



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 II

TURBINAS PELTON

ELABORADO POR:

ING. CARLOS HERNANDEZ

ING. ENRIQUE INDACOCHEA

REVISADO POR:

ING. RAFAEL PARDO GOMEZ

1988



TURBINAS PELTON DE ACCION TANGENCIAL

INDICE

1.	PRESENTACION	4
2.	INTRODUCCION	5
3.	DESCRIPCION GENERAL Y PARAMETROS DE DISEÑO	7
4.	DISEÑO Y CALCULOS HIDRAULICOS	11
4.1.	Diagramas de velocidades	11
4.2.	Geometría del inyector	14
4.3.	Proyecto del inyector	17
4.4.	Geometría del rodete	22
5.	DISEÑO DE DETALLE Y CALCULOS MECANICOS	27
5.1.	Diseño y cálculo del inyector	28
5.2.	Diseño y cálculo del rodete	30
5.3.	Cálculo y diseño del eje	32
5.4.	Diseño del soporte de rodamiento	34
5.5.	Diseño del mecanismo de regulación	35
5.6.	Diseño de la carcasa y estructura base	35
6.	ESTANDARIZACION Y SELECCION	36
6.1.	Estandarización	36
6.2.	Selección y reubicación	39
7.	RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION	43
7.1.	Fabricación del inyector	44
7.2.	Fabricación del rodete	45
7.3.	Fabricación del eje principal	46
7.4.	Fabricación de los soportes de rodamiento	46
7.5.	Fabricación del mecanismo de regulación	47
7.6.	Fabricación de la carcasa y estructuras	47

ANEXOS

ANEXO 1

Ejemplo práctico de una Turbina Pelton.

ANEXO 2

Planos de detalle con tablas de dimensionamiento para turbinas estandarizadas.

RELACION DE FIGURAS

1. Gráfico para seleccionar turbinas
2. Eficiencias de turbinas para diferentes porcentajes de carga
3. Diagramas de cargas típicos para PCH - Variación del porcentaje de carga de la turbina.
4. Diagramas de velocidad en la cuchara de una turbina Pelton
5. Tobera de Turbinas Pelton
 - 5.1 Dimensiones del Inyector de una Turbina de Acción Tangencial.
 - 5.2 Diseño del Inyector, parámetros de diseño.
 - 5.3 Papel del resorte en el Inyector de una Turbina de Acción Tangencial y curva característica.
6. Deflectores de toberas para turbinas de acción tangencial.
7. Cucharas de turbinas Pelton.
8. Gráfico para determinar la orientación de la cuchara.
9. Método gráfico para elaborar los planos del rodete Pelton
10. Método gráfico para elaborar los planos de la cuchara de la turbina.
11. Alternativas de diseño de puntas de agujas Pelton.
12. Diagramas de fuerzas y momentos en el eje de turbinas Pelton.
13. Sistemas de regulación de turbinas Pelton.
14. Curva característica eficiencia-rpm de una turbina Pelton.
15. Capacidad máxima de una turbina para diferentes saltos.
16. Ejemplo de estandarización de turbinas considerando transmisión por bandas o engranajes.
17. Ejemplo de estandarización de turbina considerando acoplamiento directo.

TABLAS

1. Rango de aplicación de Turbinas Hidráulicas
2. Proporciones de la tobera en función del diámetro del chorro.
3. Dimensiones de las cucharas Pelton en función del diámetro del chorro.
4. Número de cucharas en función de la relación diámetro de rodete/diámetro del chorro.
5. Angulos de talonamiento recomendados.
6. Valor del ángulo β_4 en la cuchara del rodete.

1. 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 en 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 (ONUUDI) celebraron, en marzo de 1985, un Contrato para la elaboración 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 turbinas de flujo tangencial, conocidas también con el nombre de turbinas "PELTON" y que contiene los criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series estandarizadas y fabricar este tipo de turbinas. Es importante dejar claramente establecido que las hipótesis asumidas y métodos de cálculo expuestos en el presente Volumen, si bien ha sido cuidadosamente analizadas, por razones financieras no han sido comprobadas en prototipos ni en condiciones reales de trabajo, por lo que las turbinas que se construyan según las mismas, deberán ser sometidas a un proceso inicial de ajuste y calibración.

2. INTRODUCCION

La turbina de acción tangencial, llamada también de impulso (comunmente conocida como Pelton), que se le utiliza en grandes y pequeñas centrales hidroeléctricas, en donde se aprovechan grandes saltos y pequeños caudales, está provista de una o más toberas cuya función es la de regular y orientar uno o varios chorros de agua hacia las cucharas en la periferia de un disco, transmitiendo de esta forma potencia al eje de la turbina.

La principal ventaja de esta turbina radica en su buena eficiencia cuando opera a carga parcial reducida.

El diseño original de esta turbina se viene perfeccionando desde 1880, año en que fue patentada por Lester H. Pelton de los Estados Unidos. En la actualidad existen numerosas fábricas en el mundo que la producen e instituciones que realizan actividades de desarrollo y adaptación de tecnología de diseño y fabricación de este tipo de turbina.

Entre los objetivos de este Volumen se pueden mencionar: la difusión de los principales criterios que intervienen en el diseño de la Turbina Pelton, la presentación de una metodología para el cálculo y dimensionamiento de la turbina, proporcionar un documento de consulta a los ingenieros y técnicos interesados en el desarrollo y adaptación de tecnología de este tipo de turbina y facilitar información de diseño completa, incluyendo planos de detalle de un prototipo, para una serie estandarizada de Turbinas Pelton, adecuadas para una amplia gama de aplicaciones en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Cabe señalar que la información relativa a la serie estandarizada, contenida en este Volumen del Manual, es suficiente para iniciar la fabricación de Turbinas Pelton, requiriéndose solamente completar datos en cuanto a ajustes y tolerancias.

Este Volumen contiene cinco capítulos y dos anexos. En el primer capítulo se presenta una breve descripción de las Turbinas Pelton, se define su rango de aplicación utilizando como parámetros los números específicos de revoluciones, y se muestran las fórmulas que definen sus parámetros de diseño, es decir: potencia, caudal máximo y número óptimo de revoluciones.

En el segundo capítulo se desarrolla una metodología que define el diseño hidráulico de la Turbina Pelton, la que se inicia con un análisis de los triángulos de velocidad que se presentan en las cucharas o cangilones del rodete, presentando sus expresiones generales y fórmulas prácticas definidas bajo ciertos criterios. En este capítulo se destaca la deducción de la fórmula para determinar el número óptimo de cucharas que van montadas en la periferia del rodete y la determinación de la orientación de las mismas con respecto al eje de la turbina. Al final del capítulo se presentan tablas que resumen la metodología desarrollada.

En el tercer capítulo se describe el diseño de la turbina y se hace referencia a los planos que se presentan en el anexo No. 2 de este Volumen. También se muestran las principales fórmulas que se utilizan para realizar los cálculos mecánicos de cada pieza que conforma la turbina.

En el cuarto capítulo se presentan criterios para definir series estandarizadas de Turbinas Pelton, considerando alternativas: acoplamiento directo de la turbina al generador o utilización de sistemas de transmisión entre ambas máquinas. Aplicando este método se desarrolla el caso particular de la serie estandarizada propuesta, a que se refiere el Anexo No. 2, donde se incluyen tablas con las dimensiones de cada pieza que conforman las turbinas estandar, que complementan los planos de detalle presentados en el mismo anexo. Finalmente, se dan recomendaciones con respecto a la selección de turbinas, determinación del número de unidades, especificaciones técnicas que se deben solicitar a los fabricantes y criterios para reubicar Turbinas Pelton.

El último capítulo contiene algunas recomendaciones para la fabricación de este tipo de turbinas y toma como referencia los planos de detalle contenidos en el Anexo No. 2. Se indican las alternativas de fabricación de cada pieza de la turbina, considerando los materiales más adecuados para su producción y las posibles limitaciones de infraestructura industrial que se puedan presentar en algunos países.

Este Volumen del Manual contiene dos anexos, en el No. 1 se desarrolla un ejemplo práctico de cálculo y diseño de una turbina, para una pequeña central hidroeléctrica de 500 kW.

En el anexo No. 2, mencionado en los párrafos anteriores, se incluyen planos de detalle de cada pieza que conforma la turbina, en los cuales se incluyen tablas donde se indican las dimensiones correspondientes a cada turbina estandar.

3. DESCRIPCION GENERAL Y PARAMETROS DE DISEÑO

La Turbina Pelton, está clasificada como una turbina de acción de flujo tangencial, que posee una o más toberas de sección circular y un rodete con cucharas o cangilones ubicadas en la periferia de un disco.

La regulación de la turbina, se realiza por intermedio del inyector el cual posee en su interior una aguja que al desplazarse en forma axial reduce la sección de paso del flujo de agua, permitiendo de esta forma regular el caudal que fluye por la tobera y en consecuencia la velocidad de la turbina. Cuando se desea evitar el riesgo de golpe de ariete derivado de un cierre brusco de la aguja en la tobera, se incluye en el diseño un deflector, el cual permite una mejor regulación de velocidad de la turbina al desviar o regular el chorro de agua dirigido hacia el rodete.

Las cucharas o cangilones ubicadas en la periferia del rodete, tienen la forma de dos semi elipsoides, cuya intersección está dada por un arista central, nervio o cresta. Esta geometría permite que el chorro de agua se divida en dos partes al tomar contacto con la cuchara, que transmite su energía al rodete y luego, que el agua sea expulsada hacia los costados de la cuchara, en dirección axial.

Las Turbinas Pelton pueden instalarse con el eje en posición horizontal o vertical. Esto depende principalmente del número de toberas y del diámetro del rodete, así como de la complejidad del montaje y desmontaje del rodete. Generalmente se recomienda instalar la turbina con eje horizontal cuando el número de toberas esta comprendido entre cuatro y seis, valor máximo recomendado.

El rango de aplicación de la Turbina Pelton lo definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los que se obtienen mediante las siguientes fórmulas.

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{y} \quad N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Donde:

- P es la potencia al freno de la turbina, en C.V.
- Q es el caudal total que fluye por la turbina, en $m^3/seg.$, o sea la sumatoria de los caudales que fluyen por las toberas.
- H es el salto neto de la central, en metros.
- N es la velocidad de giro de turbina, en RPM.

En la Tabla No. 1 se puede observar el rango de aplicación de las Turbinas Pelton, en comparación con otros tipos de turbinas. En ellas también se puede determinar el número de toberas de la turbina. Es necesario señalar que los datos indicados en la tabla

pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten, sobre todo considerando variaciones de índices de precios de mercado. En la Figura No. 1 se presenta también un gráfico que define el rango de aplicación de esta turbina.

TABLA No. 1

RANGO DE APLICACION DE TURBINAS HIDRAULICAS

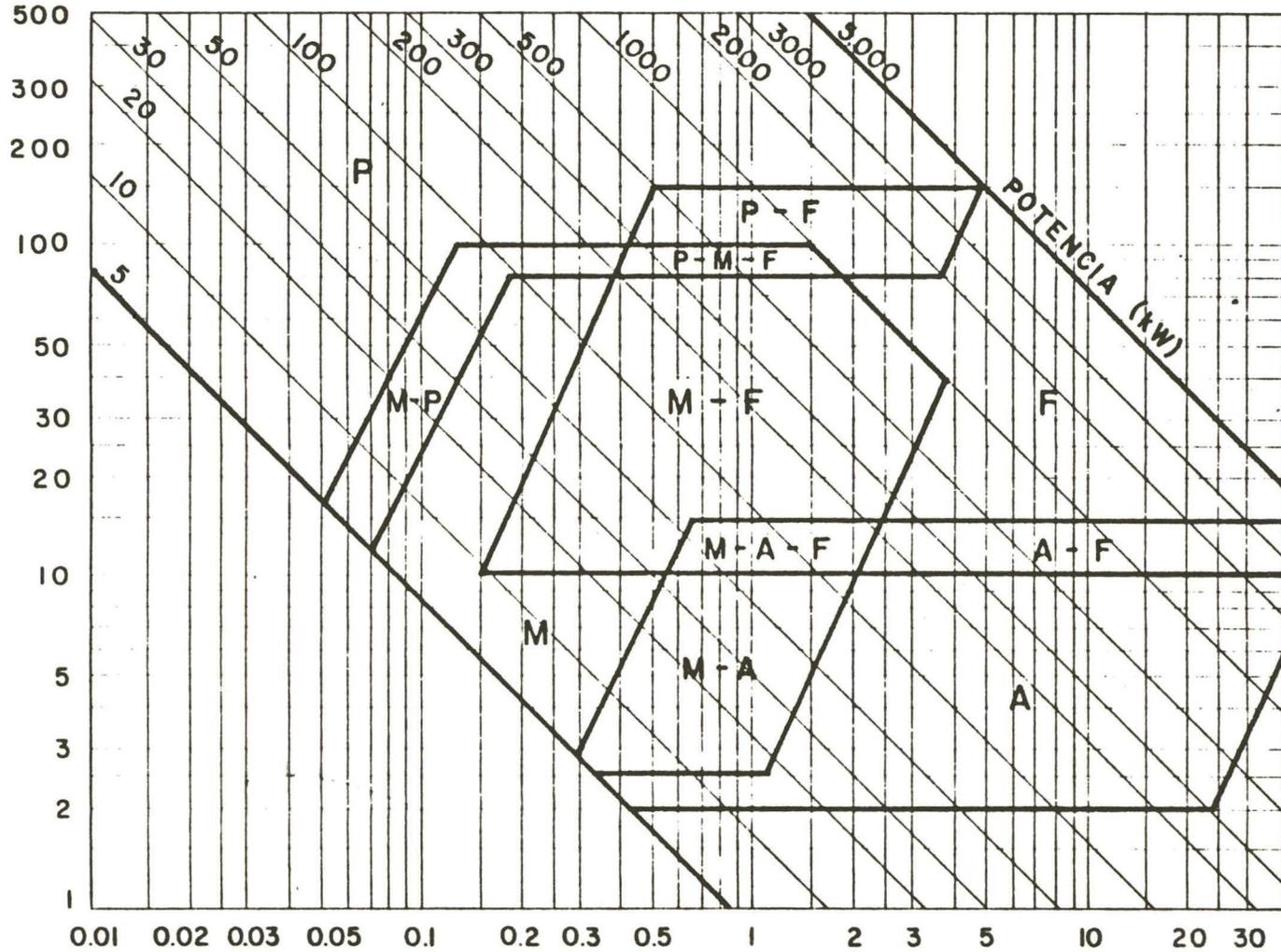
TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	hasta 9	hasta 10
Turbina Pelton de 2 toberas	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5-22	17-73
Turbina Michell-Banki	18-60	60-200
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbina Axial	105-300	350-1000

Esta turbina puede operar aprovechando saltos hasta más de 1000 metros, se conocen diseños de potencias de 130 MW por unidad y su eficiencia está comprendida entre 80% y 92%. Su principal ventaja está dada por las elevadas eficiencias que se obtienen en su operación a bajas cargas parciales, ésta es una de las razones por la cual se favorece la utilización de Turbinas Pelton en proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, donde la principal característica de funcionamiento de los equipos electromecánicos, está dada por su operación bajo diversos porcentajes de carga, para satisfacer amplias variaciones de demanda energética durante el día y a través de los años de vida útil que se estime para la central. Esto se puede observar en las figuras No. 2 y No. 3.

