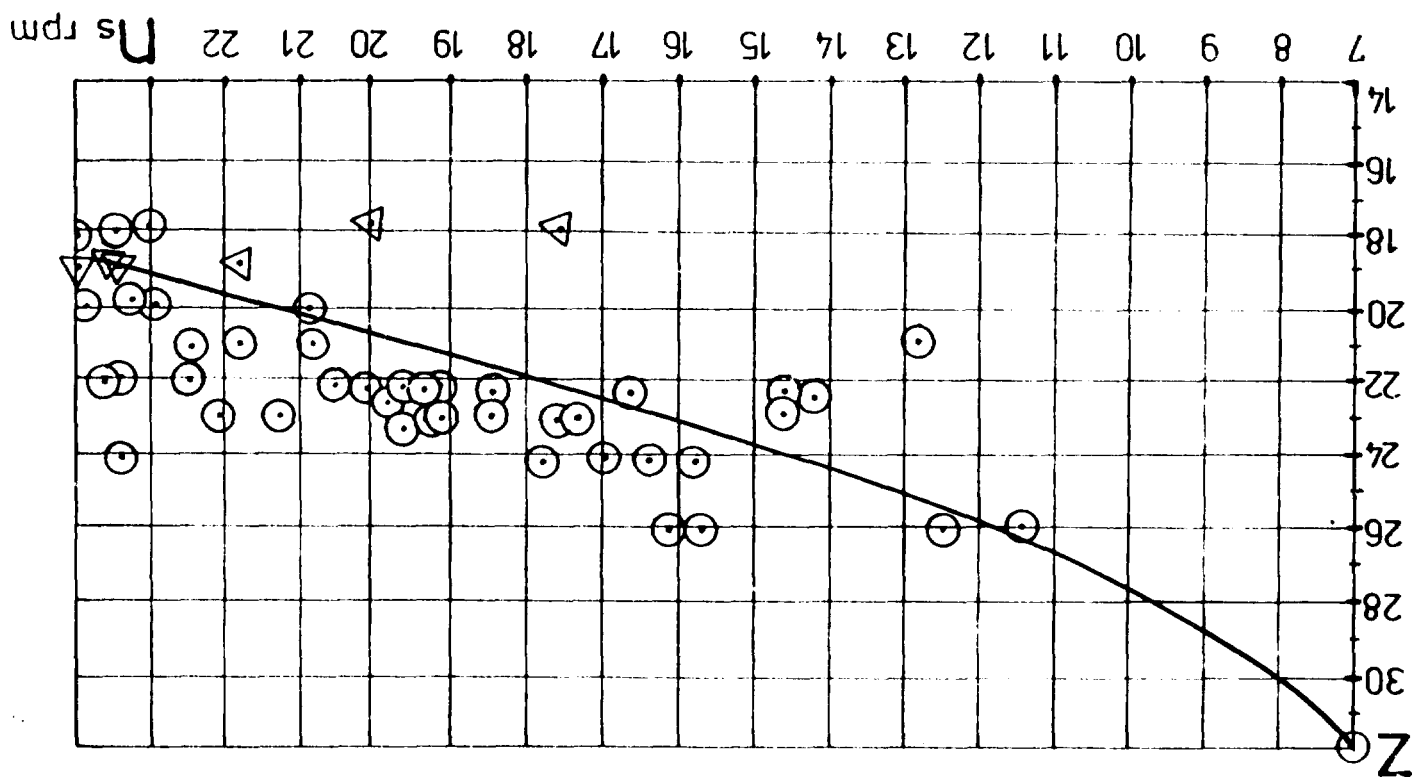


fig:5

Fig 6



En caso contrario aparecen pérdidas adicionales de potencia.

Es muy perjudicial la caída del agua usada sobre el chorro, en la zona entre la tobera y el cangilón. El cuerpo de la turbina con eje horizontal se elabora ancho en la parte inferior y estrecho en la parte superior. y posee a letas especiales de evacuación, las cuales impiden la caída del agua usada sobre el chorro y el rodete.

Las proporciones de las dimensiones del cuerpo de la turbina base que se representa en la Fig 1 pueden ser utilizadas en el diseño del cuerpo de la turbina de Pico Blanco. En la parte trancera del cuerpo de la turbina se dispone un deflector que sirve para desviar el chorro durante los regímenes de embalamiento y de la misma forma impide el surgimiento de fuertes vibraciones de la turbina durante estos regímenes.

Durante los regímenes de embalamiento el chorro casi no hace contacto con los cangilones o sea como si saltara sobre el rodete sin entregarle su energía. Por eso en estos casos el chorro mantiene casi totalmente su velocidad.

La regulación de la potencia en la turbina de cangilones se efectúa por medio de la aguja, la cual en diferentes posiciones varía el diámetro del chorro que sale de la tobera y por consiguiente también varía el gasto.

No es posible el rápido desplazamiento de la aguja, a causa del peligro del incremento de la presión en la tubería debido al golpe hidráulico.

Con el objetivo de evitar un incremento muy fuerte de la velocidad al caer la carga, la turbina Pelton posee un deflector. El deflector normalmente se elabora bien en forma de desviador o en forma de deflector de corte. El deflector desviador se introduce desde arriba en el chorro desviándolo hacia abajo. Como resultado del contacto del chorro con los cangilones disminuye la potencia y la velocidad de la turbina. En este momento la aguja lentamente cubre la tobera y la presión en la tubería no se incrementa agudamente.

El deflector contador se introduce desde abajo en el chorro, cortando parte de él. El efecto que se obtiene es el mismo.

La turbina base posee un deflector desviador. En el trabajo [2] se dan las características de fuerza de la aguja y del deflector o sea la dependencia de la fuerza y los momentos que actúan sobre la aguja y el deflector con diferentes posiciones de estos órganos.

III. METODOLOGIA PARA LA DETERMINACION DE LAS PRINCIPALES DIMENSIONES DEL CONDUCTO DE FLUJO DE LA TURBINA.

A. Elemento conductor de flujo.

El principal parámetro para determinar las dimensiones del elemento conductor es el diámetro del chorro d_o . En el régimen de cálculo el diámetro d_o se determina por la fórmula para el gasto Q .

$$Q = \varphi \cdot \frac{\pi d_o^2}{4} \cdot \sqrt{2gH}$$

donde φ - Es el coeficiente de velocidad de la tobera

Para el modelo de base, el valor de φ está en los límites de $\varphi = 0,98 - 0,99$ en un amplio rango de regímenes de trabajo.

Tomamos los valores $\varphi = 0,98$, $Q = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$, $H = 232 \text{ m}$.

De aquí obtenemos

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q}{\varphi \pi \sqrt{2gH}}} = 0,031 \text{ m} = 31 \text{ mm}$$

Para determinar el diámetro de la tobera se emplea la característica de trabajo de la turbina base (Fig 3) y también los datos sobre la relación de los diámetros del chorro d_o y de la tobera d_c con diferentes aberturas de la tobera S [2]. El esquema de la tobera se da en la Fig 7. En base a estos datos se elaboraron las dependencias

$$\eta = f\left(\frac{S}{d_c}\right), \quad \frac{d_o}{d_c} = f\left(\frac{S}{d_c}\right)$$

Supongamos que las dependencias que se dan en la Fig 8 sean iguales ó próximas para la turbina base y la proyectada.

En calidad de valor de cálculo tomamos $\frac{d_o}{d_c} = 0,738$ eso corresponde con el régimen de trabajo de la turbina en el cual el gasto es superior al óptimo y la eficiencia es inferior a la máxima en un 0,3%.

A la relación elegida de esta forma $\frac{d_o}{d_c}$ corresponde la dimensión de la tobera $d_c = 42 \text{ mm}$.

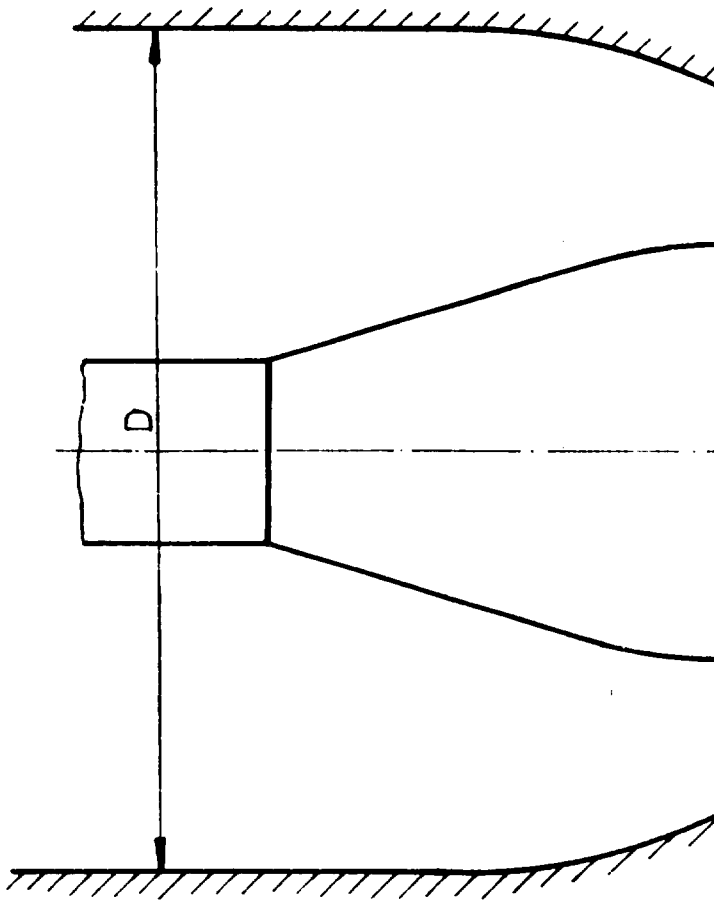
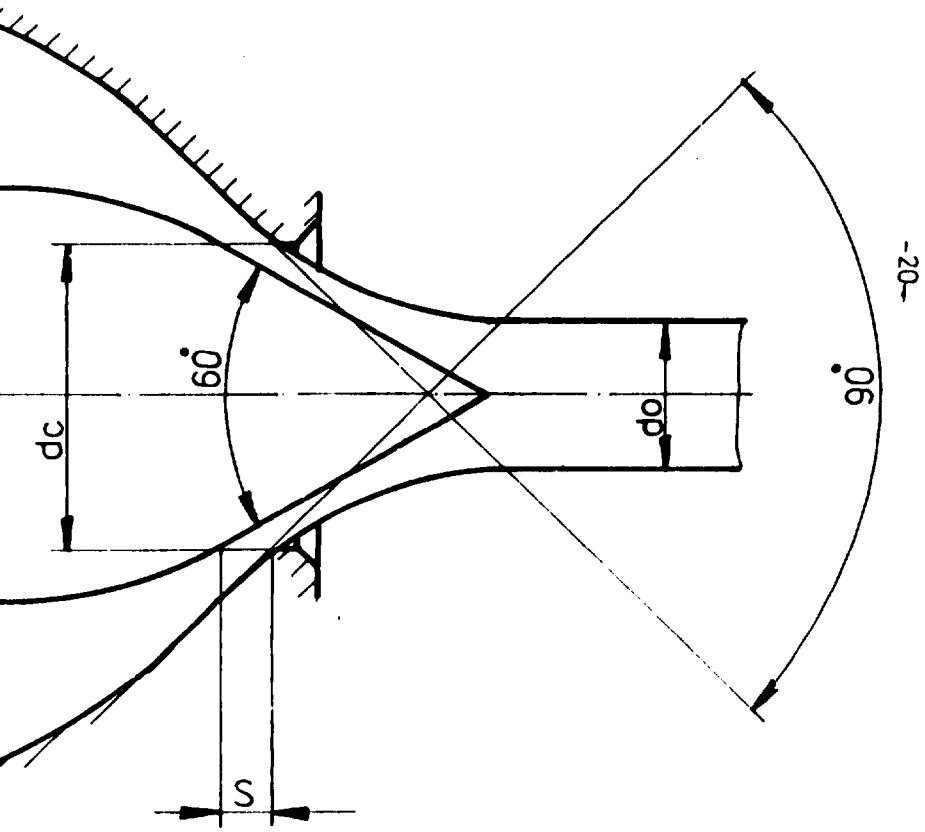