Para diseñar una turbina se requiere determinar sus principales parámetros, es decir la potencia máxima que va a desarrollar, el número de revoluciones con que va a girar y el caudal máximo que va a requerir para desarrollar la potencia máxima. Estos parámetros se determinan en función del salto neto que puede aprovechar la turbina, el cual se obtiene luego del estudio topográfico y la selección de la tubería de presión. Es necesario señalar que en algunos casos, además del salto neto, se conoce como dato de diseño el caudal que fluirá por la turbina, el cual se obtiene de un estudio hidrológico, con el criterio de diseñar la turbina para aprovechar al máximo el recurso hidroenergético de la zona.

En algunos proyectos se determina la potencia al freno que la turbina debe entregar al generador para que éste entregue al

SALTO
H
(m)

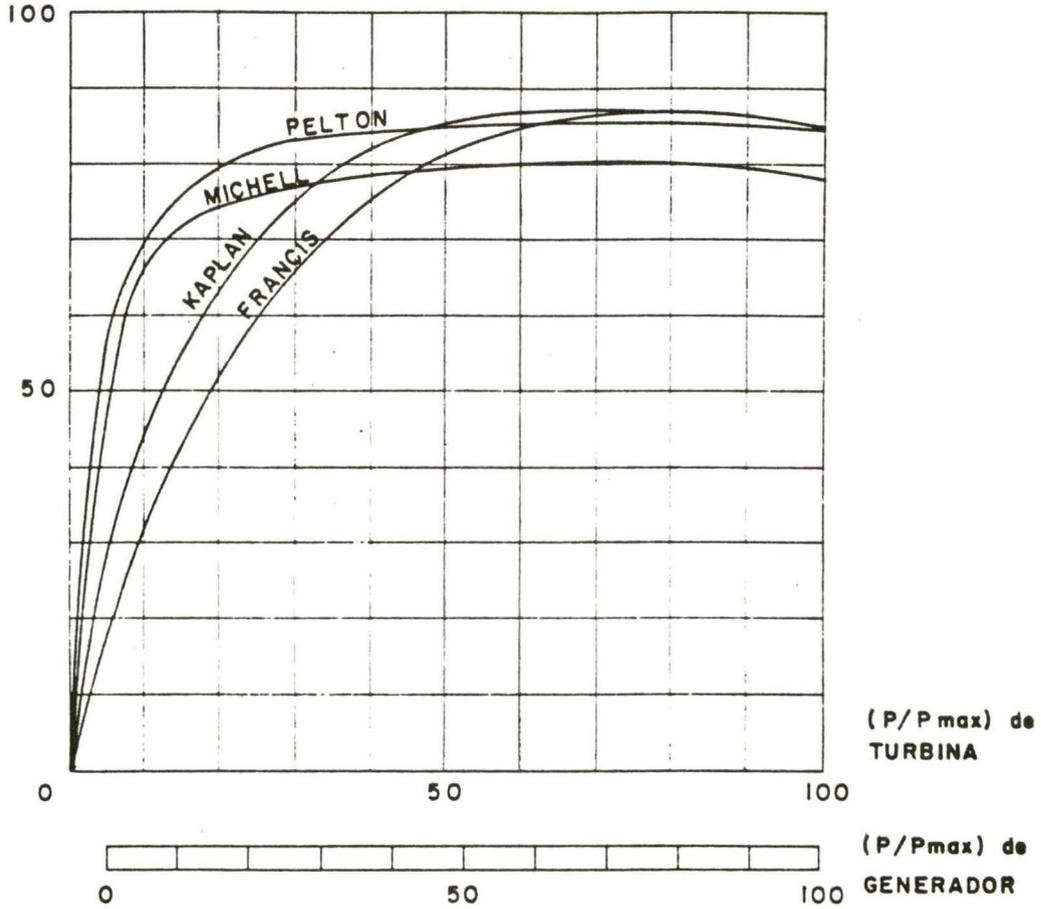


- P = PELTON
- M = MICHELL - BANKI
- F = FRANCIS
- A = AXIAL

GRAFICO PARA SELECCIONAR TURBINAS

Figura Nº 1

EFICIENCIA (%)



EFICIENCIAS DE TURBINAS PARA DIFERENTES PORCENTAJES DE CARGA

Figura Nº 2

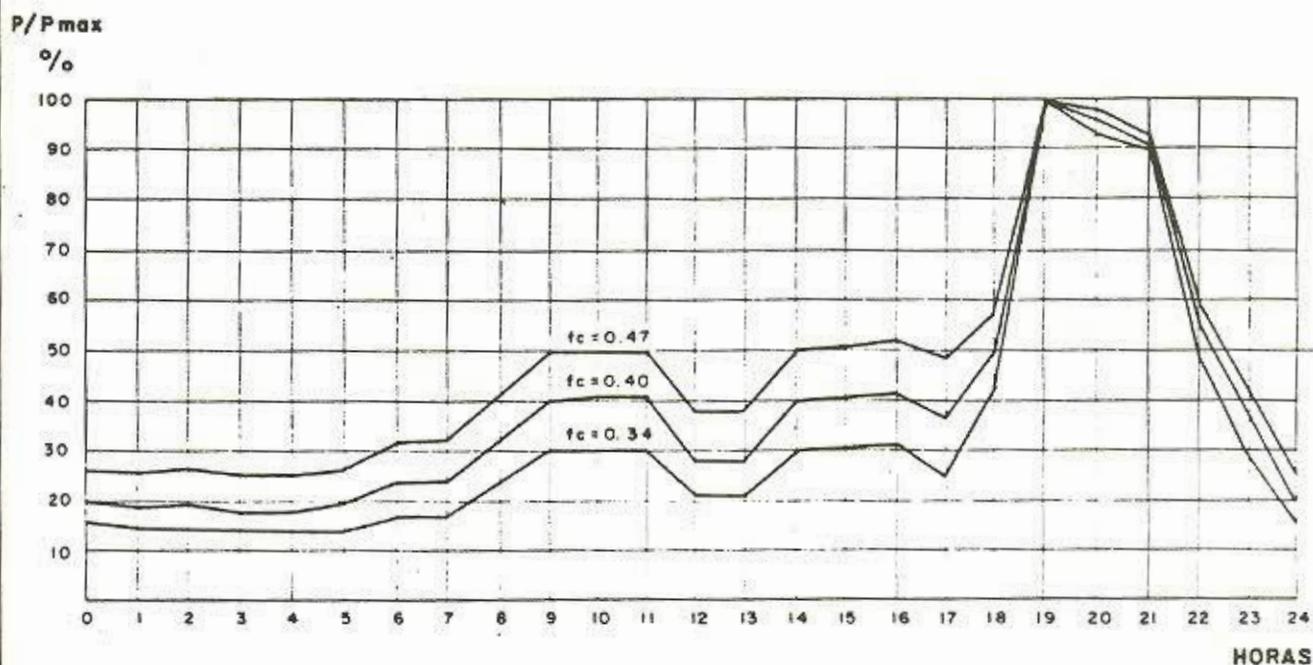
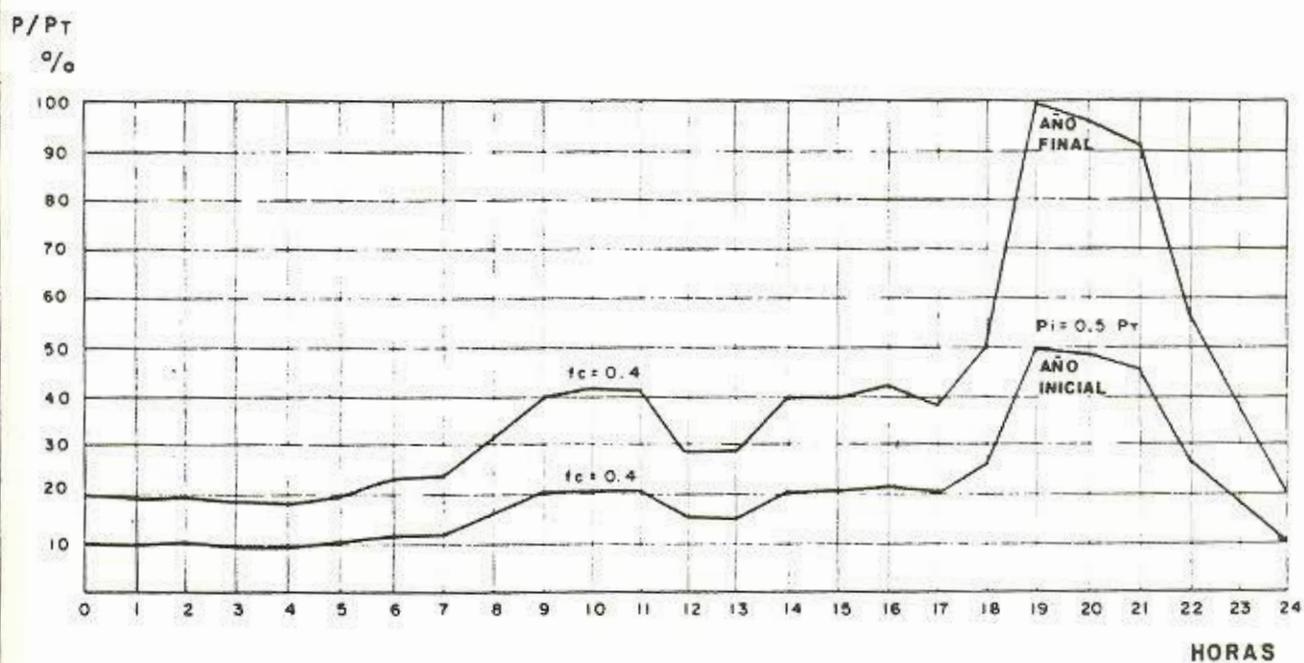


DIAGRAMA DE CARGAS TIPICOS PARA P.C.H.



VARIACION DEL PORCENTAJE DE CARGA DIARIA DE LA TURBINA EN FUNCION DEL DIAGRAMA DE CARGA DE LA P.C.H. EL AÑO INICIAL Y EL AÑO FINAL DE SU OPERACION.

Figura N° 3

sistema eléctrico una potencia determinada. En estos casos la potencia al freno de la turbina se obtiene con la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}}$$

En donde:

P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico en KW.

η_g es la eficiencia del generador.

η_{tr} es la eficiencia de la transmisión mecánica utilizada entre la turbina y el generador.

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9,809 H \eta_t}$$

en donde:

Q Es el caudal máximo de diseño, que fluirá por la turbina, en m^3/seg .

P_T es la potencia al freno o al eje de la turbina, en KW.

H es el salto neto aprovechable, en metros.

η_t es la eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga.

El caudal de diseño obtenido a partir de los datos de potencia al freno y salto, deberá ser confirmado considerando la disponibilidad de agua determinada de los estudios hidrológicos.

Finalmente, para diseñar la turbina se requiere definir el número de revoluciones con que va a girar, el cual está relacionado con el diámetro del rodete, llamado diámetro de paso. Existen dos formas para definir el número de revoluciones de la turbina, una de ellas consiste en considerar que la turbina se va a acoplar directamente al eje del generador y por lo tanto su velocidad será una de las velocidades sincrónicas. La segunda forma consiste en asumir un diámetro de rodete y calcular el número óptimo de revoluciones necesario y emplear un sistema de transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, el cual se puede utilizar cuando la potencia de la turbina es inferior a 250 kW aproximadamente, ya que para potencias mayores, el costo del sistema de transmisión puede resultar excesivamente elevado.

El número de revoluciones de una Turbina Pelton se determina mediante la fórmula:

$$N = \frac{84,54 \text{ Ku}' H^{1/2}}{D_p}$$

en donde:

N es el número óptimo de revoluciones de la turbina, en RPM.
H es el salto neto aprovechable de la turbina, en metros
D_p es el diámetro de paso del rodete
Ku' es un coeficiente de velocidad de rotación que se puede estimar utilizando la fórmula

$$\text{Ku}' = 0,49 - 0,0072 \text{ Nq}/i^{1/2}$$

en donde:

i representa el número de toberas de la turbina.

Esta fórmula se puede utilizar para determinar el diámetro del rodete o el número óptimo de revoluciones, según sea el caso de utilizar acoplamiento directo o transmisión por bandas o engranajes entre la turbinas y el generador.

4. DISEÑO Y CALCULOS HIDRAULICOS

El diseño y los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan con el objeto de determinar las dimensiones de sus elementos principales. En el caso de la Turbina Pelton, estos elementos son el inyector y el rodete.

El diseño del Inyector se realiza de forma tal, que el agua se acelere, transformando toda su energía cinética y que a la salida del mismo se oriente un chorro de agua de sección circular hacia las cucharas del rodete.

Como se mencionó en el capítulo anterior, las cucharas ubicadas en la periferia del rodete, reciben el impulso del chorro de agua, absorbiendo su energía y transmitiéndola al eje de la turbina para generar potencia. En el diseño de la cuchara se debe definir una geometría que permita el máximo aprovechamiento de la energía que se le entrega al rodete.

4.1. Diagramas de Velocidades

La geometría de una Turbina Pelton, se define a través del análisis de los triángulos de velocidad en el punto donde el chorro toma contacto con la cuchara y en el punto donde la abandona, luego de transmitir su energía al rodete.

En el caso de esta turbina, el análisis de los triángulos de velocidad se realiza en tres dimensiones. Para una mejor comprensión en este subcapítulo se desarrollará los triángulos de velocidad en un plano transversal a la cuchara. En el subcapítulo 4.3. se analizará el triángulo de velocidad para el plano longitudinal de la cuchara, el cual influye principalmente en la determinación del número y orientación de las mismas.

Al imaginar una instalación típica de una central hidroeléctrica se puede determinar que existe un reservorio superior o cámara de carga, ubicado a una altura determinada con respecto al inyector de la turbina. También existe una tubería de presión, en la cual se van a producir pérdidas de presión, por efecto de la fricción del agua con sus paredes. Aplicando la ecuación de energía de Bernoulli, tomando como referencia la superficie del agua en el reservorio y la salida del inyector es posible determinar la velocidad del chorro de agua que sale de la tobera y se orienta hacia las cucharas del rodete.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i$$

en donde:

- C_o y C_i , representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio superior y en la salida de la tobera, respectivamente. La primera velocidad se puede

estimar aproximadamente igual a cero.

- P_o y P_i , representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida de la tobera, respectivamente. En este caso ambas presiones pueden considerarse iguales a la presión atmosférica por descargar la turbina a un reservorio inferior que se encuentra a dicha presión.
- Z_o y Z_i , representan los niveles topográficos en la superficie del reservorio superior y en la posición de la tobera respectivamente, su diferencia es igual al salto bruto.
- γ y g , representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad, respectivamente.
- ΔH_f , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.
- ΔH_i , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con estas consideraciones se deduce que la velocidad del chorro de agua a la salida de la tobera está determinada por la fórmula:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH}$$

en donde:

H es el salto neto o efectivo de la central, que se obtiene al restarle al salto bruto las pérdidas de presión en la tubería.

Para facilitar los cálculos se define un coeficiente de velocidad K_c , que se expresa por:

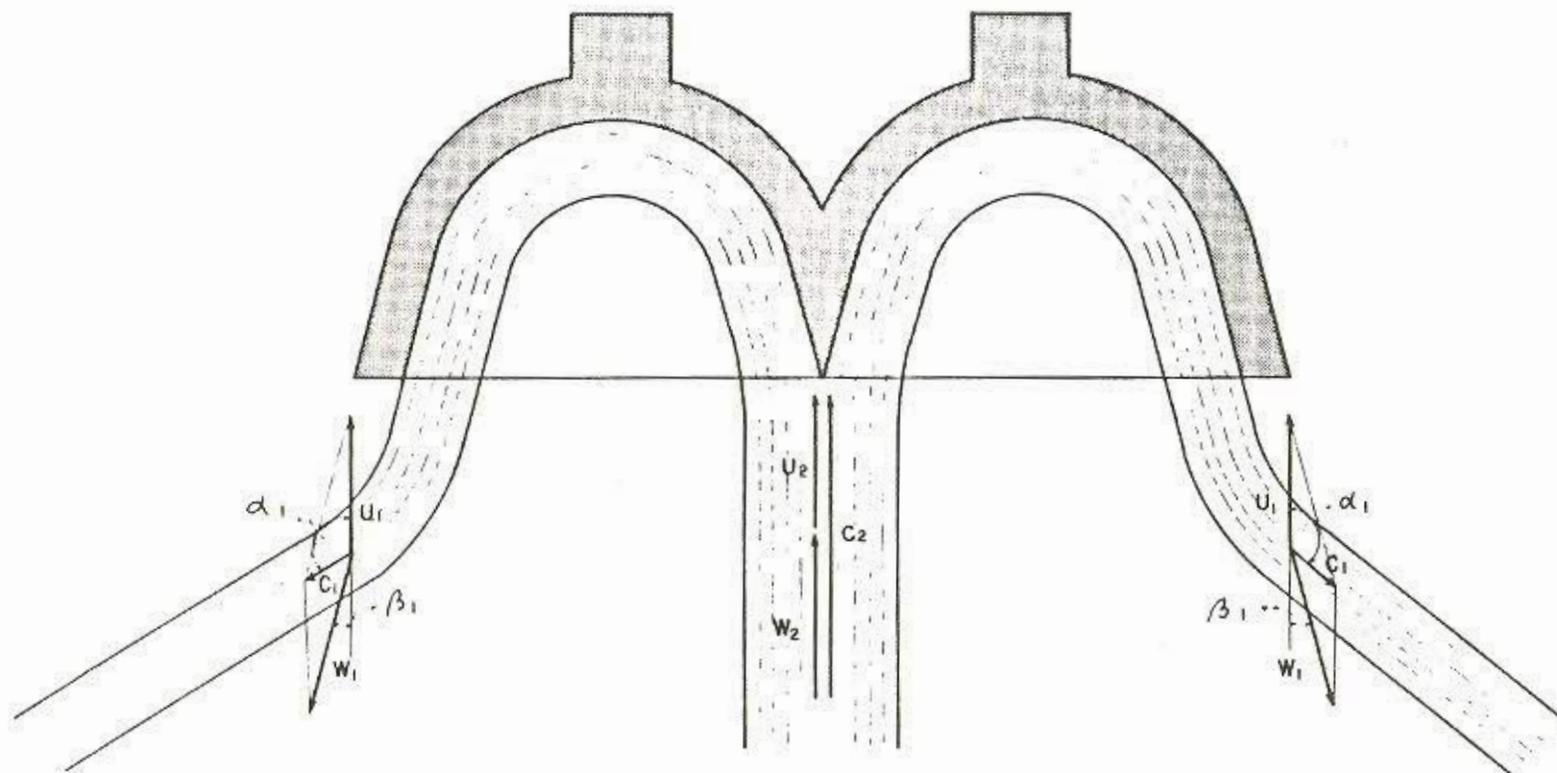
$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}$$

con lo cual la velocidad de salida del chorro de agua en la tobera queda expresada por:

$$C_i = K_c \sqrt{2gH}$$

El coeficiente de velocidad K_c se puede estimar entre 0,97 y 0,98.

En la figura No. 4 se pueden observar los diagramas de velocidad en una de las cucharas de una Turbina Pelton. En este caso se puede considerar que la velocidad del chorro de agua a la salida del inyector es igual a la velocidad C_2 a la entrada de la cuchara, ubicada en el punto 2.



DIAGRAMAS DE VELOCIDAD EN LA CUCHARA DE UNA TURBINA PELTON

Figura Nº 4

También se conoce que en las turbinas de acción, la velocidad tangencial se expresa por:

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2$$

en donde:

K_u es el coeficiente de la velocidad tangencial obtenido de la relación:

$$K_u = K'_u / K_c$$

Su valor varia entre 0,44 y 0,48

C_2 es la velocidad absoluta a la entrada de la cuchara y es igual a la velocidad del chorro a la salida de la tobera C_1 .

α_2 es el ángulo que forman la componente de velocidad absoluta C_2 y la velocidad tangencial U_2 . Para el caso de la Turbina Pelton, este ángulo es de cero grados.

Con estas velocidades se puede determinar la velocidad relativa W_2 , expresada por:

$$W_2 = C_2 (1 - K_u)$$

En la salida de la cuchara se forma un diagrama de velocidades, donde la velocidad tangencial U_1 es igual a U_2 , por estar los puntos 1 y 2 a la misma distancia del centro de giro del rodete. Luego:

$$U_1 = K_u C_2$$

Por continuidad y considerando que el chorro de agua pierde velocidad por efecto de la fricción con la superficie de la cuchara, se puede determinar la velocidad relativa W_1 que se obtiene con la fórmula:

$$W_1 = K_f C_2 (1 - K_u)$$

en donde:

K_f representa el coeficiente de velocidad relativa, que se puede estimar en 0,98.

Con estas velocidades se puede obtener la velocidad absoluta a la salida de la cuchara, expresada por:

$$C_1 = C_2 \sqrt{K_u^2 + K_f^2 (1 - K_u)^2 - 2 K_u K_f (1 - K_u) \cos \beta_1}$$

Por experiencia se recomienda que el ángulo β_1 en esta expresión posea un valor comprendido entre 5° y 20°. Cabe señalar que en las aplicaciones prácticas consideradas en este documento para el

desarrollo de una serie estandarizada, se considera un ángulo β_1 , promedio igual a 10° .

Con este valor se determina el ángulo α_1 , utilizando la siguiente expresión:

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{K_u - K_f (1-K_u) \cos \beta_1}{\sqrt{K_u^2 + K_f^2 (1-K_u)^2 - 2 K_u K_f (1-K_u) \cos \beta_1}} \right)$$

Como se puede observar todas las velocidades se expresan en función de la velocidad del chorro de agua a la salida de la tobera y por lo tanto están en función de la raíz cuadrada del salto.

Para determinar la eficiencia hidráulica teórica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas

$$\eta_h g H = U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1$$

de la cual se deduce una expresión como la mostrada a continuación:

$$\eta_h = 2 K_c^2 K_u (1-K_u) (1 + K_f \cos \beta_1)$$

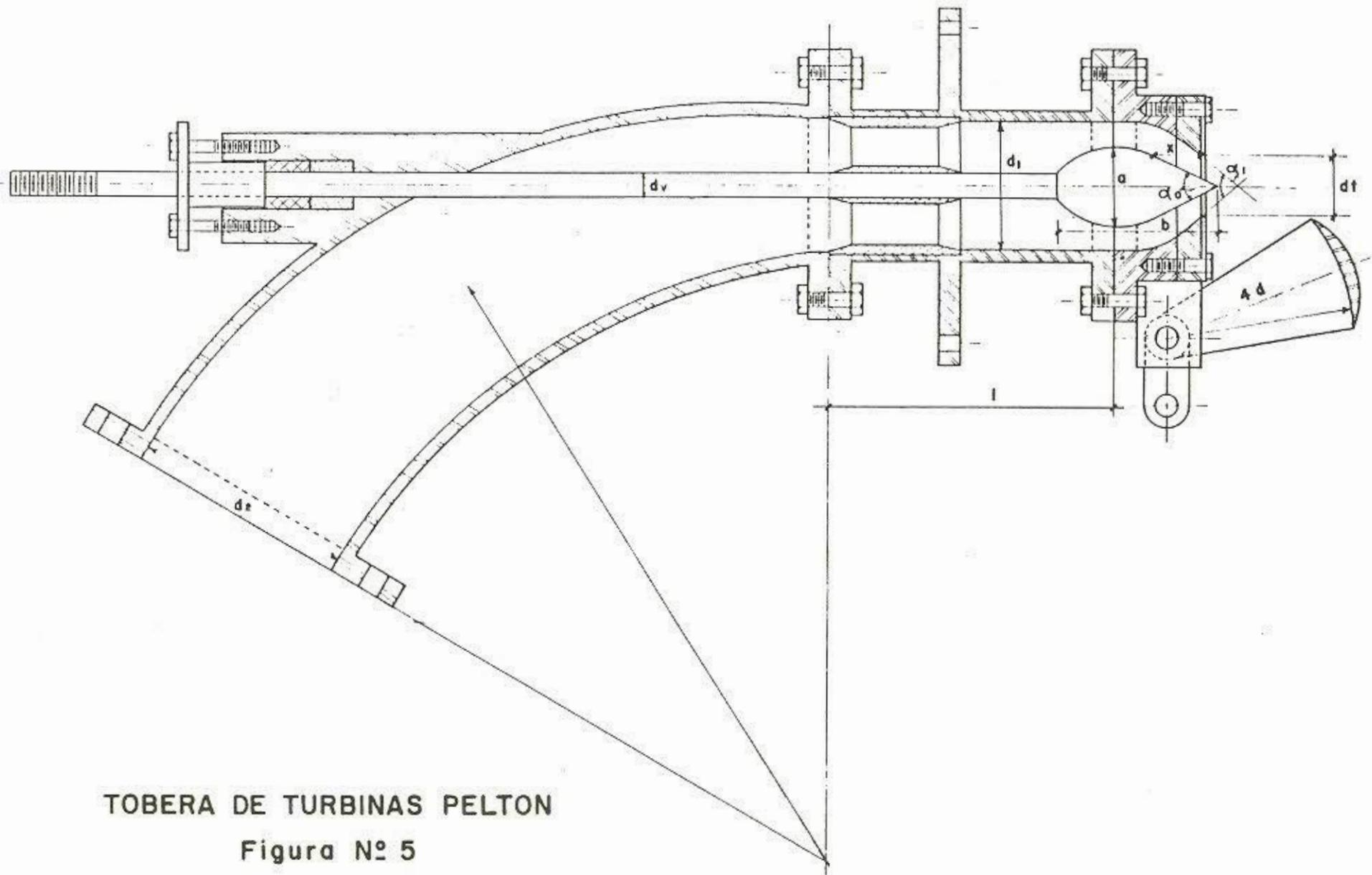
Además de la eficiencia hidráulica, para estimar la eficiencia total de la turbina se deben considerar las pérdidas volumétricas, por choques, por ventilación y las mecánicas. En el caso de Turbinas Pelton, de baja potencia, la eficiencia máxima total se puede estimar en 85%.

4.2. Geometría del Inyector

Los Inyectores de la Turbina Pelton están formados por un codo de sección circular progresivamente decreciente, un tramo recto de sección circular en donde se monta coaxialmente una aguja con cabeza en forma de bulbo y finalmente una boquilla que orienta el flujo de agua en forma tangencial al rodete. En la Figura No. 5 se pueden observar las partes indicadas y detalles de su construcción.

Además de la regulación con aguja, generalmente se considera la regulación de caudal mediante un deflector. Esta doble regulación permite evitar riesgos de golpe de ariete, producto de un cierre brusco de la aguja.

Existen diferentes formas de montar un deflector, tal como se puede observar en las figuras 6-a, 6-b, 6-c y 6-d. El deflector de la figura 6-a se utiliza sólo en casos de emergencia y desvía completamente el chorro de agua. El deflector de la figura 6-b se utiliza cuando se desea frenar la turbina en casos de embalamiento y su función es desviar el chorro hacia la parte posterior de la cuchara con el objeto de frenar el rodete. El deflector de la figura 6-c se utiliza cuando se desea regular caudal y como se puede observar desvía sólo parte del chorro, dándole tiempo a la



TOBERA DE TURBINAS PELTON
Figura Nº 5

aguja para que actúe en forma retardada y lenta, sin peligro de producir golpe de ariete. Finalmente el deflector de la figura 6-d se utiliza para regular y frenar el rodete.

Las dimensiones de la tobera están en función del diámetro del chorro, el cual se determina utilizando la fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi Kc} \frac{Qo}{\sqrt{2 g H}}}$$

en donde:

- d es el diámetro de la sección del chorro expresado en metros.
- Qo es el caudal que fluirá por cada tobera de la turbina en m³/seg.
- Kc es el coeficiente de velocidad de la tobera, estimado entre 0,97 y 0,98.
- g es la aceleración de la gravedad, equivalente a 9,81 m/seg².
- H es el salto neto con que operará la turbina, en metros.

En forma práctica el diámetro del chorro se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$d = 0,545 \left(\frac{Qo}{\sqrt{H}} \right)^{1/2}$$

Otra relación que puede utilizarse para determinar el diámetro de la sección del chorro es la que se indica a continuación:

$$\frac{Dp}{d} = \frac{76}{Nq} i^{1/2} - 1,12$$

Esta fórmula permite determinar la relación entre el diámetro primitivo con el diámetro del chorro, en función del número específico de revoluciones Nq y el número de toberas de la turbina, i.

En la tabla No. 2 se pueden observar las proporciones de dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro, que complementan a la figura No. 5 en donde también se indican las proporciones del deflector.