Fig 7



-20-

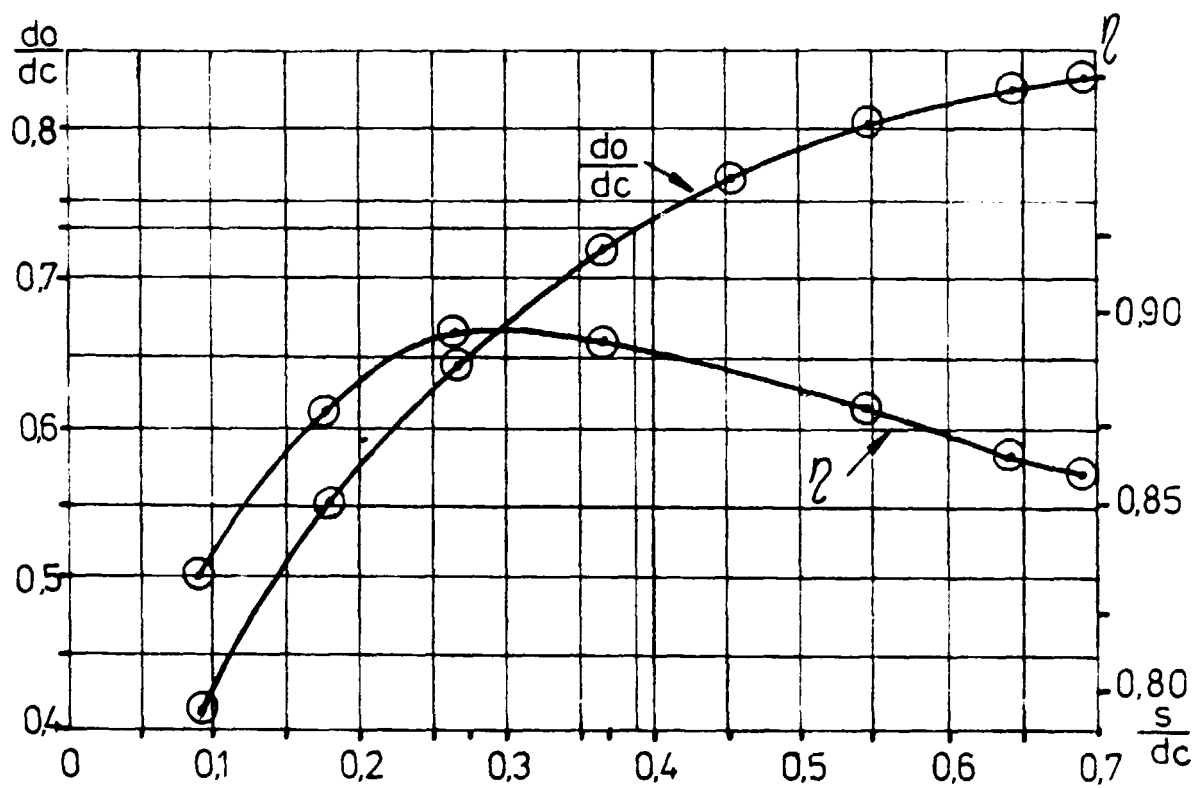


Fig 8

Todas las restantes dimensiones del conducto de la tobera, de la aguja y del codo se toman proporcionalmente a las dimensiones de la turbina base, esto en primer lugar, garantiza las mínimas pérdidas en la conducción y óptima calidad del chorro y en segundo lugar da la posibilidad de emplear las características de fuerza y gasto conocidas que se obtuvieron por métodos experimentales.

Los valores concretos de las dimensiones del conducto de flujo se dan en los planos.

El tubo de entrada posee un diámetro $d_{ent} = 150$ mm, en el codo de flujo se considera un estrechamiento. El radio relativo del codo conductor $\frac{R}{d_{ent}} = 2,8$. El ángulo de giro del flujo en el codo $= 30^\circ$.

El recorrido de la aguja desde el cierre total hasta la abertura completa $S_{m\acute{a}x} = 29$ mm.

De acuerdo con el gráfico (Fig 8) obtenemos la dependencia del diámetro del chorro d_0 y del gasto Q respecto al desplazamiento de la aguja S para la turbina de "Pico Blanco". En este caso consideramos que la velocidad del chorro es constante e igual a:

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gH} = 0,98 \sqrt{2g \cdot 232} = 66,13 \text{ (m/seg)}$$

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} v_0$$

Las dependencias $d_0 = f(s)$ y $Q = f(s)$ se dan en la Fig 9.

El deflector de la turbina se elabora en forma de elemento desviador. Sus dimensiones fundamentales se muestran en la Fig 10. La superficie (interior) de trabajo del deflector es un cilindro circular cuyo eje concuerda con el eje de giro. Esta forma geométrica garantiza el valor mínimo del momento que actúa sobre el deflector al entrar este en el chorro. El principal esfuerzo hidrodinámico que actúa sobre la superficie del deflector se determina por la componente normal de los esfuerzos de presión.

Debido a que todos los esfuerzos elementales de la presión normal están dirigidos por los radios que salen del eje de giro (los radios son perpendiculares a la superficie del cilindro), el momento de estos esfuerzos será $= 0$. El momento que actúa sobre el deflector será provocado por los esfuerzos de fricción hidrodinámica y por los esfuerzos de fricción en los muñones.

B. Rodete.

Las dimensiones principales que determinan la geometría del rodete son:

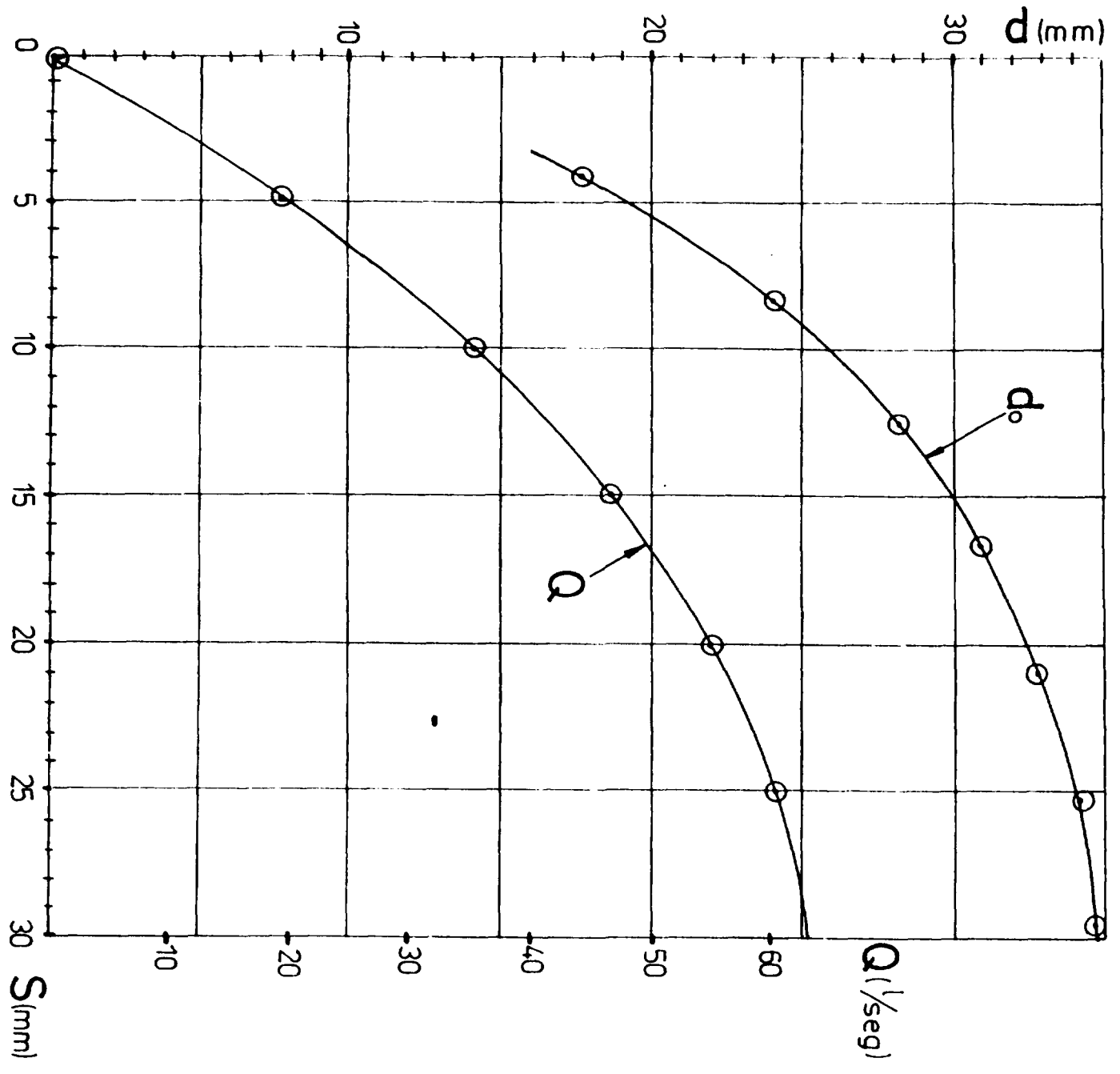


Fig 9

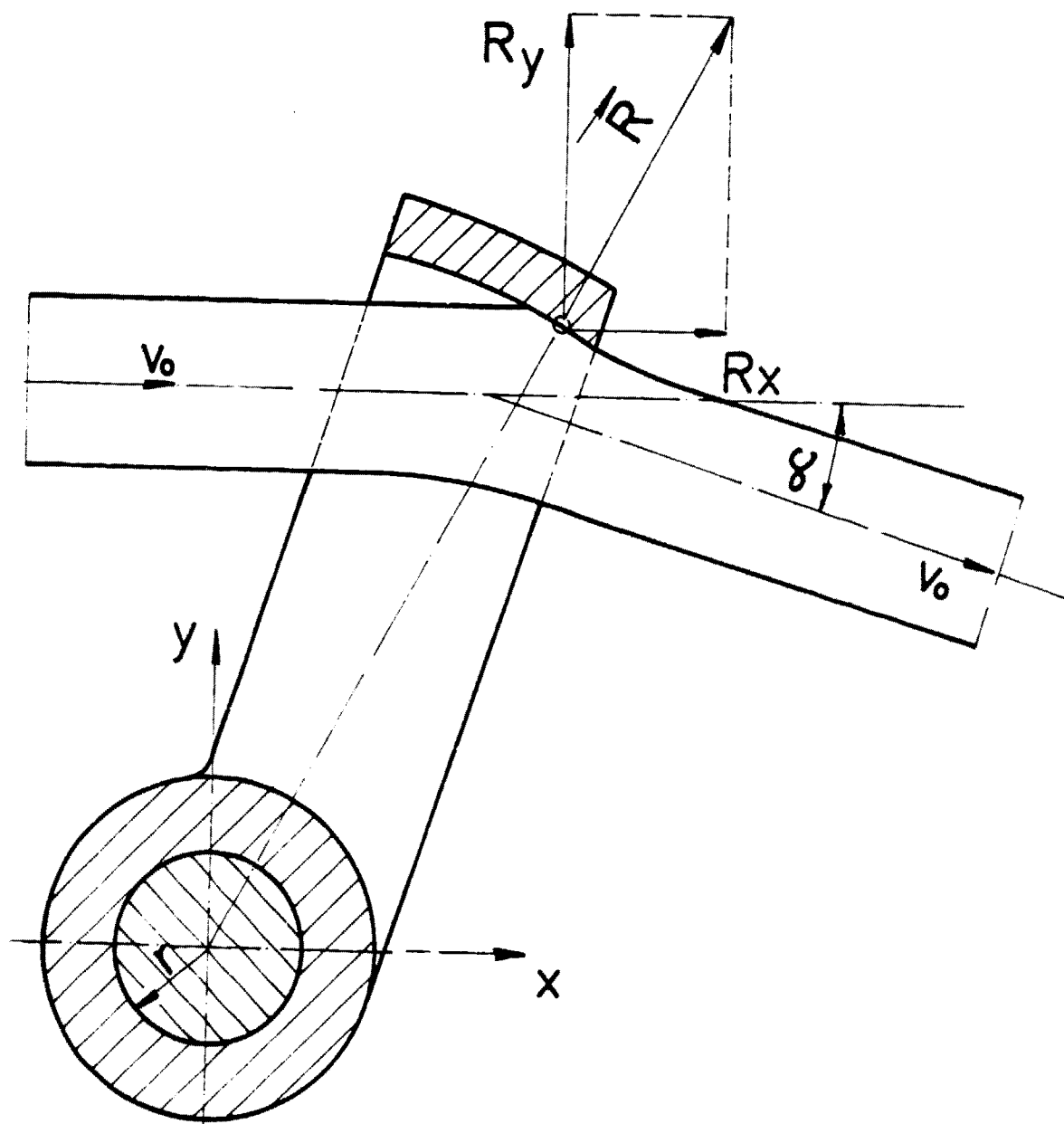


Fig 10

diámetro D_1 de la circunferencia tangente al eje del chorro; ancho del cangilón B y número de cangilones Z .

El diámetro del rodete D_1 se determina por la ecuación para la velocidad equivalente

$$n_1' = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}}$$

Sustituyendo las magnitudes de cálculo $n = 1200$ rpm y $H = 232$ m, y tomando el valor óptimo de $n_1' = 40$ rpm obtenemos $D_1 = 0,508$ m = 508 mm.

Tomamos el ancho del cangilón $B = 100$ mm. Esto corresponde a la relación $B/d_0 = 3,23$. La relación obtenida se encuentra en los límites recomendados - $B/d_0 = 2,8 - 4,6$.

El número de cangilones lo tomamos igual a $Z = 22$. El número de cangilones elegido para $n_2 = 15,46$ corresponde a la experiencia de otras firmas productoras de turbinas hidráulicas (Ver Fig 6).

Los datos preliminares para construir la geometría de la superficie de trabajo y posterior del cangilón se tomaron en base a la información para el cangilón K - 461 que se da en el trabajo [1]. La tarea principal de diseño consistió en obtener superficies regulares sin salientes ni depresiones. Como resultado de varias aproximaciones se obtuvo la geometría del cangilón que se da en el plano TP.15-01-01.

El cangilón proyectado posee los siguientes parámetros

$$\frac{B}{d_0} = 3,23; \quad \frac{L}{B} = 0,8; \quad \frac{h}{B} = 0,292$$

$$\beta_2 = 11^\circ; \quad 2\beta_1 = 32^\circ$$

Estos parámetros están dentro de los valores recomendados.

C. Cuerpo de la turbina.

El cuerpo de la turbina se decidió elaborarlo fundido. En la parte inferior posee un ancho $b_1 = 5,08$; un largo $l_1 = D_1 + 5,63$.

La parte superior posee un ancho $b_2 = 1,48$ y una longitud $l_2 = D_1 + 2,13$.

La transición entre la parte inferior y superior del cuerpo se efectúa con un redondeamiento de las paredes de la parte inferior.

El cuerpo posee una pantalla de evacuación, es desarmable con un plano horizontal de separación. El diseño del cuerpo permite utilizar iguales semi-productos fundidos para las turbinas modificadas con rodetes de diferentes diámetros de $D_1 = 470$ y $D_1 = 560$ mm.

IV. METODOLOGIA PARA LA DETERMINACION DE LAS MAGNITUDES REQUERIDAS PARA EL CALCULO Y DISEÑO DEL REGULADOR.

A. Fuerzas que actúan sobre la aguja.

Debido a que la tobera y la aguja de la turbina proyectada y de base geométrica son similares y el flujo del chorro en ambos casos se efectúa a altos números de REINOLD (prácticamente en la zona cuadrática-turbulencia completa).

Los coeficientes de fuerza serán iguales con aberturas relativas iguales S/d_c .

El esquema de conducción se da en la Fig 11. La aguja y el vástago forman un cuerpo sobre el cual actúan los esfuerzos por el lado del líquido y la atmósfera. La resultante de estos esfuerzos es igual por su magnitud al esfuerzo de equilibrio P que actúa sobre el vástago por el lado del servomotor.

En el trabajo [2] se da la dependencia de éste esfuerzo respecto a la abertura S de la tobera con diferentes cargas. El diámetro de la tobera de la turbina base $d_c = 54,7$ mm y el diámetro del vástago $d_g = 33$ mm.

Separamos la fuerza hidrodinámica P^* que actuaría sobre la aguja con $d_g=0$

$$P^* = P \cdot \rho_{GH} \frac{\pi d_B^2}{4}$$

De acuerdo con el esquema de la Fig 11 consideramos positivo el sentido de la fuerza P de derecha a izquierda y de la fuerza P^* en sentido al cierre de la tobera.

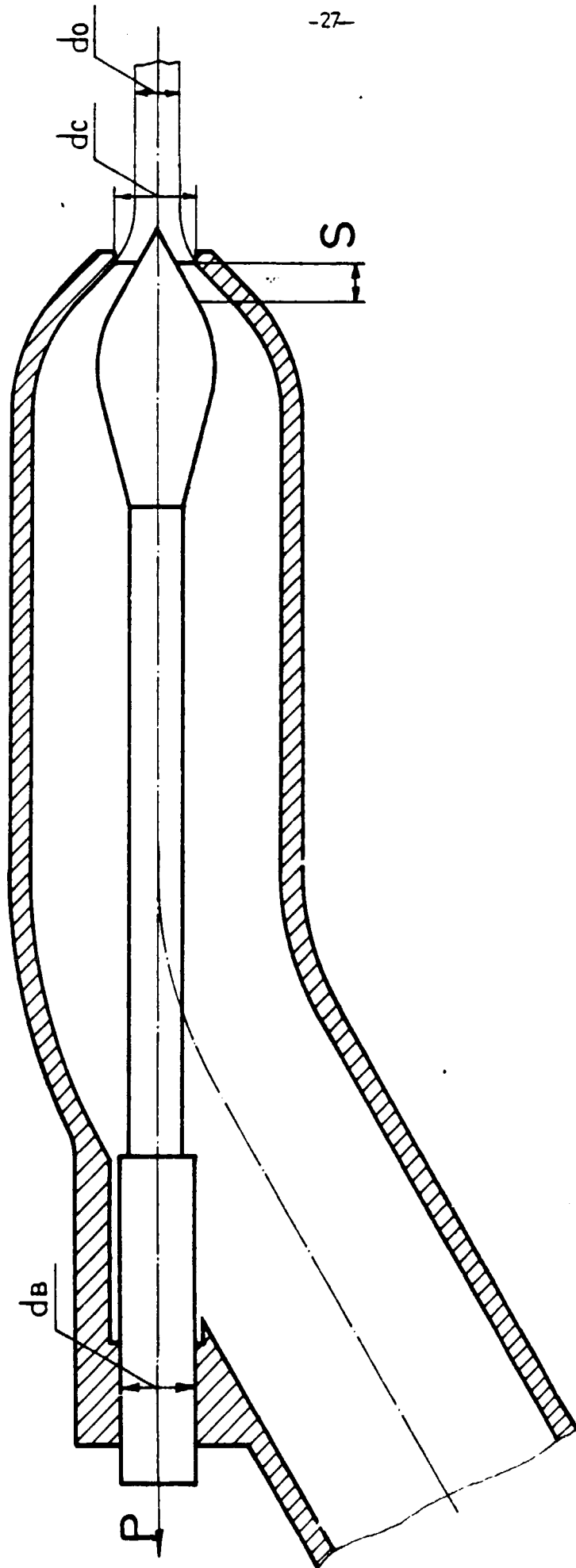
Incluimos el coeficiente de la fuerza $\bar{P} = \frac{P}{\rho_{GH} d_c^2}$ y la abertura relativa de la tobera $\bar{S} = \frac{S}{d_c}$.

En la Tabla 2 se dan los datos sobre la fuerza que actúa sobre la aguja de la turbina base con una carga $H = 50$ m. En estas condiciones para la turbina base tendremos:

$$\rho_{GH} \cdot \frac{\pi d_B^2}{4} = 419 \text{ (N)}$$

La dependencia obtenida en la Tabla para el coeficiente de la fuerza hidrodinámica P^* respecto a la abertura relativa \bar{S} será real también para la turbina diseñada.

En la Tabla 3 se da el cálculo de la fuerza P que actúa sobre la aguja y el vástago de la turbina proyectada para la CNE de Pico Blanco.



-27-

Fig 11

TABLA 2

S (mm)	0,25	2	4	5	10	15	20	25	30	35	38
P (kg)	78	76	71,5	67,5	53	37	21,5	8	-3	-14	-18
P(N)	764,4	744,8	700,7	661,5	519,4	362,6	210,7	78,4	-29,4	-137,2	-176,4
P [*] (N)	1183,4	1163,8	1119,7	1080,5	938,4	781,6	629,7	497,4	389,6	281,8	242,6
$\frac{P}{S}$ [*]	0,806	0,794	0,764	0,737	0,64	0,533	0,43	0,339	0,266	0,229	0,166
\bar{S}	0,0046	0,037	0,073	0,091	0,183	0,274	0,366	0,457	0,548	0,64	0,695

H = 50m , dc = 54,7mm , db = 33mm

TABLA 3

\bar{S}	0,0046	0,037	0,073	0,091	0,183	0,274	0,366	0,457	0,548	0,64	0,695
\bar{P}^*	0,806	0,794	0,764	0,737	0,64	0,533	0,43	0,339	0,266	0,229	0,166
$P^*(N)$	3232	3184	3064	2955	2566	2137	1724	1359	1067	918	666
$P(N)$	1404	1356	1236	1127	738	309	-104	-469	-761	-910	-1162
$P(kg)$	143,3	138,3	126	115	75,3	31,5	-10,6	-47,8	-77,6	-92,8	-118,6
$S(mm)$	0,19	1,55	3,07	3,82	7,69	11,5	15,4	19,2	23,0	26,9	29,2