TABLA No. 2

PROPORCIONES DE LA TOBERA EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL CHORRO

a	α_0	α_1	dt	x	dv	b	d2	l	r	d1
1,42d	40	60	1,1d	0,5d	0,58d 0,667d	3,25d	4,5d	6,0d	15d	2.5d
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	311d
1.62	60	90	1,4d	1,16d	1,16d	3,7d	4,6d	12.1d	25d	4.0d

Ver Figura No. 5

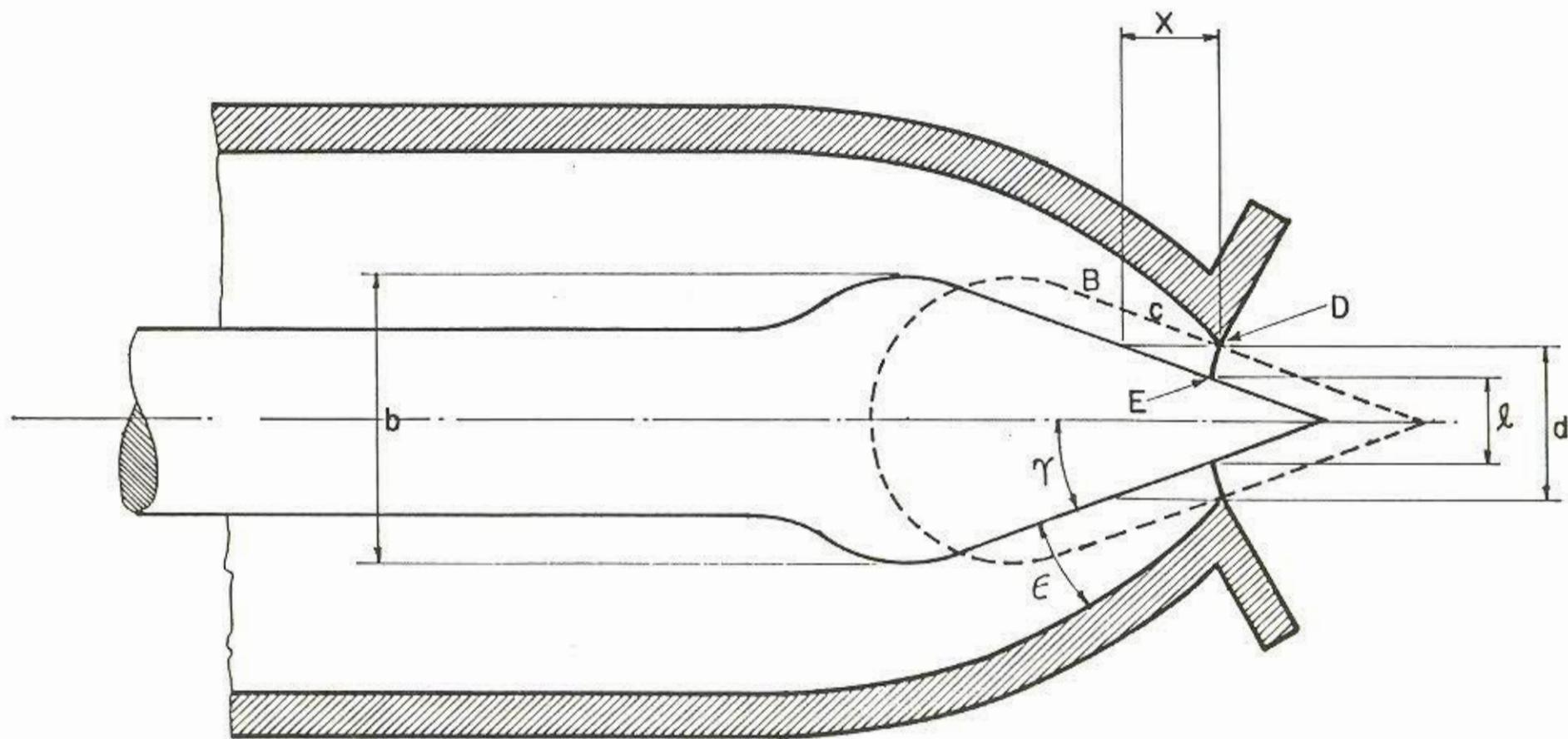
4.3. PROYECTO DEL INYECTOR

La válvula de la aguja del inyector, como se ve en la figura No. 5-1, se apoya por un lado en una cruceta (cojinete) suficientemente larga de tres a ocho aletas de forma hidrodinámica conveniente para evitar la rotación de la corriente de agua, que acarrearía consecuencias fatales para el rendimiento; y por el otro lado en la pared del tubo que debe tener estanqueidad apropiada.

Antes de la tobera es conveniente que el inyector sea convergente, lo cual mejora las condiciones del flujo. En dicha zona convergente suelen disponerse las aletas mencionadas o cojinete.

En la tobera tiene lugar una fuerte aceleración local; porque la velocidad del agua en la tubería que termina en el inyector suele ser del orden de 1 m/s. y la altura de presión en los saltos de gran altura característicos de las turbinas de acción tangencial, lo cual se transforma totalmente en altura dinámica en el inyector, suele ser muy elevada.

De aquí que, si el agua transporta arena, habrá erosión en la cabeza de la tobera y en la punta de la válvula de aguja, por lo que suelen construirse como unidades separadas fácilmente intercambiables, y se deben construir de material de bronce, de acero inoxidable, bronce aluminio o de cualquier otro material antierosivo, como se indica en la tabla a continuación:



DIMENSIONES DEL INYECTOR DE UNA TURBINA DE ACCION TANGENCIAL

FIGURA 5-1

TABLA DE MATERIALES PARA EL INYECTOR

ACERO INOXIDABLE:

<u>Material</u>	<u>Número</u>	<u>Grado</u>
25-20 Cr.Ni. Tipo 310	A 403/A 312	WP 310/TP 310

COBRE Y SUS ALEACIONES:

<u>Material</u>	<u>Número</u>	<u>Grado</u>
Aluminio-Bronce	B.169	D
Cobre y Niquel 90/10	B.111	90/10 Cu.Ni.
Bronce Rojo	3.36/B.43	- -
Cobre desoxidado	B.42	- -
Cobre y Niquel 70/30	B.111/3.122	- -

Estas son especificaciones ASTM, en otros países se pueden usar normas equivalentes a las aquí indicadas.

1. Diámetro de salida de la Tobera.

Para facilitar la regulación es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad al menos aproximada, entre la potencia de la turbina y la traslación x de la aguja medida a partir de la obturación total de la tobera.

Suponiendo, como sucede en la realidad que $Kc1$ no varía sensiblemente con el caudal, la potencia será proporcional al caudal y éste a la sección de paso A de la tobera normal al flujo. Si x es, pues el avance de la aguja (ver figura 5-1) para que se cumpla la proporcionalidad indicada bastará que se cumpla:

$$A \simeq Cx$$

donde $C = \text{cte.}$

La sección de paso A , que tiene como meridiana la curva (aproximadamente recta) ED , es proporcional a la sección anular cilíndrica de meridiana EC , porque el ángulo γ' que forman ED y EC es un parámetro de diseño constante para cada aguja, y no depende de la apertura.

Luego:

$$A = C' (d^2 - l^2)$$

donde: $C' = \text{cte.}$ ahora bien

$$ED = x \operatorname{sen} \delta ; \quad EC = ED \operatorname{cos} \delta$$

Luego $EC = x \operatorname{sen} \delta \cdot \operatorname{cos} \delta$

además: $l = d - 2 EC = d - c'' x$

donde: $c'' = 2 \operatorname{sen} \delta \cdot \operatorname{cos} \delta = \text{cte.}$ Sustituyendo

se tiene:

$$A = C' (2c' dx C''^2 x^2) \dots (a)$$

despreciando el segundo término en el interior del paréntesis, y haciendo $C=2C'C'' d = \text{cte.}$, se tiene finalmente

$$A \simeq Cx \quad \dots (b)$$

La parábola de la Ec. (a) se ha linealizado mediante la recta de la Ec. (b), para la cual se precisó no utilizar más que el primer tramo de la curva.

El diámetro d. de salida de la tobera se diseña, según esto, de manera que el diámetro mínimo del chorro se alcance cuando todavía vale $l = d/2$.

2. Carrera del Vástago.

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el diámetro máximo D_0 del chorro, a fin de disponer de una reserva de potencia.

3. Radio de curvatura del Bulbo.

El radio de curvatura del bulbo o cebolla ha de ser grande, a fin de evitar los desprendimientos, y el diámetro b del mismo suele hacerse de manera que:

$$b = (1,25 - 1,30) d$$

4. Otros Parámetros.

Lo ordinario es hacer $20^\circ \leq \delta \leq 30^\circ$ y $30^\circ \leq \epsilon \leq 45^\circ$, aunque se construyen inyectores con ángulos mucho mayores, con δ hasta 45° y ϵ hasta 60° .

5. Fuerza necesaria para mover la aguja.

Para el diseño del sistema de regulación es esencial un conocimiento de la fuerza necesaria para mover la válvula de la aguja, así como la reducción de ésta a un mínimo, procurando además que sea aproximadamente constante en toda la carrera de la válvula.

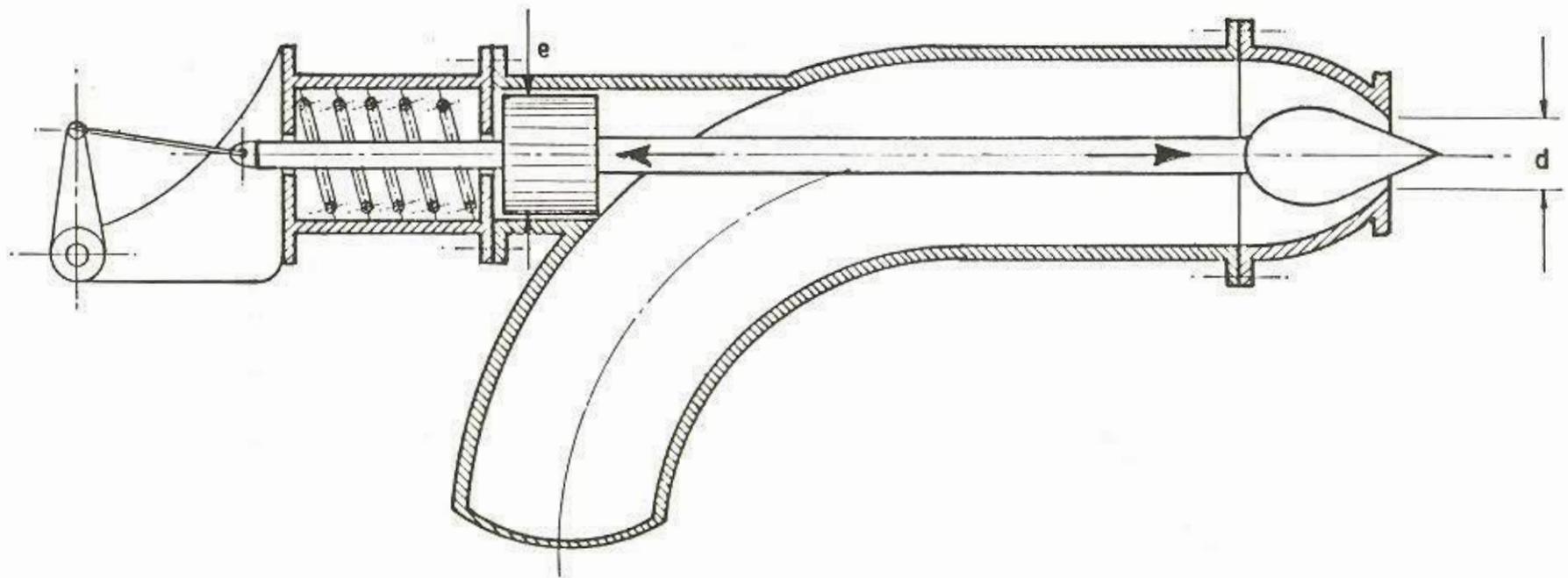
De la Figura 5-2, y sin tener en cuenta de momento el resorte dibujado en la misma figura, sobre la válvula de aguja del inyector cerrado actúa la fuerza hidrostática, que el agua ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y sobre el prensaestopas, la fuerza total hidráulica (hidrostática en este caso) será:

$$F_h = \rho g H_b (\pi/4) (d^2 - c^2)$$

donde H_b - altura bruta del salto.

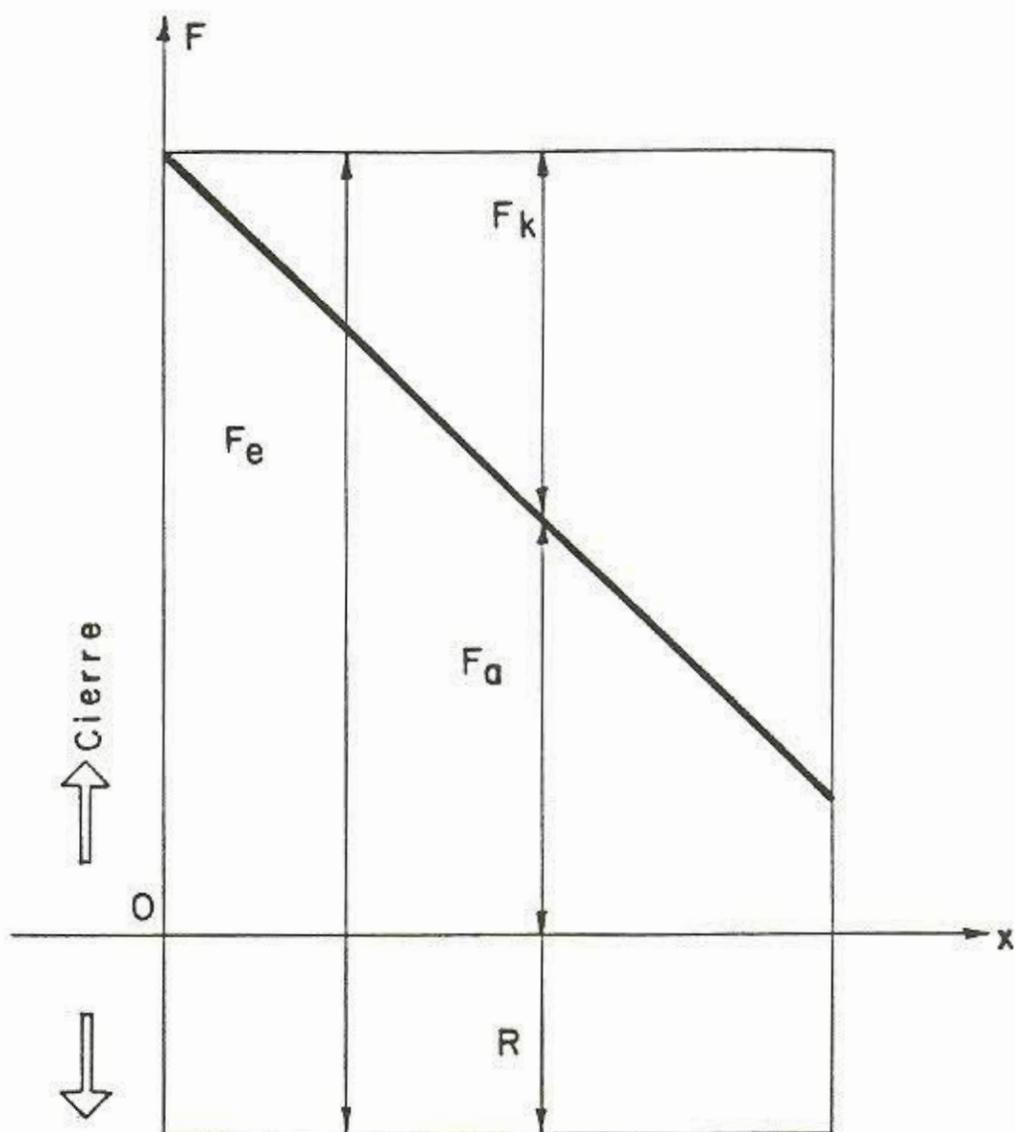
ρ - densidad específica del agua.

Al abrirse el inyector con el desplazamiento de la aguja la fuerza hidráulica (hidrodinámica en este caso) va disminuyendo la presión alrededor del bulbo.