H=232m, dc=42mm, db=32mm

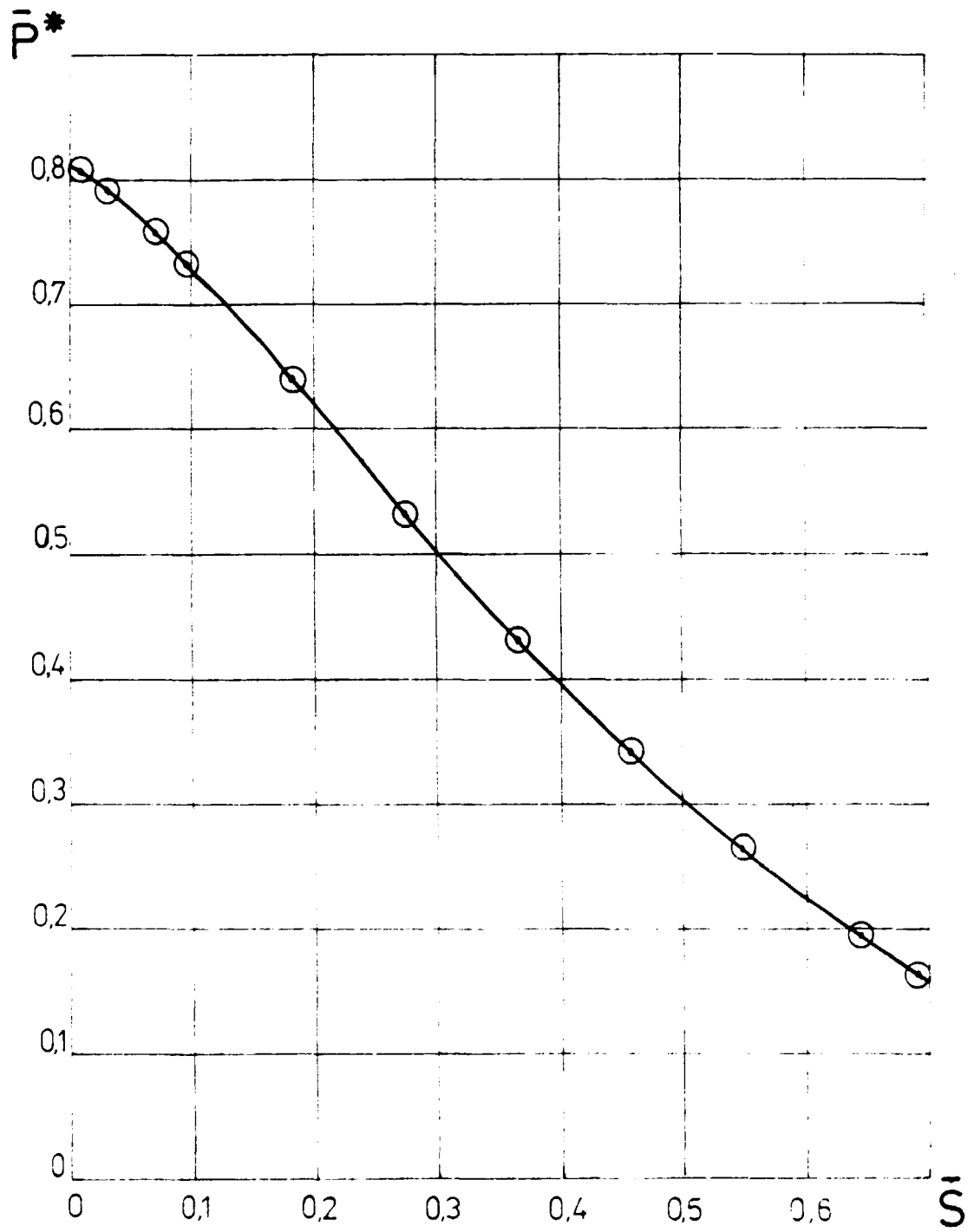
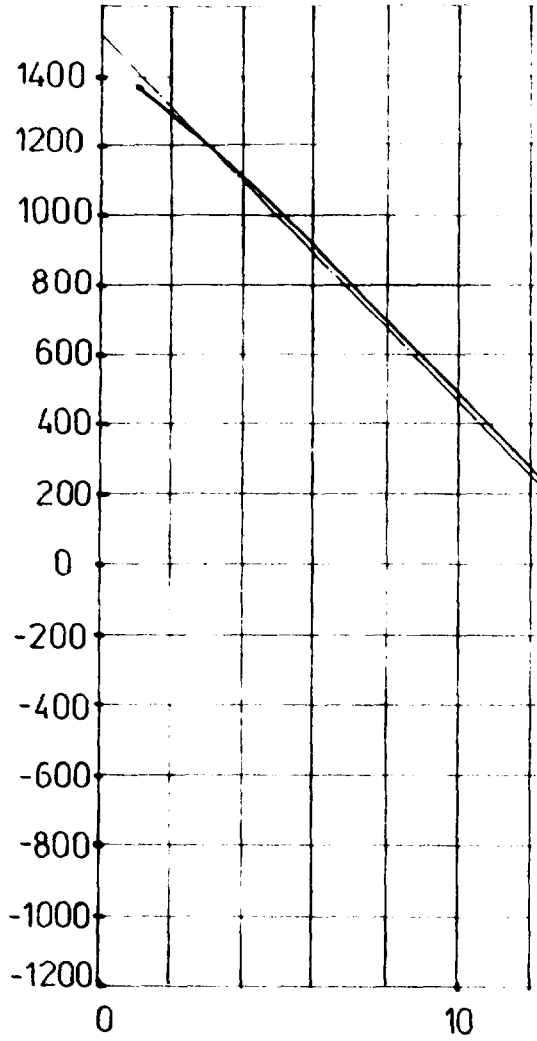


Fig 12

$P_{(N)}$



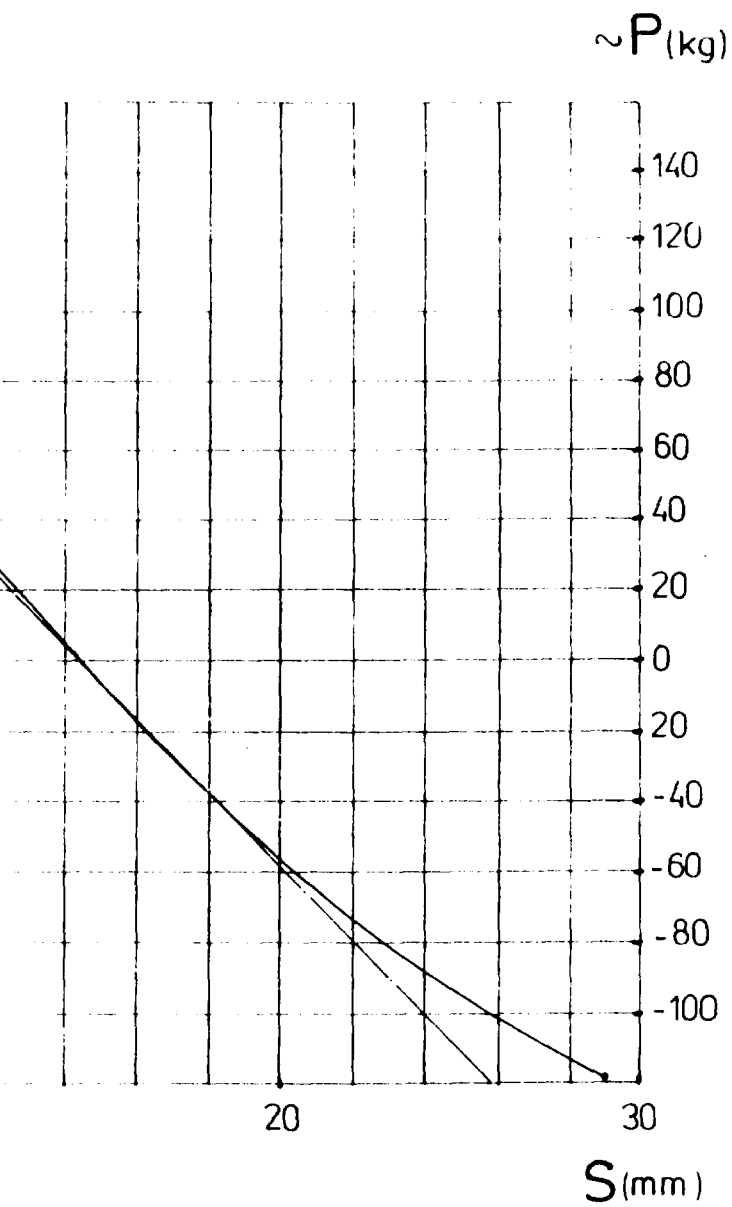


Fig 13

$$P^* = \bar{P}^* \cdot \int gH \cdot dc^2 = 4010 \bar{P}^* (N)$$

donde

$$\int = 10^3 \left(\frac{kg}{m^3} \right); g = 9.8 \left(\frac{m}{seg^2} \right); dc = 4.2 \cdot 10^{-2} (m); d_B = 3.2 \cdot 10^{-2} (m)$$

La dependencia $\bar{P}^* = f(\bar{S})$ y $P = f(S)$ para la turbina de la CHE de Pico — Blanco se da en la Fig 12 y Fig 13.

En la Fig 13 se ve que la dependencia $P = f(S)$ es muy similar a la lineal.

Por un método similar puede determinarse la dependencia del esfuerzo respecto al desplazamiento de la aguja con otras dimensiones y cargas, si se mantiene la semejanza geométrica de la tobera y la aguja.

B. Determinación del tiempo de cierre de la tobera.

El tiempo de cierre de la tobera se determina partiendo de las condiciones de limitación del incremento de la presión provocado por un choque hidráulico en la tubería de presión. El cálculo se efectúa por el método de aproximación de acuerdo con la fórmula de Schukowski.

El incremento permisible de la presión [3] con cargas por encima de 100 metros se haya en los límites de 15-30%. Tomamos

$$\frac{P_{\text{máx}} - P_0}{P_0} = 0,2$$

De aquí obtenemos

$$P_{\text{máx}} - P_0 = 4,6 \text{ Kg/cm}^2$$

La tubería de presión de la hidroeléctrica de Pico Blanco posee los siguientes parámetros: $l = 1340$ m; diámetro exterior $d_{\text{ext}} = 377$ mm, espesor de la pared $\delta = 10$ mm. El diámetro interior del tubo $d_{\text{int}} = 2R = 357$ mm, material del tubo — acero, módulo de elasticidad $E = 2,2 \cdot 10^9 \text{ Kg/cm}^2 = 2,2 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$. Líquido — agua módulo de elasticidad $K = 2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$, densidad $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$.

El gasto de agua en la tubería de presión $Q = 150$ l/seg, velocidad media — $V_0 = 1,5$ m/seg.

La velocidad de distribución de la onda de impacto

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{k} + \frac{2\rho R}{E \cdot J}}} = 1220 \text{ (m/seg)}$$

Determinamos

$$t_0 = \frac{2l}{a} = 2.2 \text{ (seg)}$$

con un choque indirecto $t_{\text{cierre}} > t_0$, el incremento de la presión se determina por la fórmula

$$\Delta P'_{\text{Ch}} \approx \rho v_0 \frac{2l}{t_{\text{cierre}}}$$

$$\Delta P'_{\text{Ch}} = 4.02 \cdot 10^6 \frac{1}{t_{\text{cierre}}} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \approx 40 \frac{1}{t_{\text{cierre}}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \approx 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La dependencia del incremento de la presión en la tubería respecto al tiempo de cierre, se da en la Fig 14.

El tiempo de cierre $t_{\text{cierre}} = 8,5$ seg corresponde al incremento permisible de la presión de 4,8 atm.

Si tomamos la velocidad de desplazamiento de la aguja constante, ésta será igual

$$V_{\text{aguj.}} = \frac{S}{t_{\text{cierre}}} = \frac{17}{8,5} = 2 \left(\frac{\text{mm}}{\text{seg}} \right)$$

C. Determinación del momento de inercia del rotor y del incremento de la frecuencia de rotación.

El esquema del rotor de la turbina se da en la Fig 15.

En los extremos del eje se disponen 2 volantes con una masa de 550Kg -- cada una. El momento de inercia del rotor se determina como la suma de los momentos de inercia del rodete y los momentos de inercia de los volantes.

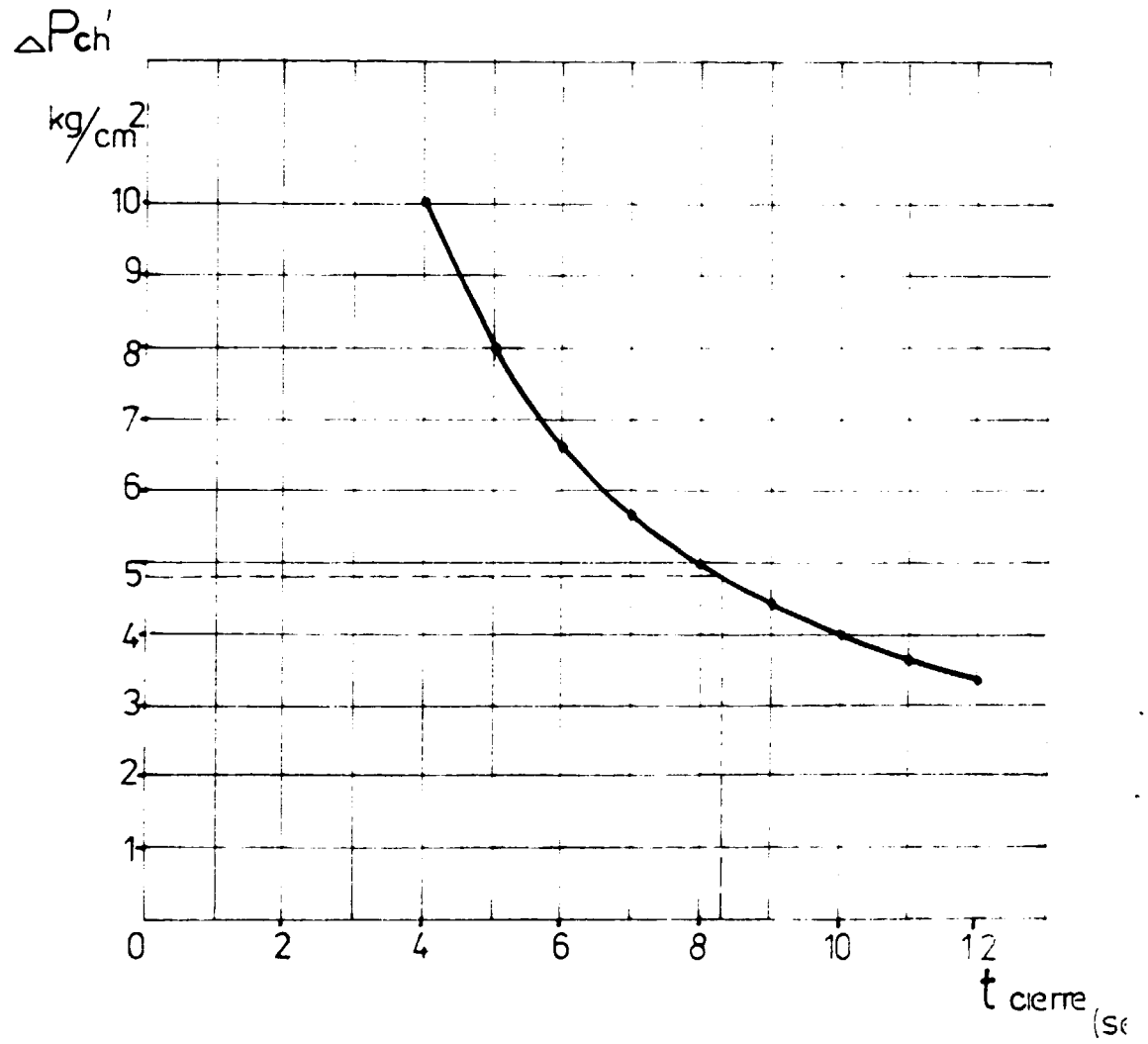


Fig 14

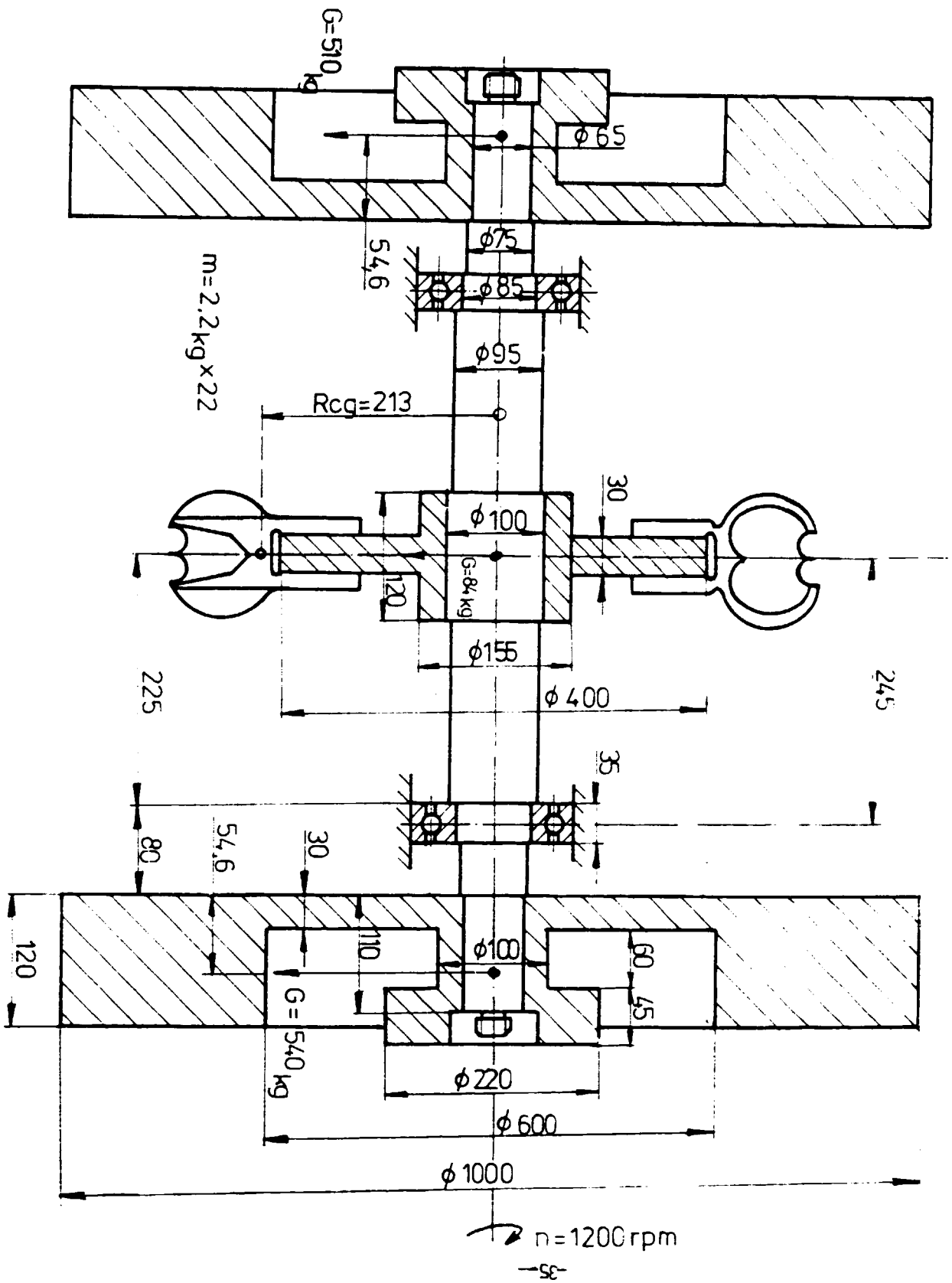


Fig 15

$$I \cong I_{\text{rodete}} + 2 I_{\text{volante}}$$

$$I_{\text{rodete}} = 22 I_{\text{cangilón}} + I_{\text{disco}}$$

$$I_{\text{cangilón}} = mr^2 = 2,2 \cdot 0,213^2 = 0,1 \text{ Kg m}^2$$

$$I_{\text{disco}} = 0,613 \text{ Kg m}^2$$

$$I_{\text{rodete}} = 22 \cdot 0,1 + 0,613 + 2,813 \text{ Kg m}^2$$

$$I_{\text{volante}} = 81,7 \text{ Kg m}^2$$

$$I = 2,813 + 163,4 = 166,2 \text{ Kg m}^2$$

La variación de la velocidad de rotación durante la caída total de la carga se determina por la ecuación del movimiento del rotor.

$$I \frac{d\omega}{dt} = M$$

M - es momento de las fuerzas motrices

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{G \rho g H \ell}{\omega}$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = \rho g H \ell \frac{Q}{\omega}$$

$$Q = f(t)$$

$$\omega d\omega = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot \ell}{I} Q(t) dt$$

Tomando $\ell = \text{Const}$, obtenemos:

$$\int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega d\omega = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot \ell}{I} \int_0^{t \text{ cierre}} Q(t) dt$$

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot \ell}{I} \int_0^{t \text{ cierre}} Q(t) dt$$

Tomamos el valor para $\ell = 0,85$.

La dependencia $Q(t)$ la obtenemos por el gráfico de la Fig 9 $Q=f(S)$, tomando la velocidad de movimiento de la aguja constante $V_{\text{aguja}} = 2 \text{ mm/seg}$. La abertura inicial $S_1 = 17 \text{ mm}$ y el gasto inicial $Q_1 = 50 \text{ l/seg}$. La dependencia $Q(t)$ se dan en la Tabla 4.

El tiempo de desplazamiento de la aguja se calcula por el momento $t_1 = 0$ ($S_1 = 17 \text{ mm}$)

$$t = 8,5 - \frac{S}{V_{\text{aguja}}} (\text{seg})$$

El gráfico de la dependencia $Q = f(t)$ se da en la Fig 16

La integral $\int_0^{t_{\text{cierre}}} Q(t) dt$ se calcula gráficamente

$$\int_0^{t_{\text{cierre}}} Q(t) dt = F \cdot M_t \cdot M_Q$$

$$t_2 = t_{\text{cierre}} = 8,5 \text{ seg.}$$

$F = 101,25 \text{ cm}^2$ - es el área de la Figura formada por la curva integral y los ejes de coordenadas.

$$M_t = 0,5 \left(\frac{\text{seg}}{\text{cm}} \right), \quad M_Q = 0,005 \frac{\text{m}^3}{\text{seg} \cdot \text{cm}}$$

Escala de tiempo y gasto.

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot \ell}{I} \cdot F \cdot M_t \cdot M_Q = 3012$$

De donde obtenemos:

$$\omega_2 = 147,7 \frac{1}{\text{seg}}$$

$$n_2 = 1410 \text{ rpm}$$

$$\text{La relación } \frac{n_2}{n_1} = 1,175$$

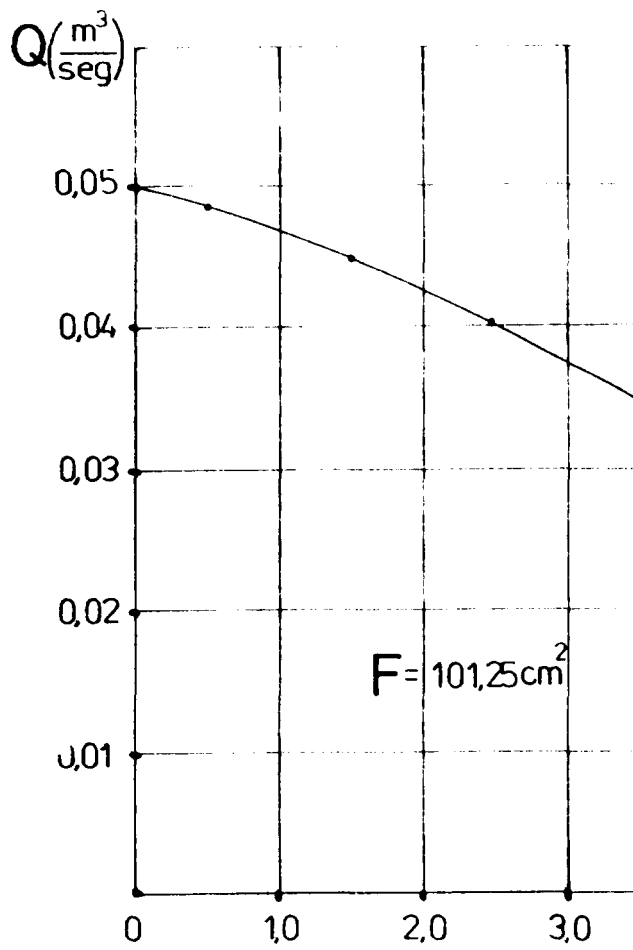
Como resultado llegamos a la conclusión de que si se garantiza la velocidad constante de la aguja = a 2mm/seg, el deflector no se empleará como elemento de medición.

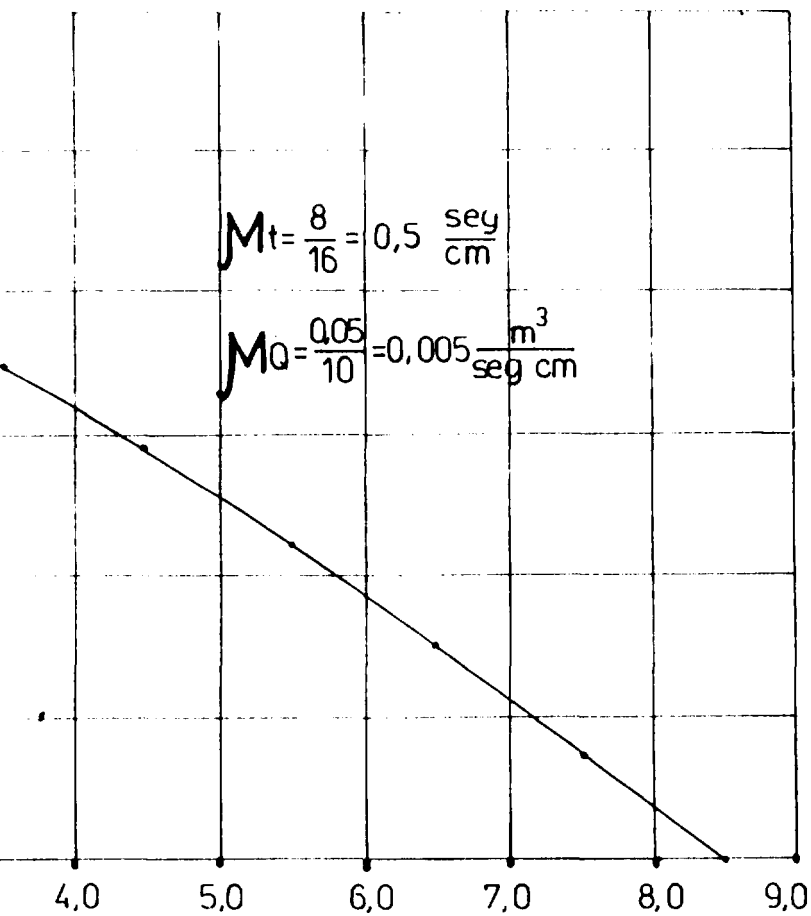
TABLA 4

S(mm)	17	16	14	12	10	8	6	4	2	0
t (seg)	0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5
$10^3 Q \left(\frac{m^3}{seg}\right)$	50	48,75	45	40,7	35	29,2	22,5	15,2	7,5	0

H= 232 m

dc = 42 mm





-39-

t (seg)

Fig 16

En el diseño dado el deflector puede servir solo en calidad de dispositivo de seguridad contra el embalamiento.