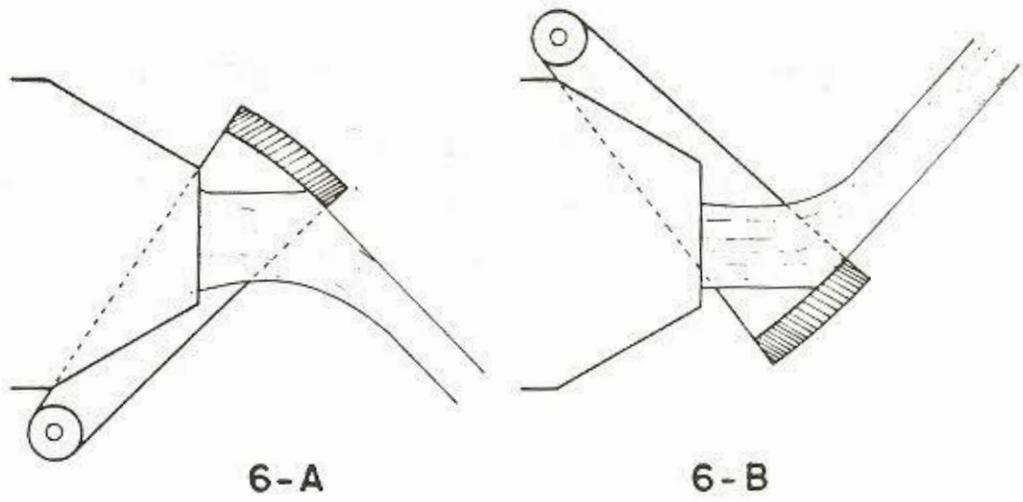
DISEÑO DEL INYECTOR, PARAMETROS DE DISEÑO

FIGURA 5-2



PAPEL DEL RESORTE EN EL INYECTOR DE UNA TURBINA DE ACCION TANGENCIAL Y CURVA CARACTERISTICA.

FIGURA 5-3



DEFLECTORES DE TOBERAS PELTON

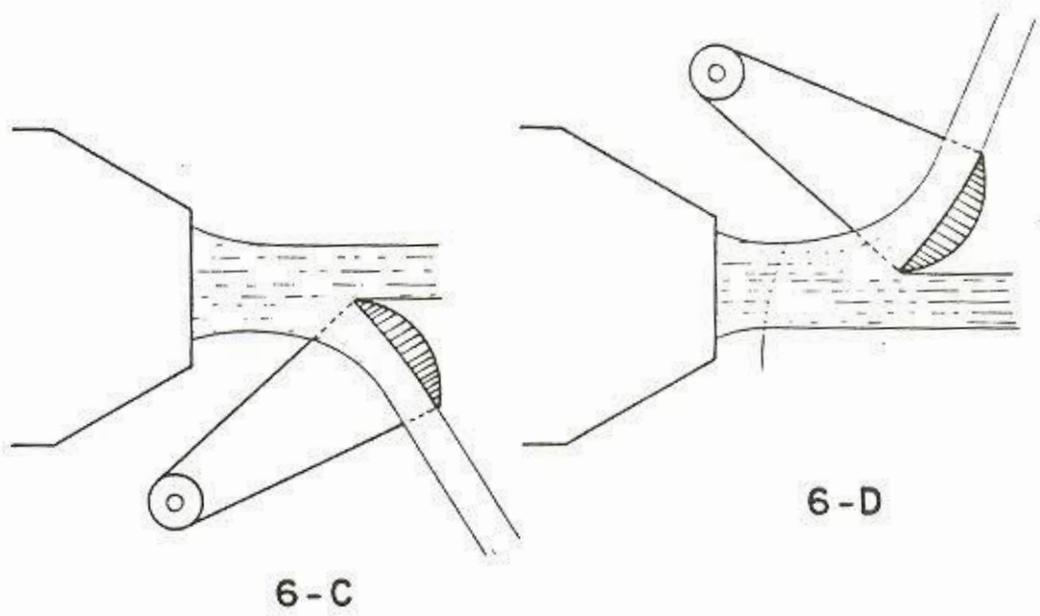


Figura N° 6

T A B L A No. 3

DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS PELTON EN FUNCION DEL
DIAMETRO DEL CHORRO

B	L	D	f	M	e	β_1	β_2	l	β_3	β_4
2,5d	2,5d	0,85d	0,8d	1,0d	0,3d	10°	4°	1,6d	2°	0°
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
4,0d	3,5d	1,3d	1,1d	1,2d	0,6d	30°	20°	1,7d	5°	20°

(Ver Figura No. 7)

4.4. Geometría del Rodete

La geometría del rodete de la Turbina Pelton depende principalmente de la relación que existe entre el diámetro Pelton (D_p) y el diámetro de la sección transversal del chorro (d), que a su vez define el número específico de revoluciones (N_q). Esto se puede observar en la fórmula siguiente:

$$\frac{D_p}{d} = \frac{76 \quad i^{1/2}}{N_q} - 1,12$$

Esta fórmula se deduce de las expresiones que definen el número óptimo de revoluciones y el diámetro de la sección del chorro.

Al igual que en el caso de la tobera, las dimensiones de las cucharas son proporcionales al diámetro del chorro y, como se mencionó en el capítulo anterior, la conforman dos semielipsoides que forman una arista o nervio que divide el chorro de agua en dos partes. Esta geometría se puede observar en la figura N. 7, en la cual también se indican dimensiones que se pueden determinar con ayuda de la Tabla No. 3.

Para determinar el número de cucharas que se deben ubicar en la periferia del rodete, se requiere realizar un análisis de la trayectoria de una partícula de agua desde el momento que toma contacto con la cuchara hasta que la abandona, luego de transmitir su energía al rodete.

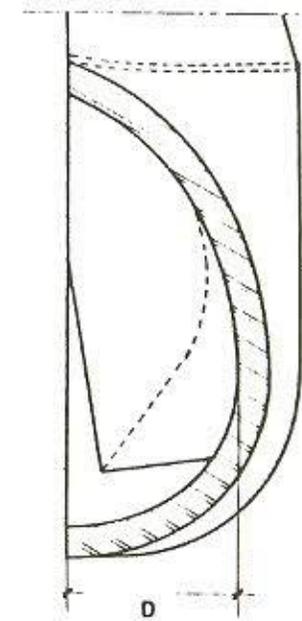
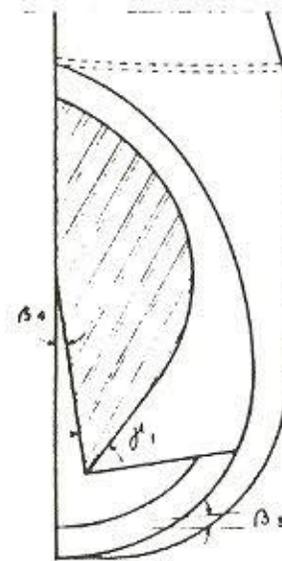
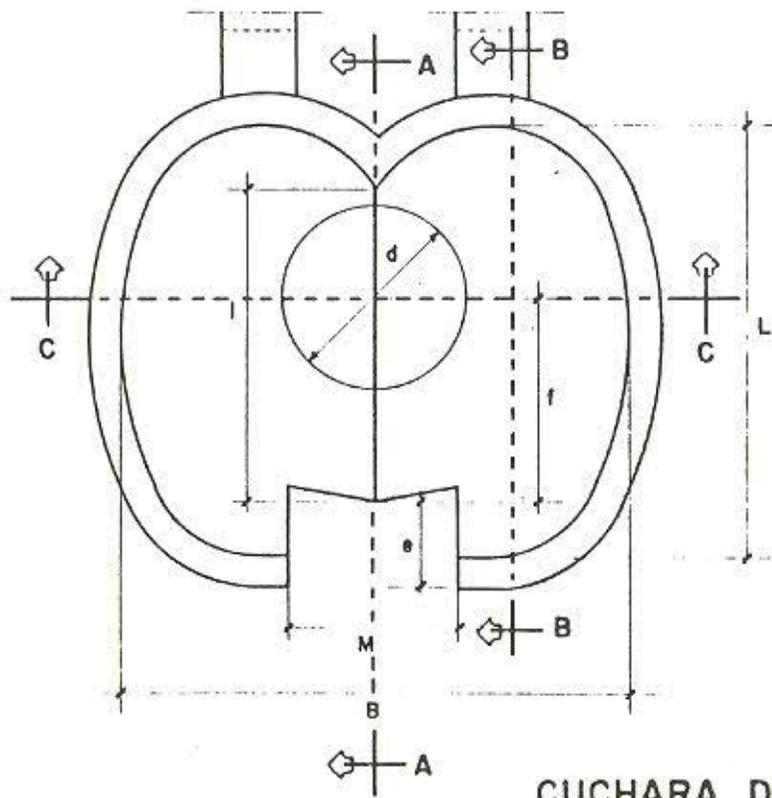
Este análisis se puede realizar en forma gráfica con ayuda de la Figura No. 8, de donde se puede observar que el tiempo que toma una partícula para desplazarse desde A hasta A4, con la velocidad C, debe ser igual al tiempo que toma la punta de la arista para desplazarse desde A hasta A4, con una velocidad tangencial U_a .

Esto se puede expresar por:

$$\frac{\overline{A \quad A4}}{C2} = \frac{\overbrace{A \quad A4}^{\text{Arco}}}{U_a}$$

El arco A A4 define el paso máximo que deben tener las cucharas para que el chorro de agua no cruce el rodete sin tocarlas. En la práctica se recomienda utilizar un paso entre las cucharas menor que el máximo, el cual está comprendido entre el 65% y 85% del paso máximo.

Con el análisis descrito se puede determinar el número de cucharas, el cual se calcula utilizando la siguiente fórmula :



CUCHARA DE TURBINAS PELTON

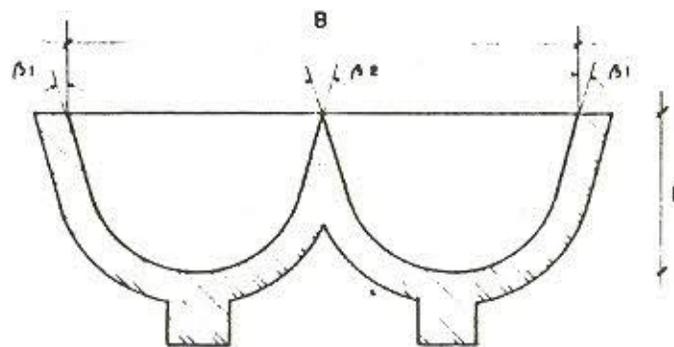


Figura Nº 7

$$Z = \frac{2\pi}{Kp (\theta - 2 (Da/Dp) Ku \text{ Sen } (\theta/2))}$$

en donde:

- Z es el número de cucharas
 Kp es un factor práctico que define el paso real de la cuchara y se toma dentro del rango comprendido entre 0,65 y 0,85.
 θ es un ángulo en radianes que se obtiene con la siguiente expresión:

$$\theta = 2 \text{ arc cos } \left[\frac{Dp + d}{Da} \right]$$

- Dp es el diámetro del rodete, en metros.
 Da es el diámetro de la circunferencia que describe la punta de la arista al rotar el rodete, expresado en metros. Se puede determinar aproximadamente con la fórmula:

$$Da = Dp + 2 f.$$

- f Dimensión de la cuchara desde el eje del chorro de agua hasta la punta de la arista, en metros
 Ku es el coeficiente de velocidad tangencial definido en el subcapítulo 2.1.

En la Tabla No. 4 se puede observar el rango del número de cucharas que se obtiene para diferentes relaciones del diámetro del rodete con respecto al diámetro del chorro. (Dp/d).

TABLA No. 4
 NUMERO DE CUCHARAS EN FUNCION DE LA RELACION
 DIAMETRO DEL RODETE/DIAMETRO DEL CHORRO

Dp/d	Ku	NUMERO DE CUCHARAS	
		Z min	Z máx
15	0,471	21	27
14	0,469	21	26
13	0,466	20	25
12	0,463	20	24
11	0,460	19	24
10	0,456	18	23
9	0,451	18	22
8	0,445	17	22
7,5	0,441	17	21

Finalmente, para definir la orientación de la arista de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, se realiza un análisis de la trayectoria relativa del chorro de agua en la cuchara para encontrar la última posición del chorro lleno. En esta posición la arista debe estar ubicada en forma perpendicular al chorro, quedando definida su orientación. Este análisis puede realizarse en forma gráfica, tal como se muestra en la Figura No. 8, y consiste en trazar la trayectoria relativa a dos partículas, una ubicada en la parte superior del chorro y la otra en la parte inferior, desde el momento que toman contacto con las cucharas hasta que la abandonan. Estas trayectorias están definidas en la figura por dos arcos de círculo, cuya orientación la define la velocidad relativa Kw, en un plano paralelo al rodete.

Asumiendo una inclinación de la arista de la cuchara, esta tendrá que ser tangente a un círculo primitivo de centro C (ver figura No. 8).

La última gota del chorro completo para la primera cuchara, pasará por B, cuando la cuchara siguiente llegue a este punto. Para entonces Co estará a un paso C en el punto N. La trayectoria relativa de B, cortará a la arista en N1. Al llevar N1 con un arco de círculo con centro en C a N2, punto de intersección con la trayectoria del filete superior, N2 sería la posición absoluta de la intersección de la última gota, que ha pasado por B. Es decir la última posición media N3. En esta última posición, la arista debe ser perpendicular al chorro, en caso contrario se asume otra orientación y se repite en forma reiterativa el método gráfico explicado.

A partir de este análisis se ha determinado una fórmula empírica por tanteo que define el diámetro Do de una circunferencia con centro en C, cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de las cucharas.

Esta fórmula está en función del diámetro del rodete, diámetro del chorro y el número de cucharas, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Dp/Do = (7,87 (Dp/d) - 26)/Z$$

Definida la orientación de la cuchara se puede determinar el ángulo de talonamiento que es el formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de ésta de la misma cuchara (ver Figura No 7). En la Figura No. 8 este ángulo lo definen la recta tangente al círculo que define la orientación de la cuchara y la orientación de la velocidad relativa Kw.

En la tabla No. 5 se pueden encontrar los ángulos de talonamiento en función del número de cucharas y de la relación diámetro del rotor diámetro del chorro. Los valores indicados en dicha tabla se han calculado en base al análisis descrito y pueden ser modificados en función de los ensayos de laboratorio que se realicen con este tipo de turbinas.