La magnitud de la frecuencia de rotación durante el embalamiento, en caso de una caída total de la carga, cuando hay defecto en el mando de la aguja o en el regulador, la velocidad de la turbina puede determinarse por la fórmula

$$n_{emb} = n \frac{(n_I')_{emb}}{(n_I')_{calculo}}$$

Aproximadamente la magnitud de la velocidad equivalente durante el embalamiento puede tomarse por la característica universal de la turbina base que se da en la Fig 2. Para la turbina de la CNE de Pico Blanco

$$n_{emb} \approx 2100 \text{ rpm}$$

Analicemos la variante con un volante

$$I^* = I_{rod} + 1 \cdot I_{vol} = 2,8 + 81,7 = 84,5 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$\frac{(\omega_2^*)^2 - \omega_1^2}{2} = \frac{H \rho g \eta}{I^*} F \cdot M_t \cdot M_a = 5924$$

$$\omega_2^* = 166,2 \left(\frac{1}{\text{seg}} \right)$$

$$n_2^* = 1588 \text{ (rpm)}$$

$$\frac{n_2^*}{n_1} = 1,323$$

Este incremento de la velocidad de rotación es admisible para los agregados que trabajan desde un circuito común, pero para el sistema independiente, esto puede resultar inadmisible, ya que un elevado incremento de la frecuencia de la corriente puede provocar la rotura de los restarteres consumidores 3

Analicemos la variante de trabajo de la turbina sin volantes.

$$I^{**} = 2,8 \text{ (kg m}^2\text{)}$$

$$\frac{(\omega_2^{**})^2 - \omega_1^2}{2} = \frac{H \rho g \eta}{I^{**}} F \cdot M_t \cdot M_a = 178800$$

$$\omega_2^{**} = 610 \left(\frac{1}{\text{seg}} \right)$$

$$n_2^{**} = 5800 \text{ rpm}$$

El valor obtenido de n_2^{**} sobrepasa la velocidad de embalamiento - -
 $n_{emb} = 2100 \text{ rpm}$.

Esto se obtuvo por medio de la aproximación de nuestro cálculo, en el —
cual tomamos $\phi = \text{const} = 0,87$.

En realidad con el incremento de la velocidad de rotación del rodete se
aumenta n_1^* y disminuye la eficiencia hasta 0.

Los valores de n_2 , n_2^* y n_2^{**} se obtuvieron con un márgen de seguridad.

La velocidad de la turbina no puede exceder de la velocidad de embalamiento.

De esta forma los resultados obtenidos se pueden expresar de la forma siguiente:

1. $n_2 < 1410 \text{ rpm}$
2. $n_2^* < 1588 \text{ rpm}$
3. $n_2^{**} = n_{emb} = 2100 \text{ rpm}$

ó también

1. $\frac{n_2}{n_1} < 1,175$
2. $\frac{n_2^*}{n_1} < 1,32$
3. $\frac{n_2^{**}}{n_1} = 1,75$

En el segundo caso (con un volante) y en el tercer caso turbina sin volante) el deflector debe emplearse como elemento de regulación. La decisión final de éste problema debe ser tomada por los especialistas en regulación.

D. Determinación de la fuerza y del momento que actúan sobre el deflector.

El deflector está elaborado en forma de elemento desviador del chorro, en la Fig 10 se muestra el deflector que desvía al chorro a un ángulo γ . Este ángulo es el cual el chorro desviado deja de interrelacionarse con los ganjiones del rodete. El valor del mismo es aproximadamente igual a $\gamma = 20^\circ$.

En la Fig 10 se muestra el vector de fuerza \vec{R} con el cual el chorro actúa sobre el deflector. El vector \vec{R} pasa a través del eje de giro del deflector y no crea momento con respecto al eje de giro.

Se descompone el vector \vec{R} por los ejes x y

$$\vec{R} (R_x, R_y)$$

De acuerdo con el teorema sobre la variación de la cantidad de movimiento determinamos

$$R_x = Q \cdot \rho \cdot V_0 (1 - \cos \gamma)$$

$$R_y = Q \cdot \rho \cdot V_0 (\sin \gamma)$$

$$\gamma = 20^\circ, \sin \gamma = 0,342, \cos 20^\circ = 0,94$$

$$Q = 50 \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{seg} \right), \rho = 10^3 \left(\frac{kg}{m^3} \right), V_0 = 67,4 \left(\frac{m}{seg} \right)$$

Después de la sustitución obtenemos:

$$R_x = 202 (N) = 20,6 (kgf)$$

$$R_y = 1153 (N) = 118 (kgf)$$

El módulo de fuerza es igual:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 1170 (N) = 119 (kgf)$$

El momento que en este caso debe soportar el servomotor será igual al momento de fricción M_f en el cojinete de deslizamiento. El radio del cojinete de deslizamiento $r = 15 \text{ mm} = 1,5 \text{ cm}$.

Tomamos el coeficiente de fricción en el cojinete de deslizamiento $f = 0,1$ con margen.

Determinamos el momento de fricción por la fórmula.

$$M_c = R \cdot r \cdot f = 119 \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 17,8 \text{ Kg cm.}$$

Analizemos el caso de emergencia. Supongamos que el deflector entre totalmente en el chorro y que lo incline hasta 90° . Esto en la práctica es casi imposible. En este caso aparecería el esfuerzo máximo R_{\max}

$$R_{\max} = Q \cdot \rho \cdot V_0 = 50 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3} \cdot 67,4 = 3370 \text{ (N)} = 344 \text{ Kg}$$

En este caso tendremos el momento máximo de fricción.

$$(M_f)_{\max} = R_{\max} \cdot r \cdot f = 344 \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 51,6 \text{ KG cm.}$$

V. CÁLCULOS DE RESISTENCIA

A. Cálculo de resistencia del cangilón y de los espárragos.

El esquema constructivo del cangilón se da en la fig. 17. Los cangilones están dispuestos sobre el disco uniformemente. Cada cangilón está sujeto al disco por medio de los espárragos cónicos con un diámetro $d_1 = 20$ mm $d_2 = 16$ mm. Entre las zonas de sujeción de los cangilones contiguos se disponen unas cuñas.

Las secciones frágiles del cangilón son la sección A-A y B-B.

La sección A-A se calcula a la flexión de acuerdo al esfuerzo hidráulico máximo durante el frenado del rodete. En este caso no existirá fuerza centrífuga.

La sección B-B se calcula a la tracción respecto a la fuerza centrífuga máxima durante la velocidad de embalamiento

$$n_{emb} = 2100 \text{ rpm}$$

La fuerza hidráulica en este caso es igual a cero.

Para determinar la tensión a la flexión en la sección A-A es necesario conocer el esfuerzo hidráulico que actúa sobre el cangilón.

En la Fig 18 se representa el esquema de contrareado del cangilón en el caso cuando $\beta_2=0$. Esto conlleva al aumento del valor de la fuerza y por consiguiente al aumento del margen para el cálculo de resistencia.

En base al teorema de variación de la cantidad de movimiento, tendremos:

$$P = W_1 \cdot f_0 \cdot \rho (W_{1x} - W_{2x})$$

$$W_{1x} = W ; W_{2x} = -W$$

Por la ecuación de bernully para un fluido ideal $W_1=W_2 = V_0 - u$, donde V es la velocidad relativa, V_0 es la velocidad absoluta del chorro y u es la velocidad del movimiento del cangilón; f_0 es el área del chorro.

Después de la sustitución obtenemos

$$P = 2Q \rho \cdot V_0 \left(1 - \frac{u}{V_0}\right)^2$$

con el rodete inmóvil $u = 0$;

$$P = P_{\text{máx}} = 2Q \rho V_0 = 6740 \text{ (N)} \approx 675 \text{ (kgf)}$$