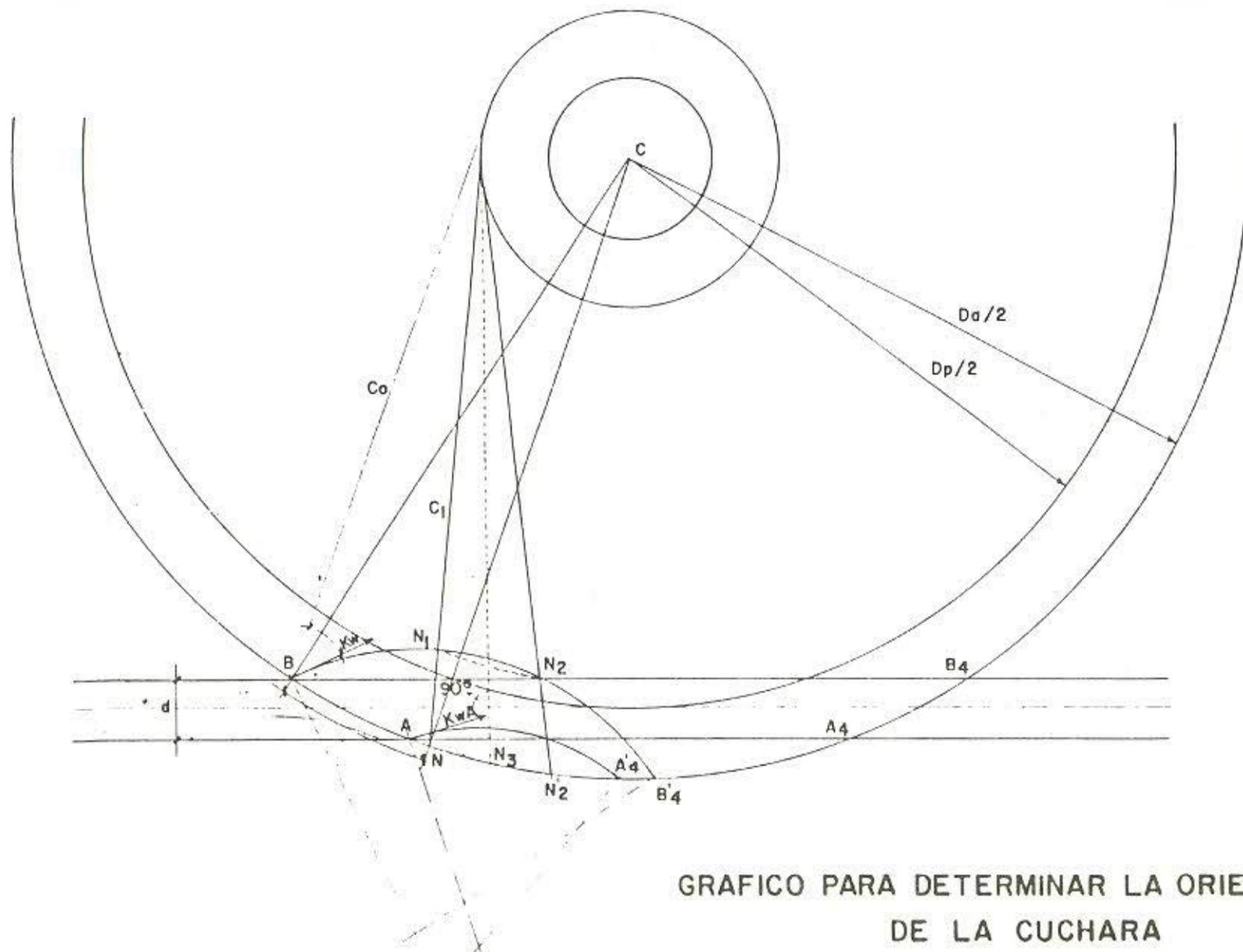


GRAFICO PARA DETERMINAR LA ORIENTACION
DE LA CUCHARA

Figura N° 8

T A B L A No. 5

ANGULOS DE TALONAMIENTO RECOMENDADOS γ_0

Dp/d	NUMERO DE CUCHARAS (Z)										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	38°	38°	37°	37°	36°	36°	35°	-	-	-	-
14	-	37°	37°	36°	35°	35°	34°	-	-	-	-
13	-	-	36°	36°	35°	34°	34°	33°	-	-	-
12	-	-	-	35°	34°	34°	33°	32°	-	-	-
11	-	-	-	35°	34°	33°	33°	32°	31°	-	-
10	-	-	-	-	34°	33°	32°	31°	30°	30°	-
9	-	-	-	-	-	34°	33°	32°	30°	30°	-
8	-	-	-	-	-	35°	34°	33°	31°	30°	29°
7,5	-	-	-	-	-	35°	34°	32°	31°	31°	29°

Para determinar la orientación del borde de la cuchara con respecto al centro del giro del rodete, se puede utilizar la siguiente relación práctica:

$$D_0'/D_p = (5,3 - 0,12 (D_p/d))/Z$$

En donde D_0' es el diámetro del círculo cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara.

Con esta relación se puede obtener el valor del ángulo β_4 , de la Figura No. 7, el cual se puede determinar de la siguiente forma:

$$\beta_4 = \beta' - \beta''$$

En donde:

$$\beta' = \text{arc sen } (Z / (7,87 (D_p/d) - 26))$$

$$\beta'' = \text{arc sen } ((5,3 - 0,12 (D_p/d))/Z)$$

Con estas fórmulas se elaboró la Tabla No. 6 que indica el valor del ángulo β_4 en función de la relación D_p/d y del número de cucharas del rodete.

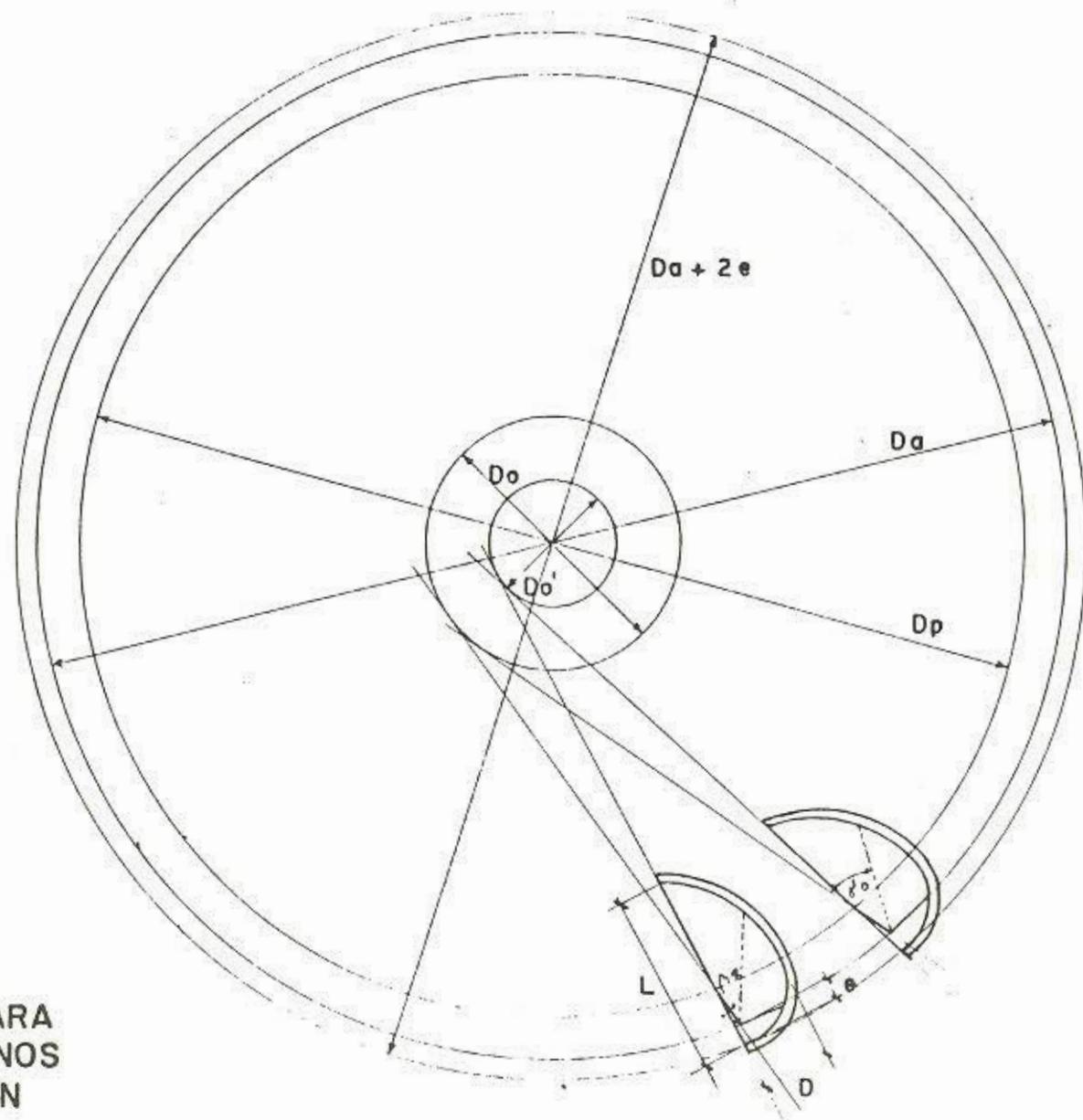
T A B L A No. 6

VALOR DEL ANGULO β . EN LA CUCHARA DEL RODETE

Dp/d	NUMERO DE CUCHARAS										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	10°	9°	8°	7°	6°	5°	4°	-	-	-	-
14	-	10°	9°	8°	7°	6°	5°	-	-	-	-
13	-	-	11°	9°	8°	7°	6°	4°	-	-	-
12	-	-	-	11°	10°	9°	7°	6°	-	-	-
11	-	-	-	14°	12°	11°	9°	8°	6°	-	-
10	-	-	-	-	16°	14°	12°	11°	9°	7°	-
9	-	-	-	-	-	18°	16°	14°	12°	10°	-
8	-	-	-	-	-	25°	23°	20°	18°	15°	13°
7,5	-	-	-	-	-	30°	27°	27°	22°	19°	16°

La orientación de las cucharas y su ángulo de talonamiento son factores determinantes para obtener buenas eficiencias en Turbinas Pelton y también influyen en la confiabilidad de las cucharas, porque un desgaste excesivo de la punta de la arista se puede deber a un inadecuado ángulo de talonamiento.

En las figuras 9 y 10 se muestra un método gráfico, mediante el cual se pueden elaborar los planos de las cucharas y del rodete de las turbinas. Este método se basa en los cálculos hidráulicos definidos en el presente capítulo.



METODO GRAFICO PARA
ELABORAR LOS PLANOS
DEL RODETE PELTON

Figura Nº 9

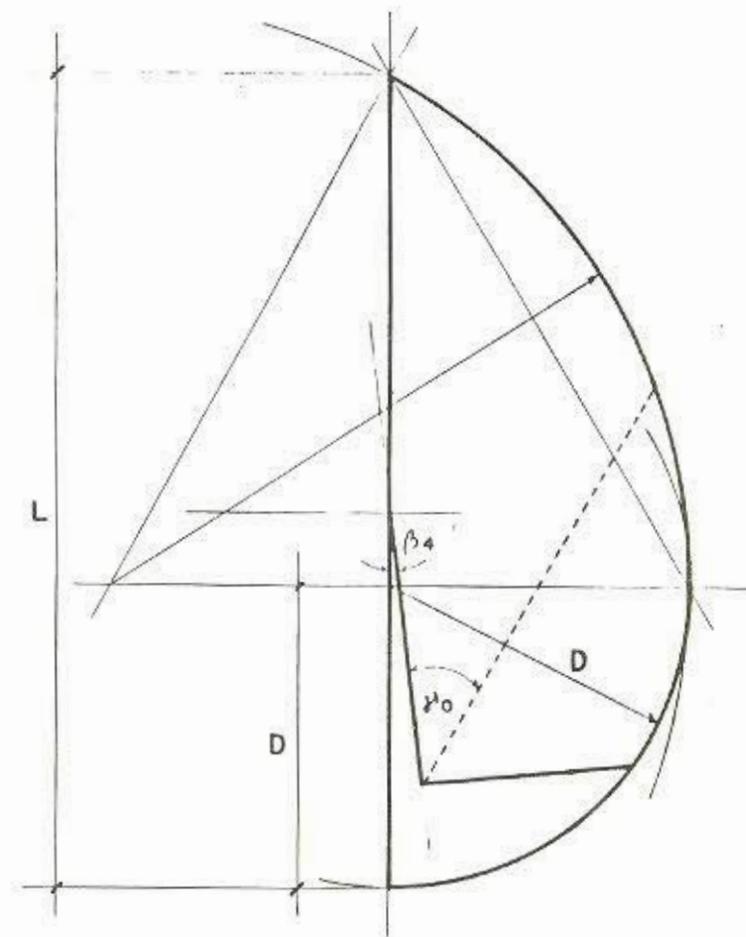
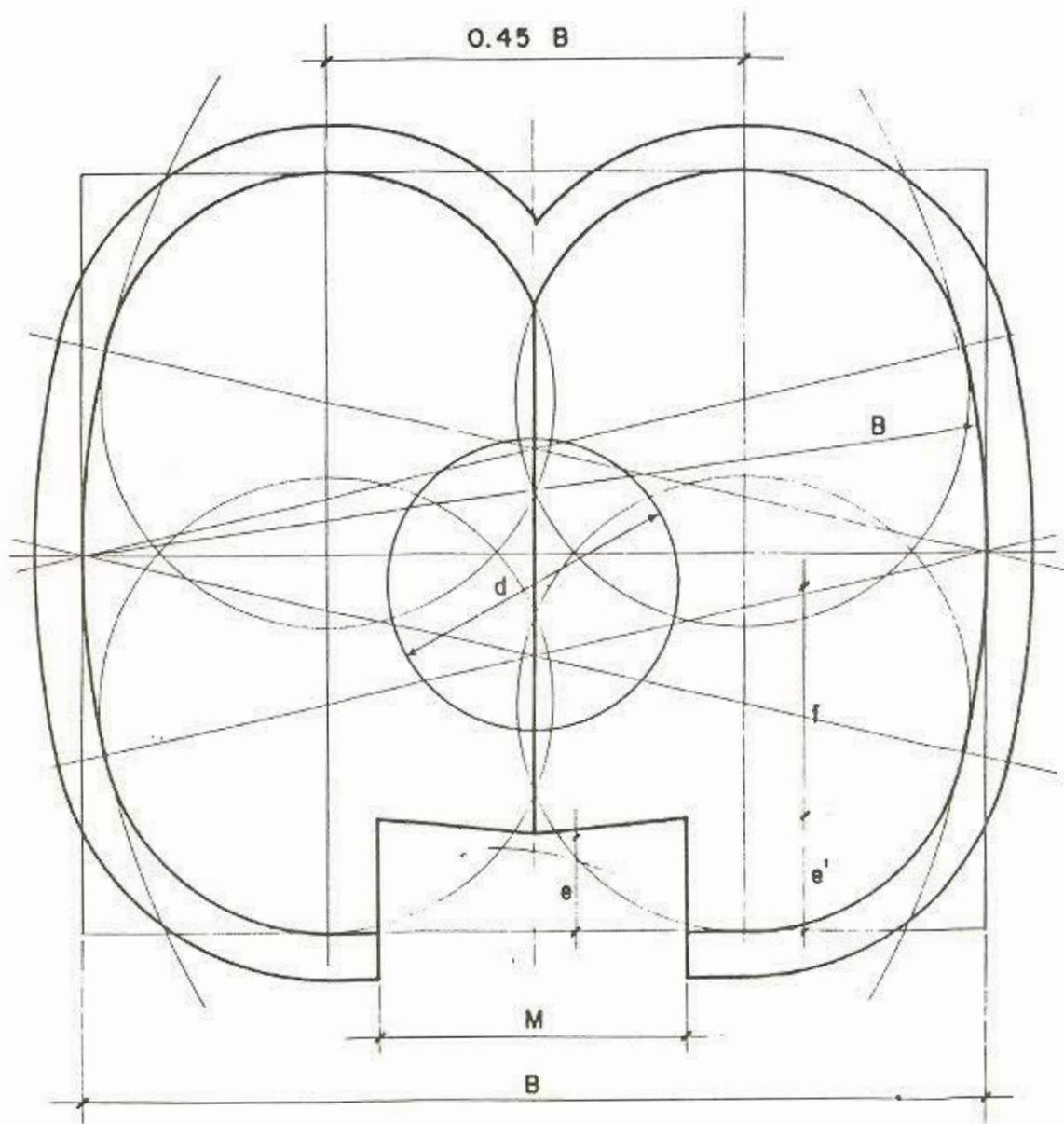


Figura Nº 10

METODO GRAFICO PARA ELABORAR LOS PLANOS DE LAS CUCCHARAS PELTON

5. DISEÑO DE DETALLE Y CALCULOS MECANICOS

El diseño de detalle de la Turbina Pelton, tiene por objeto definir las dimensiones de cada una de las piezas que la conforman. Este diseño debe considerar las diferentes alternativas de producción para cada pieza, sistemas adecuados para su ensamble, aspectos relativos a buenos sistemas de lubricación y hermeticidad para evitar fugas externas de agua.