$$Q = 50 \text{ l/seg} , V_0 = 57.4 \text{ m/seg}$$

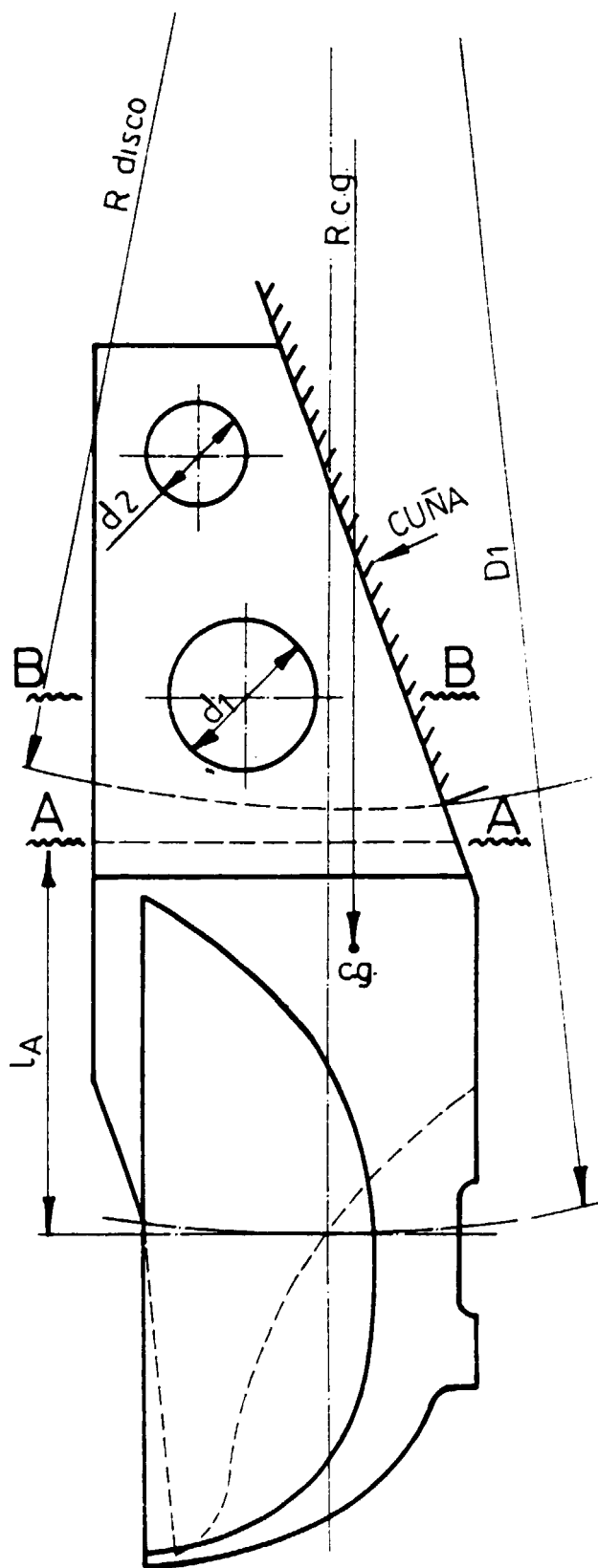


Fig 17

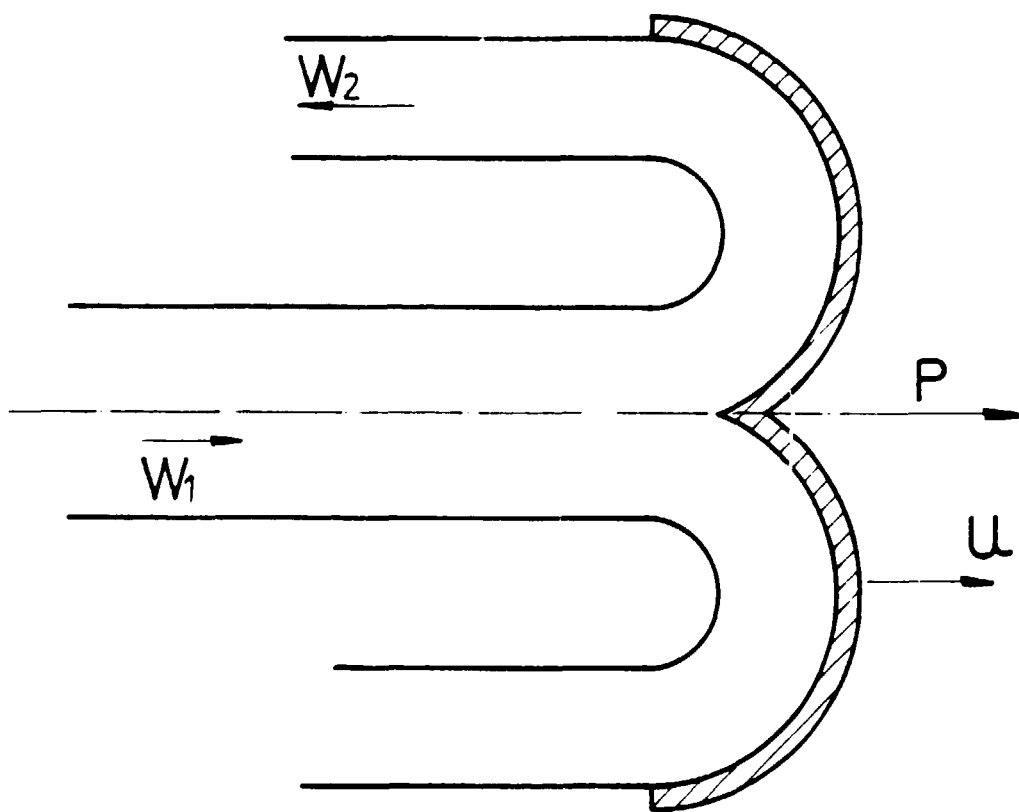


Fig 18

El momento flector en la sección A-A será:

$$M_{\text{flector}} = P_{\text{max}} \cdot l_A = 675 \times 5,6 = 3780 \text{ (Kg cm)}$$

$$l_A = 5,6 \text{ (cm)}$$

$$W_{A-A} = 2 \frac{bh^2}{6} = 13,52 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$b = 1,5 \text{ (cm)}$$

$$h = 5,2 \text{ (cm)}$$

$$(\sigma_{\text{flector}})_{A-A} = \frac{M_{\text{flector}}}{W_{A-A}} = 280 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$$

Para determinar la tensión a la tracción en la sección B-B es necesario determinar la fuerza centrífuga durante el embalamiento.

$$(F_{\text{cent}})_{\text{max}} = \omega_p^2 \cdot r_{\text{c. gravedad}} \cdot m$$

$$\omega_p = \frac{\pi n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 2100}{300} = 220 \left(\frac{1}{\text{seg}} \right)$$

El radio del centro de gravedad del cangilón

$$r_{\text{cen. grav}} = 0,214 \text{ (m)}$$

La masa del cangilón $m = 2,2 \text{ (Kg)}$

$$(F_{\text{cen}})_{\text{max}} = 220^2 \cdot 0,214 \cdot 2,2 = 22600 \text{ (N)} = 2325 \text{ (Kg)}$$

La tensión a la tracción en la sección B-B será

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{(F_{\text{cen}})_{\text{max}}}{F_{B-B}} = \frac{2325}{7,04} = 330 \left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$F_{B-B} = 7,04 \text{ cm}^2$$

En los espárragos de sujeción como resultado de la acción de la fuerza centrífuga, surgen tensiones de compresión σ_{comp} y tensión de corte σ_{cort}

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{(F_{\text{cent}})_{\text{max}}}{n(d_1 + d_2)} = \frac{2325}{3(2+1.6)} = 215 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$$

Donde $h = 30$ cm - es el espesor del disco.

$d_1 = 2,0$ cm, $d_2 = 1,6$ cm - son los diámetros de los espárragos.

$$\sigma_{\text{corte}} = \frac{(F_{\text{cent}})_{\text{max}}}{2\left(\frac{\pi d_1^2}{4} + \frac{\pi d_2^2}{4}\right)} = 235 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$$

Como resultado llegamos a la conclusión de que al elaborar los cargilones, los discos del rodete y los espárragos con acero al carbono, se garantizará la resistencia del rodete.

3. Cálculo del eje de la turbina.

El cálculo de resistencia del eje de la turbina contra la acción de la fuerza de gravedad, de acuerdo al esquema de la Fig 15, da una tensión máxima de 300 Kg/cm^2 .

El cálculo de resistencia da una magnitud de flexión en los extremos del eje menor a $0,006$ cm, una magnitud de la flexión en el centro del eje menor a $0,005$ cm, una magnitud de los ángulos de giro de la sección junto a los apoyos del cojinete menor a $0,004$ radianes. El cálculo del eje para la frecuencia crítica de rotación se ejecuta considerando las dimensiones geométricas dadas en el esquema de la Fig 15. El cálculo se realiza en IBM, modelo EC-1052 por un programa especial en base al cual se toma el método de los parámetros primarios [5].

La velocidad de trabajo del rotor es de 1200 rpm.

Como resultado del cálculo se obtuvieron los siguientes valores de las frecuencias críticas.

La primera frecuencia crítica $n_1 = 1889,2$ rpm. En este caso se cumple la condición $n/n_1 = 0,635 < 0,7$.

Como resultado de los cálculos efectuados se puede hacer la siguiente conclusión:

El eje está capacitado para trabajar en un régimen con un rotor rígido de acuerdo al esquema de la Fig 15.

No se admite el incremento de la velocidad por encima de 1800 rpm.

C. Cálculo del eje del deflector.

El cálculo de la flexión del eje del deflector se efectúa para un caso de emergencia, en el cual sobre el deflector actúe el esfuerzo máximo permisible $R_{max} = 344 \text{ Kg}$.

El esquema de cálculo se da en la Fig 19, $l = 45 \text{ cm}$ $d = 4,3 \text{ cm}$.

$$M_f = \frac{R}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{344 \cdot 15}{4} = 3870 \text{ (kg cm)}$$

$$W = 0,1 d^3 = 7,95 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = 487 \text{ (kg/cm}^2\text{)} < \sigma_{adm} = 1000 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Material del eje - acero 45

D. Selección de los cojinetes.

La selección de los cojinetes se realiza de acuerdo con la metodología que se da en el trabajo [6].

Debido a que no existen esfuerzos axiales en la turbina Pelton, elegimos el tipo de cojinete de bola con apoyo radial.

$$\text{La carga calculada } Q = (R \cdot K_k + mA) K_G \cdot K_T$$

$$R = \sqrt{550^2 + 100^2} = 560 \text{ (kg)}$$

donde K_k es el coeficiente que considera cuales el aro que gira.

$K_k = 1$, cuando gira el aro interior.

A - es la carga axial. $A=0$

K_G - es el coeficiente que considera la influencia del carácter de la carga sobre la vida útil.

$$K_G = 1,2$$

K_T - es el coeficiente de temperatura

$$K_T = 1,05, \text{ cuando } t \leq 125^\circ\text{C}$$

$$Q = 560 \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 572 \text{ Kg}$$

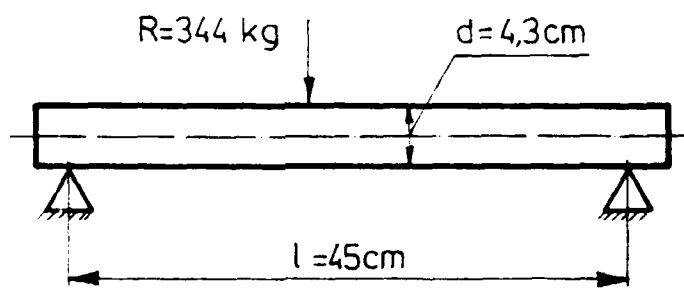


Fig 19

$$C = q (nh)^{0,3}$$

n - es la velocidad de rotación

h - es la vida útil del cojinete en horas

C - es el coeficiente de la capacidad de trabajo del cojinete.

Para el cojinete radial de la serie N°217, C = 96000.

Cuando n = 1200 rpm obtenemos h = 16000 horas.

Durante un trabajo promedio de 12 horas al día la duración del cojinete será de 3,5 años.

E. Selección del embrague.

Elegimos el embrague partiendo de la condición de que la tubería trabaja con un generador de una potencia N = 110 KW y una velocidad n = 1200 rpm.

El momento torsor se obtiene igual a:

$$M_{tor} = \frac{N}{\omega} = \frac{110 \cdot 10^3}{120} = 917 \text{ (Nm)} = 93,5 \text{ (kgm)}$$

Para las condiciones dadas elegimos un embrague tipo MVBH 1-60 [5].

Las dimensiones fundamentales del embrague serán:

diámetro del eje d = 60 mm; diámetro exterior del embrague D=220 mm; longitud del semiembrague = 286 mm.

VI. RECOMENDACION PARA LA SELECCION DE LOS MATERIALES.

Las recomendaciones se dan considerando las posibilidades tecnológicas de la Fábrica "Planta Mecánica", en la cual se propone producir la turbina.

Considerando que la fábrica no cuenta con fundición de hierro y se producen semiproductos fundidos de acero al carbono, se eligió el acero marca 30 *N* para el cuerpo de la turbina y el tubo conductor acodado.

Para los cangilones la marca de acero más conveniente es 00X12H3ΔΔ - que posee alta estabilidad y resistencia al desgaste. Sin embargo este acero es difícil de maquinarse, por lo cual se recomienda para la elaboración de los cangilones utilizar el acero 30 . Esto es admisible ya que las tensiones en los cangilones no son muy grandes.

En el proceso de trabajo la tobera y la aguja estarán sometidas a un — desgaste abrasivo. La tobera será fundida y se recomienda emplear el acero marca 00X12H3ΔΔ y para la aguja el acero X18H10T. Para la guía de la aguja, fundida se recomienda emplear bronce 5 p. 0Φ10-1.

Para los eje se recomienda un semiproducto laminado de acero 45.

Todos los elementos de fijación deben ser cadriados.

VII. RECOMENDACION PARA LA UNIFICACION DE LOS DISEÑOS DE LA TURBINA.

El diseño desarrollado para la turbina permite emplearlo en un amplio rango de cargas y gastos.

En calidad de zona permisible para el cambio de la velocidad equivalente n_1^e se tomó $37,7 \leq n_1^e \leq 42,3$ rpm.

En este caso la disminución de la eficiencia no excede de un 2% en comparación con la velocidad equivalente óptima $n_1^e \text{ opt} = 40$ rpm.

Las variaciones constructivas de la turbina se reduce al cambio del diámetro del rodete en los límites de:

$$D_1 = 470 \text{ mm}$$

$$D_1 = 508 \text{ mm}$$

$$D_1 = 560 \text{ mm}$$

y al cambio de las coordenadas de los ejes del agujero en el cuerpo de la turbina para la sujeción del elemento de conducción y del eje del deflector.

Es posible emplear generadores con 2 velocidades sincrónicas $n=1200$ rpm y $n = 900$ rpm.

En la Tabla 5 se dan los parámetros de la turbina unificada.

La turbina puede ser empleada con un rango de variación de las cargas des de 100 hasta 320 m .

Para el diseño unificado de la turbina se recomiendan el esquema con ejecución independiente del embrague y del volante como esto se muestra en la Fig 20.

Esto está condicionado debido a que de ante mano no se conoce las dimensiones de las tuberías de presión ni el tiempo admisible para el cierre de la tobera. Además, durante la ubicación en boladizo de los volantes (Fig 15) no se admite un incremento considerable de la velocidad $n_{\text{max}} < 1800$ rpm. - Esta condición exige de una protección muy segura contra el embalamiento.

Este trabajo fue traducido del original ruso por Onelia Hernández Montpellier
Empresa de Construcciones Mecánicas
"Fabric Aguilar Noriega"
Santa Clara
Cuba.

TABLA 5

Número de la variante	D ₁ (m)	n (rpm)	H (r.)	Q cal. (e/seg)	Qmax (e/seg)	Ncal (Kv)	N max (Kv)	η max
1a	0,508	1200	207	47,2	56,6	81,4	94,3	0,85
			232	50	60	99	116	0,87
			260	53	63,6	115	133	0,85
1b	0,508	900	115	35,2	42,24	33,7	39	0,85
			130	37,4	44,9	41,45	48,6	0,87
			150	40,2	48	50,2	58	0,85
2a	0,470	1200	175	43,4	52,1	63,25	73,25	0,85
			200	46,4	55,7	79	92,8	0,87
			225	49,2	59	92,2	106,7	0,85
2b	0,470	900	100	32,8	39,4	27,3	31,7	0,85
			112	34,7	41,6	33	38,8	0,87
			125	36,7	44	38,2	44,2	0,85
3a	0,560	1200	250	51,9	62,28	108	125	0,85
			280	55	66	131,3	154	0,87
			320	58,72	70,47	156	181	0,85
3b	0,560	900	140	38,8	46,6	45,2	57,4	0,85
			160	41,5	49,8	56,6	66,4	0,87
			180	44	52,8	66	76,4	0,85

FABRICARAN EN ESTE AÑO CUARENTA TURBINAS DESTINADAS A PEQUEÑAS, MICRO Y MINIHIDROELECTRICAS EN EL PAIS

● Concluye hoy el Seminario sobre Ahorro de Energía al que asisten cuadros del Partido de decenas de fábricas de las industrias básica y sideromecánica

● Se fabricarán en el país en este año por lo menos cuarenta turbinas destinadas a la instalación de pequeñas, micro y minihidroeléctricas y facilitar el aprovechamiento de energía hidráulica para la generación de electricidad.

En el Seminario sobre Ahorro de Energía al que asisten cuadros del Partido en decenas de fábricas de las industrias básicas y sideromecánica y que se celebra en el Instituto Superior de Dirección y Planificación de la Economía, el profesor Diosdado Pérez Franco y Emir Madruga, de la Comisión Nacional de Energía, disertaron sobre la labor que se desarrolla en Cuba en lo que se refiere a la energía hidroeléctrica.

Informaron, entre otros asuntos, que el complejo hidroenergético del Toa contará con 18 presas y podrá generar 300 mil kilowatts. Dieron a conocer también que en el lugar conocido por El Nicho, en el Escambray, serán instaladas dos turbinas similares a la que desde hace varios meses funciona con éxito en las Cuevas del Turquino.

Por otra parte señalaron que especialistas de Planta Mecánica, en Villa Clara, diseñaron otro tipo de turba que puede generar 100 Kw, la cual será ubicada en El Escambray.

Se refirieron a la labor que realizan tanto en Cubana de Acero como en Planta Mecánica para la construcción de las turbinas que instalarán en las pequeñas, mini y microhidroeléctricas.

Madruga habló sobre la localización en el país de 99 posibles lugares con posibilidades de aprovechamiento, a corto plazo, de la energía hidroeléctrica. También ofrecieron una panorámica de la labor que se desarrolla en las provincias y en su informe subrayaron la participación de los campesinos en la construcción de una minihidroeléctrica en el lugar conocido por El Guayaibo, en Mayarí, donde hay un salto de agua de 207 metros.

Igualmente se refirieron a la labor que se realiza para el aprovechamiento de los recursos hidráulicos en el sur de la Sierra Maestra, entre otros lugares.

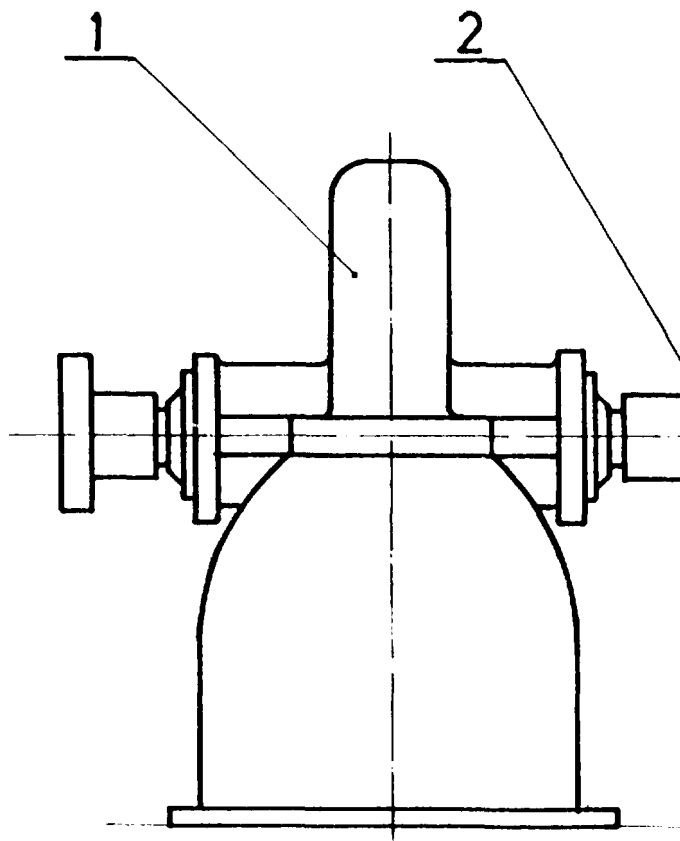
En la sesión de ayer, Abelardo Alvarez, del Departamento de Organización del Comité Central del Partido, se refirió al trabajo del Partido en la tarea de ahorro de recursos energéticos.

El Seminario sobre Ahorro de Energía concluirá hoy, y en su última sesión se efectuará el análisis del consumo energético en una provincia.

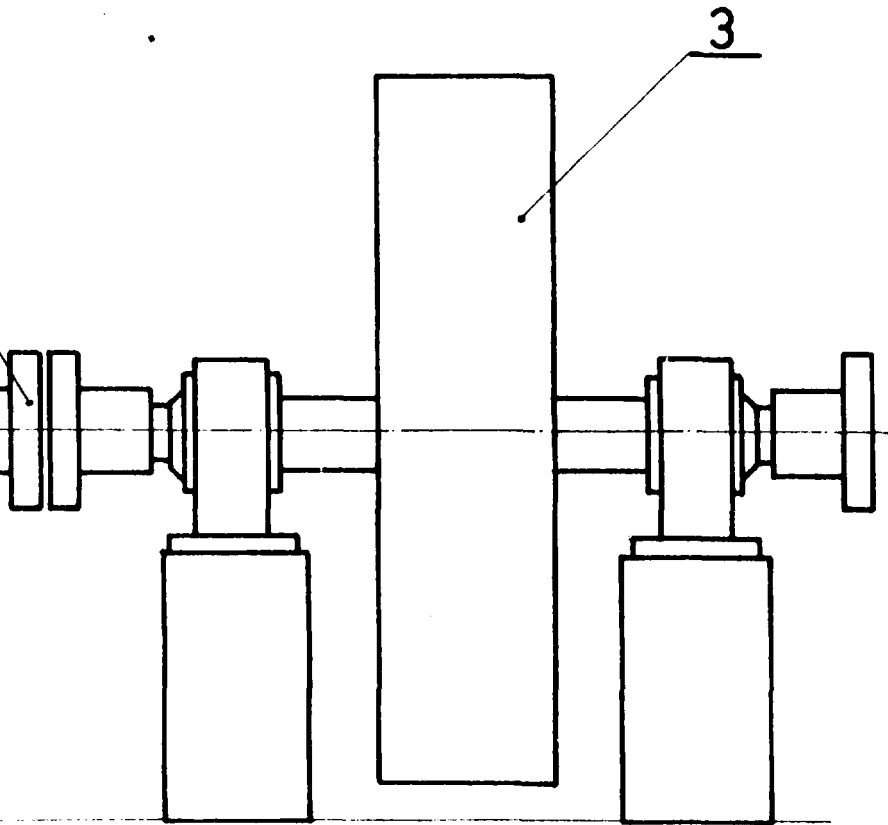
● Joaquín Gramas

Granma	Telefonos 70-3821 y 70-6621
	Director: JORGE ENRIQUE MENDOZA Subdirectores: ELIO E CONSTANTIN TUBAL PAEZ
Redacción, Administración y Talleres Ave. General Suárez y Territorial Plaza de la Revolución	

La Habana, sábado 12 de mayo de 1984



- 1. TURBINA
- 2. ACOPLAMIENTO
- 3. VOLANTE



-53b-

Fig 20

Relación de las figuras

- Fig. 1 - Turbina base.
- Fig. 2 - Característica Universal de la turbina base.
- Fig. 3 - Característica de trabajo de la turbina base.
- Fig. 4 - Cangilón.
- Fig. 5 - Dependencia $n_I^! = f(n_s)$
- Fig. 6 - Dependencia $Z = f(n_s)$
- Fig. 7 - Esquema de la tobera.
- Fig. 8 - Dependencia $\frac{d_o}{d_c} = f\left(\frac{s}{d_s}\right)$; $\psi = \left(\frac{s}{d_c}\right)$
- Fig. 9 - Dependencia $d_o = f(s)$; $q = f(s)$ para la turbina de Pico Blanco.
- Fig. 10 - Deflector.
- Fig. 11 - Esquema del elemento conductor.
- Fig. 12 - Dependencia del coeficiente del esfuerzo que actúa sobre la aguja respecto a la abertura relativa.
- Fig. 13 - Dependencia de la fuerza que actúa sobre la aguja de la turbina de Pico Blanco, respecto a la abertura de la tobera.
- Fig. 14 - Dependencia del incremento de la presión en la tubería de la CHE de Pico Blanco respecto al tiempo de cierre.

- Fig. 15 - Esquema del rotor de la turbina con los volantes dispues-
tos en voladizo.
- Fig. 16 - Dependencia del gasto de la turbina respecto al tiempo de
cierre de la aguja.
- Fig. 17 - Esquema constructivo del cangilón.
- Fig. 18 - Esquema del contorneo del cangilón.
- Fig. 19 - Esquema de cálculo del eje del deflector.
- Fig. 20 - Esquema de la turbina con volante que posee apoyos pro-
pios.

Relación de las Tablas

- Tabla 1 - Clasificación de la turbina de acuerdo a la velo
cidad específica.
- Tabla 2 - Cálculo del coeficiente del esfuerzo que actúa -
sobre la aguja de la turbina base.
- Tabla 3 - Cálculo del esfuerzo que actúa sobre la aguja de
la turbina de "Pico Blanco".
- Tabla 4 - Dependencia $Q(t)$ para la turbina de la CHE de —
"Pico Blanco".
- Tabla 5 - Parámetros de la turbina unificada.

Bibliografía

1. Título : Turbinas de cangilones
Autor : I. U. Edel
Editora: Machgiz
Moscú, Leningrado, 1963.

2. Título : Características energéticas y de fuerza del modelo
de la turbina de cangilón.
Autor : I. F. Chipulin
Trabajos del VUGM, edición XXI
Editora: Machgiz, 1957.

3. Equipamiento de turbinas para las CHE.
Bajo la redacción de A. A. Moroz
Moscú, Leningrado
Editora: SOGEMERGOIEDAT, 1958.

4. Manual del constructor de hidroturbinas.
Bajo la redacción de N. N. Covaliov
Editora: Machinoestroenie
Leningrado, 1974.

5. Título : Teoría aplicada sobre las oscilaciones mecánicas.
Autor : V. L. Biderman
Editora: Escuela Superior
Moscú, 1972.

6. Manual del constructor de maquinaria.
Autor : V. I. Anuriev
Editora: Machinoestroenie
Moscú, 1973.