Los cálculos mecánicos se realizan para definir si la resistencia del material utilizado para cada pieza es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se la solicita, como un complemento del diseño de detalle y en muchos casos también sirven para definir la geometría final de cada pieza. Es necesario señalar que en algunas ocasiones estos cálculos se dejan de lado, sobre todo si los esfuerzos en una pieza son mínimos, por lo tanto, su dimensión queda determinada más bien por los procesos de fabricación.

En este capítulo se presenta una explicación de los criterios utilizados para definir la geometría de las piezas que conforman una Turbina Pelton, las que están plasmadas en una serie de planos que se muestran en el Anexo No. 2, correspondientes a una serie de turbinas estandarizadas. Se debe señalar que es posible modificar o desarrollar muchas variantes con respecto al diseño que se presenta, de acuerdo a los criterios que el ingeniero o técnico que utilice este Volumen considere más adecuado para cada caso particular.

Para una mejor explicación, se hará referencia al plano donde se presenta cada pieza y en algunos casos se indicarán las fórmulas que se recomienda utilizar para realizar los cálculos mecánicos correspondientes.

Por ejemplo: en el plano 1/18 se puede apreciar la vista general y un corte de una Turbina Pelton de dos toberas que se acopla a la tubería de presión mediante una bifurcación, la que se debe diseñar para cada caso particular, con el criterio de minimizar las pérdidas de presión, tomando en cuenta las dimensiones, posición e inclinación de la tubería de presión, así como el espacio disponible en la casa de máquinas.

En el corte A-A se puede apreciar el detalle de montaje del rodete sobre un eje apoyado en dos rodamientos, los cuales están ubicados en unos soportes fijados mediante pernos a los costados de la estructura base de la turbina. Se recomienda que la dimensión del ancho interno de la carcasa sea mayor o igual a quince veces el diámetro del chorro de la tobera, a fin de evitar que el agua que sale de las cucharas choque con las paredes y realice una acción de frenado hidráulico al salpicar contra las cucharas.

En el plano 2/18 se puede observar la ubicación de las dos toberas alineadas con ejes perpendiculares entre sí. También se detalla el mecanismo de regulación del deflector, el ensamblaje

de las toberas con la estructura base y el soporte superior. Igualmente se puede observar la ubicación de un desviador de flujo cuya función principal es la de evitar que el agua que sale de la cuchara, por efecto de la tobera superior, interfiera con el chorro que orienta la tobera inferior.

Un detalle importante lo constituye la ubicación que debe tener la tobera con respecto al rodete, para que se aproveche al máximo la velocidad del chorro de agua; en este aspecto se recomienda instalar la boca de salida de la tobera lo más cercana posible al rodete, tratando de no exceder 2,5 veces el diámetro del chorro.

Finalmente en el plano 3/18 se muestra el montaje general de una Turbina Pelton de una sola tobera, en donde se aprecia la ubicación de una nueva carcasa, diferente a la mostrada en los planos anteriores.

5.1. Diseño y cálculo del Inyector

Los planos 5/18 a 9/18 detallan el diseño de un inyector para Turbinas de acción tangencial, los cuales toman como referencia el plano 5/18 que muestra un ensamble general de todas las piezas que conforman la tobera.

Los planos 6/18 y 7/18 muestran la geometría de tres elementos que conforman el inyector. El primero de ellos es el tramo recto que está formado por un tubo circular que posee dos bridas de igual dimensión en sus extremos, en las cuales se acoplarán la boquilla y el codo de sección variable del inyector. El tramo recto también posee una brida intermedia que le permite fijarse a la pared de la estructura base de la turbina, garantizando con ello un adecuado alineamiento del inyector con respecto al rodete.

Para determinar el espesor mínimo que debe tener las paredes del tramo recto se debe aplicar la fórmula siguiente:

$$e_{\min} = \frac{P_i \cdot d_2}{2 (S_d E_o - 0,6 P_i)}$$

En donde:

- e_{\min} es el espesor mínimo de la pared, en m.
- P_i es la presión interna máxima a la que estará sometido el inyector en Kg/m^2 .
- d es el diámetro interno en la entrada del inyector en metros.
- S_d es el esfuerzo de diseño del material utilizado en la fabricación de este elemento. Se estima en un valor igual al 66% del esfuerzo de fluencia, expresado en kg/m^2 .
- E_o es un factor que contempla los acabados de fabricación y tolerancia por corrosión, su valor está comprendido entre 0,6, y 0,8.

En el plano 7/18 se puede observar la geometría de la aguja, que consiste en una barra de sección circular, llamada vástago, que tiene acoplado en su extremo un bulbo, cuya geometría garantiza una buena conducción del flujo a la salida de la tobera y un adecuado cierre de la misma. Generalmente se diseña el bulbo para que pueda ser sustituido cada vez que se desgaste por efecto de la erosión. En algunos casos está diseñado para que se sustituya sólo la punta, por ser esta zona la más afectada por el desgaste (ver la Figura No.11). La parte roscada de la aguja permite su acoplamiento con los mecanismos del regulador de velocidad.

En la mayoría de los casos, el vástago de la aguja se protege de la erosión montando en él un tubo de pared delgada, que se puede sustituir cada vez que se requiera.

Los cálculos mecánicos que se pueden realizar para complementar el diseño de la aguja, están basados en la hipótesis de que la aguja está sometida a una tracción constante, al tratar permanentemente de reducir el flujo en el inyector. Esta afirmación sólo se cumple cuando el diámetro del vástago es menor que el diámetro de la sección de salida del inyector, es decir:

$$\text{Cuando } dv < dt$$

El esfuerzo a que está sometida la aguja en el momento de la apertura está dada por:

$$S_a = \frac{1000 H (dt^2 - dv^2)}{dv^2}$$

En donde:

- S_a es el esfuerzo en la aguja, en kg/m²
- H es el salto bruto de la central, en metros.
- dt es el diámetro de la boca de salida de la tobera.
- dv es el diámetro del vástago de la aguja.

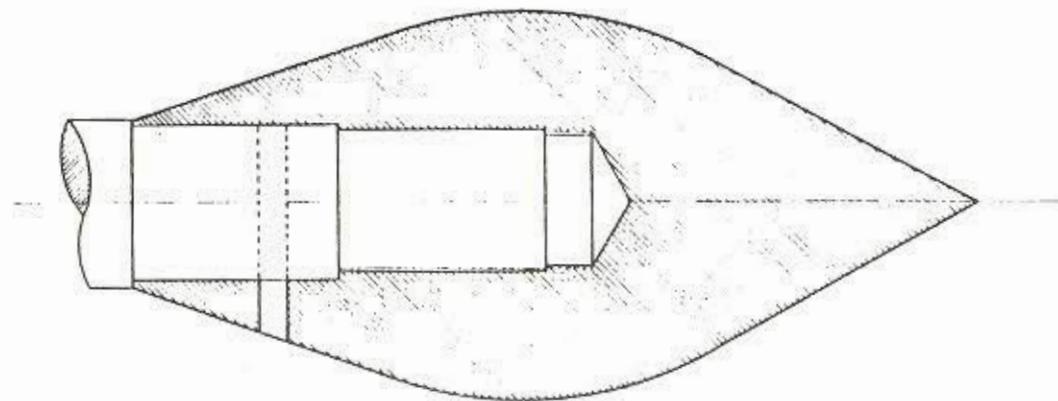
El esfuerzo resultante en la aguja debe cumplir la siguiente relación:

$$S_e < 0,66 S_y$$

En donde:

- S_y es el esfuerzo de fluencia del material utilizado en la fabricación de la aguja.

El tercer elemento, que se observa en el plano 7/18, es un cojinete que se ubica en el tramo recto de la tobera y cuyas funciones son las de soportar la aguja y la de operar como un cojinete de deslizamiento. Su geometría también permite conducir



ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE PUNTAS DE
AGUJAS PELTON

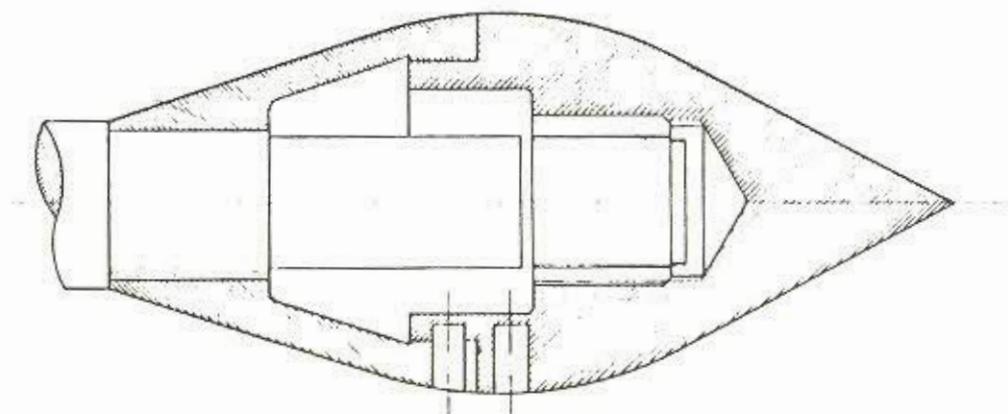


Figura Nº II

adecuadamente el flujo dentro del inyector, al poseer cuatro álabes rectos afilados en sus extremos.

En el plano 8/18, se puede observar tres elementos más que conforman el inyector. El primero de ellos lo constituye una tobera propiamente dicha, diseñada de forma tal que permita acoplarse al tramo recto y a la boquilla de la tobera, que se constituye en el segundo elemento de este plano. Esta tobera también está diseñada para que soporte el deflector.

La boquilla es un elemento que puede sustituirse cada vez que la erosión del agua la desgaste. Esto mismo ocurrirá con el deflector, que está conformado por un álabe cuya función es cortar el chorro de agua, para desviar parte de él y de esta forma regular el caudal que ingrese al rodete. El deflector se acopla a la tobera mediante un perno pivote de bronce fosforoso, en el cual se adaptan espaciadores del mismo material, con el objeto de ensamblar el deflector en forma correcta.

En el diseño de estos elementos se debe considerar la selección de los pernos de las bridas en forma tal que les permitan acoplarse con los otros elementos de la tobera.

Finalmente el plano 9/18, presenta el detalle del diseño del codo de sección variable, mediante el cual se acopla la tubería de presión a la turbina. Este elemento tiene prevista la instalación de un cojinete de deslizamiento y un sistema de prensaestopa que permiten alojar la aguja del inyector, lograr un adecuado desplazamiento de la misma y evitar fugas externas. El cálculo mecánico de este elemento se basa en la fórmula que define el espesor mínimo de pared del inyector, señalada al describir el tramo recto de la tobera.

5.2. Diseño y cálculo del rodete

En el capítulo anterior se pudo observar que las dimensiones del rodete estaban definidas principalmente por la relación diámetro primitivo/ diámetro del chorro. Esta relación define también el diseño de detalle del rodete Pelton, principalmente en lo que se refiere a la fijación de las cucharas del disco. Es así que se recomienda utilizar rodetes fundidos en una sola pieza, cuchara y disco, cuando la relación (D_p/d) es menor o igual a 12. En los casos en que por limitaciones de infraestructura productiva no se puedan producir rodetes de una sola pieza, se recomienda utilizar cucharas empernadas a un disco cuando la relación (D_p/d) sea mayor de 12.

La principal ventaja que presenta un rodete fundido en una sola pieza, es que con ellos se pueden obtener diámetros pequeños de rodete, lo que a su vez permite utilizar generadores de mayor velocidad, los cuales son más económicos. En cambio los rodetes con cucharas empernadas tienen la ventaja de permitir la sustitución de algunas cucharas que, por desgaste o deficiencia de producción no pueden operar eficientemente.

El límite inferior fijado para los rodetes con cucharas empernadas, se ha determinado en base a las dificultades que existen para ubicar los pernos en un espacio reducido, los cuales deben ser más robustos cuando los diámetros sean pequeños.

En el plano 10/18, se puede observar un rodete con cucharas empernadas, que posee una relación diámetro Pelton a diámetro de chorro igual a 15. En este plano se aprecia el disco y cubo que permite su montaje en el eje de la turbina y en el disco se pueden observar perforaciones para la ubicación de los pernos. Cuando se ensamblan las cucharas, éstas se pueden asegurar entre sí mediante unas cuñas que se ubican entre ellas.

En el plano 11/18, se puede apreciar un rodete fundido en una sola pieza, para una relación diámetro primitivo a diámetro de chorro igual a 7,5.

Para determinar las dimensiones del cubo del rodete se deberá considerar el diámetro del eje de la turbina. Se recomienda que el diámetro del cubo sea dos veces el diámetro del eje y que la longitud del mismo, que define la longitud del canal chavetero, sea igual a 1,3 veces el diámetro del eje.

Los pernos del rodete deberán seleccionarse en base a la fuerza máxima que desarrolla el chorro de agua sobre las cucharas, la cual se expresa con la siguiente fórmula:

$$F = 102 Q_0 C^2 (\cos \beta_1 + 1)$$

En donde:

- F es la fuerza máxima sobre la cuchara, en kg.
- Q_0 es el caudal máximo en cada tobera, en m^3/seg .
- C la velocidad del chorro en m/seg .
- β_1 el ángulo de la cuchara en el punto de salida

Los planos 12/18 y 13/18 muestran la geometría de las cucharas que se empernan al disco para una relación diámetro primitivo a diámetro de chorro igual a 15. En estos planos se muestran las dimensiones principales y algunas secciones de la cuchara, que pueden servir para la confección de los modelos de fundición utilizados en el proceso de producción.

El plano 14/18 muestra la geometría de la cuchara para un rodete fundido con la relación diámetro primitivo a diámetro de chorro igual a 7,5. Esta relación permite obtener los rodetes más pequeños que pueden satisfacer el rango de operación de la Turbina Pelton. También en estos planos se muestran diferentes cortes transversales de la cuchara.

Al diseñar las cucharas, es importante considerar la geometría de su parte posterior, sobre todo en la zona opuesta a la arista, por tener una significativa influencia en la eficiencia de la turbina.

5.3. Cálculo y diseño del eje

En el plano 15/18 se puede observar la geometría del eje de la turbina, el cual posee diferentes escalonamientos que corresponden a los diámetros en los que se ubicarán el rodete, los rodamientos, el acoplamiento al sistema de transmisión turbina-generador y los retenes o sellos que protegen a los rodamientos.

Para diseñar el eje es necesario determinar primeramente su diámetro, el cual se puede calcular utilizando un diagrama típico de fuerzas y momentos que se presentan en los ejes de Turbinas Pelton. Este diagrama se puede observar en la Figura No. 12.

Para determinar el diámetro del eje d_e , en metros, se puede aplicar la siguiente expresión:

$$d_e^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

En donde:

M_{\max} es el momento flector máximo que se presenta en el eje en kg - m; se obtiene de la Figura No. 12.

$$M_{\max} = F r l_0 / 4$$

donde:

l_0 es la distancia entre rodamientos en los que se apoya el eje, en metros; y

$$F r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

siendo:

$$\begin{aligned} F_x &= F (\sin \alpha + \cos \alpha) \\ F_y &= F (\cos \alpha + \sin \alpha) + P_r \end{aligned}$$

además:

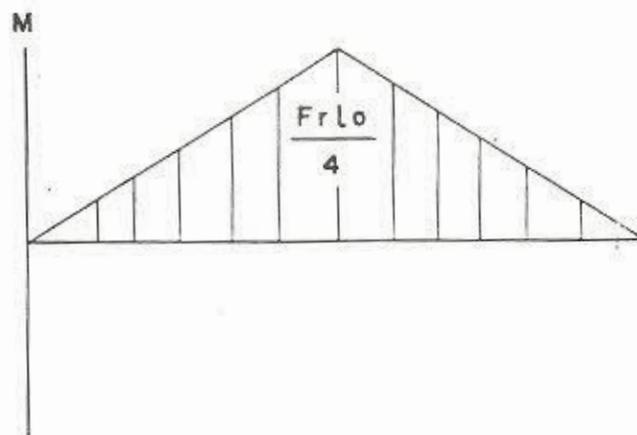
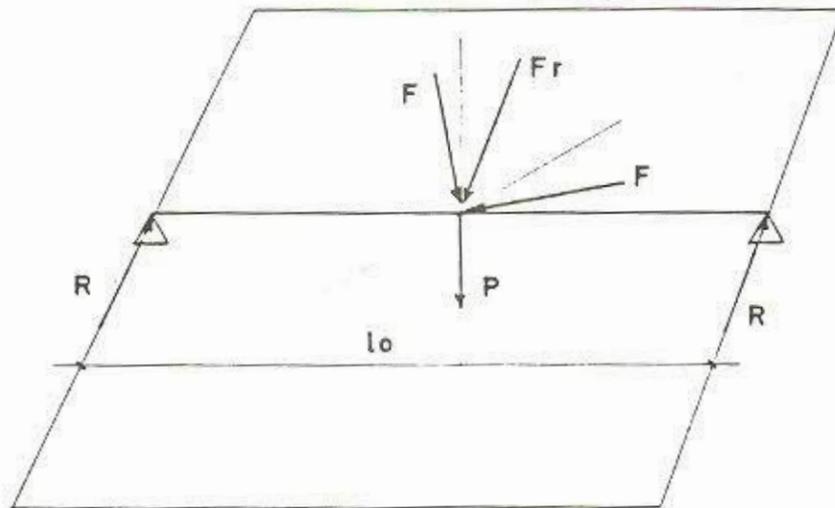
$$F = \frac{974 P_t}{D_p N}$$

y P_r = es el peso estimado del rodete de kg.

P_t = es la potencia de la turbina, en kW.

N = el número de revoluciones en RPM

T_{\max} = es el momento torsor máximo que se presente en el eje en kg-m, y se puede determinar con la expresión.



DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS EN EL EJE DE TURBINAS PELTON

Figura Nº 12

$$T_{\max} = \frac{974 P_T}{N}$$

Km es el factor de momento flector para carga estable, se puede estimar con un valor de 1,5.

Kt es el factor de momento torsor para carga estable, se puede estimar con un valor de 1,0.

Sd es el esfuerzo de diseño del material utilizado para el eje en Kg/m² y se estima como un 20% del valor del esfuerzo de fluencia cuando se utiliza con canal chavetero.

Luego de calcular el diámetro del eje, se procede a determinar su velocidad crítica, utilizando la fórmula siguiente:

$$N_{\text{crit}} = \frac{29,88}{\sqrt{y}}$$

En donde:

$$y = \frac{P_T \cdot 10^3}{48 E I}$$

En esta fórmula:

E es el módulo de elasticidad del material del eje y posee un valor aproximado a $2,1 \times 10^9$ Kg/m²

I es el momento de inercia de la sección del eje en m⁴ y se determina mediante la fórmula siguiente:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Al sustituir valores se obtiene la primera velocidad crítica del eje, la cual se recomienda debe ser superior en un 40% a la velocidad máxima que pueda alcanzar el rodete de la turbina, cuando opera a plena apertura de la tobera y se le retira la carga de freno. Esta velocidad se denomina velocidad de embalamiento y está comprendida entre 1,7 y 1,9 veces la velocidad nominal de la turbina. En caso que la velocidad crítica fuera excesivamente elevada, será necesario reducir la deflexión estática del eje, mediante un incremento de su diámetro o si fuera posible, reduciendo la distancia entre apoyos. Para definir los escalonamientos del eje se requiere considerar los diámetros comerciales de los mismos y los diámetros internos de los retenes y rodamientos. Los canales chaveteros del eje se dimensionan considerando chavetas comerciales de sección cuadrada, con un ancho igual a la cuarta parte del diámetro del eje y una longitud comprendida entre 1,2 y 1,3 veces el diámetro del eje. Las demás dimensiones del eje se obtienen al considerar su montaje con las

demás piezas de la turbina.

5.4. Diseño del soporte de rodamientos

Para el diseño de los soportes de rodamiento se requiere determinar las dimensiones del rodamiento que se utilizará. Para ello es necesario seleccionarlo tomando como referencia su capacidad de base dinámica, que está dada por:

$$C = (X F_o + Y F_a) \left[\frac{60 N L_h}{10} \right]^P$$

donde:

- C es la capacidad de base dinámica requerida para el rodamiento, expresada en kg
- X es un coeficiente radial del rodamiento, considerado como 1.
- Y es el coeficiente axial del rodamiento, que para el caso de la Turbina Pelton no se utiliza por no existir carga axial F_a .
- F_a Carga axial igual a 0
- N es el número de revoluciones por minuto a las que gira la Turbina.
- Lh es la duración nominal en horas de funcionamiento
- P es 1/3 para rodamientos de bolas y 3/10 para rodamientos de rodillos.
- F_o es la carga radial sobre el rodamiento, determinada del diagrama de fuerzas y momento de la figura No. 12

$$F_o = \frac{F_r}{2}$$

Con la capacidad de base dinámica, el diámetro del eje obtenido y el número máximo de revoluciones, se selecciona el rodamiento de los catálogos comerciales.

El soporte de rodamientos se diseña con las dimensiones del rodete seleccionado. En el plano 16/18, se puede observar el diseño de un soporte de rodamiento, donde se puede apreciar que se ha previsto el alojamiento de retenes o sellos, uno de ellos es para agua y los otros dos para grasa. Entre los dos sellos de grasa existe una cavidad en donde se ubicará el rodamiento, y el espacio contemplado considera la posibilidad de ubicar anillos que fijen el rodamiento en una sola posición o que uno de ellos quede libre para que se deslice, en el caso de existir dilatación por efecto de cambios de temperatura.

Las dimensiones del soporte se obtienen también considerando los diámetros del eje y el trabajo eficiente de los sellos o retenes.

5.5. Diseño del mecanismo de regulación

La regulación de la Turbina Pelton se realiza a través de la aguja y el deflector y la sincronización de estos dos depende principalmente del tipo de regulador de velocidad que se acople a la turbina. En la Figura No.13 se muestran algunos diseños de sistema de regulación de Turbina Pelton.

En el presente Volumen se presenta el mecanismo que acciona el deflector de la tobera, el cual al igual que la aguja, se deberá acoplar al sistema de regulación de velocidad que se seleccione para la turbina. El diseño de los sistemas de regulación forma parte del contenido de otros Volúmenes del Manual.

5.6. Diseño de la carcasa y estructura base

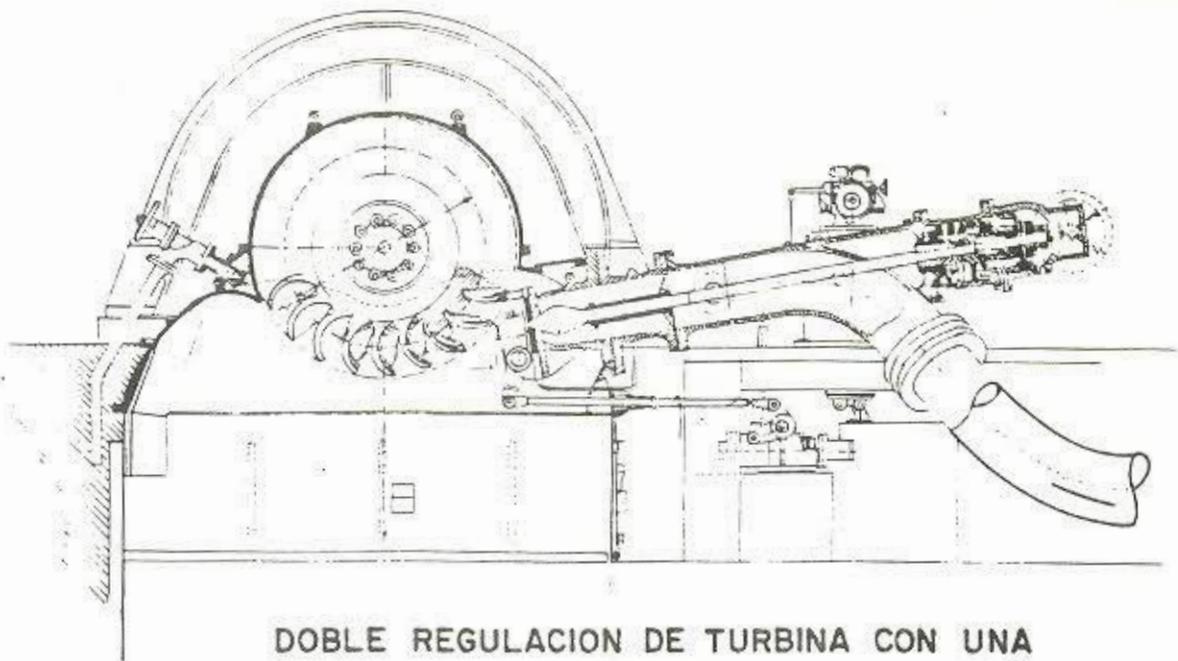
La geometría de la carcasa depende principalmente del número de toberas que se utilicen en la turbina. El diseño que se propone en el presente Volumen contempla la posibilidad de diseñar Turbinas Pelton de una o dos toberas como máximo. Ver planos 17/18 y 18/18.

En el diseño de la base, carcasa y estructura soporte del inyector se debe considerar que el ancho interno de las mismas, debe ser igual o mayor a 15 veces el diámetro del chorro.

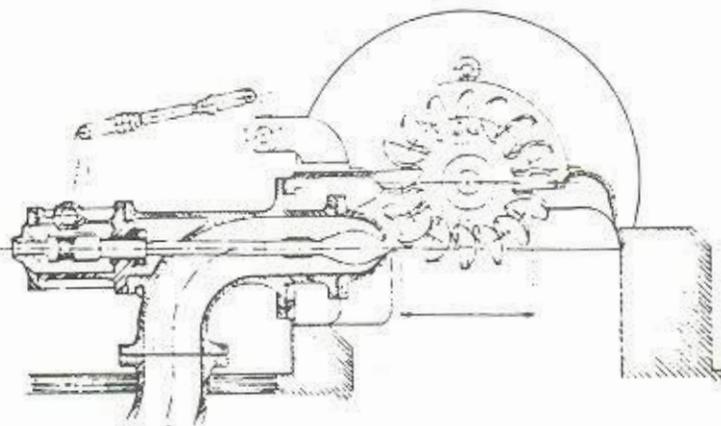
En la estructura base también se ha previsto la ubicación de un desviador de flujo, mostrado en el plano 15/18, cuya función principal es la de evitar que el agua que sale del rodete por efecto de la tobera superior interfiera al flujo del chorro que sale de la tobera inferior.

En general, en los diseños que se han mostrado ha primado el criterio de darle una adecuada rigidez estructural a cada pieza, porque de ello dependerá la vida útil de la turbina.

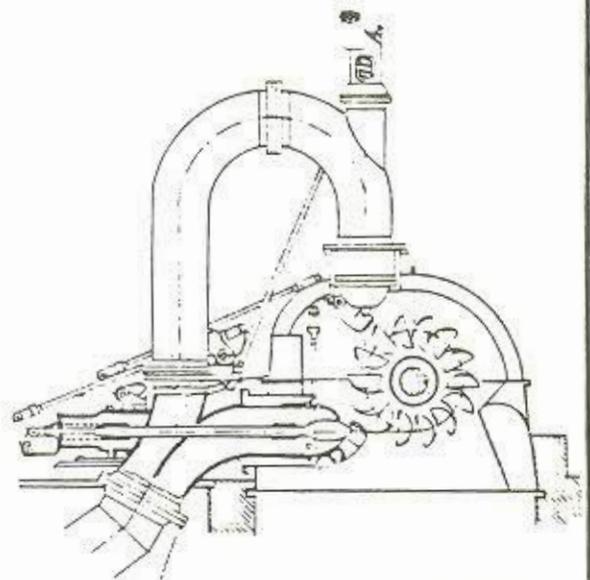
Finalmente se indica la necesidad de utilizar empaquetaduras en el ensamble de las piezas de la Turbina Pelton, sobre la carcasa, con el fin de evitar fugas de agua.



DOBLE REGULACION DE TURBINA CON UNA TOBERA



REGULACION CON AGUJA



DOBLE REGULACION CON DOS TOBERAS



REGULACION MANUAL



REGULACION POR AGUJA

SISTEMAS DE REGULACION DE TURBINAS PELTON

Figura Nº 13

6. ESTANDARIZACION Y SELECCION

En la actualidad muchos de los fabricantes de turbinas hidráulicas han optado por definir series estandarizadas de las mismas, como una forma de reducir sus costos de ingeniería y producción. La estandarización de turbinas consiste en diseñar un número determinado de tamaños de las mismas, de forma tal que se complementan y satisfagan un cierto campo de aplicación, dependiendo éste del tipo de turbina que se produzca.

Entre otras ventajas que ofrece la estandarización de turbinas, se debe mencionar la posibilidad de identificar piezas que pueden utilizarse en diferentes tamaños de turbinas estandar, y de esta forma disponer de repuestos estandarizados.

La estandarización de turbinas se fundamenta en la aplicación de la teoría de semejanza, la cual se utiliza para predecir su comportamiento cuando la turbina opera con condiciones de salto y caudal diferentes a los de su diseño. Entre otros criterios también se aprovecha la característica de toda turbina, que garantiza buenas eficiencias en un amplio rango de carga parcial y de número de revoluciones de operación. Esto se puede observar en las Figuras No. 2 y No. 14.

En este capítulo, se proponen criterios mediante los cuales se pueden establecer series de turbinas estandarizadas y también se desarrolla un caso particular de estandarización de Turbinas Pelton que incluye el diseño de detalle de cada turbina comprendida en la serie estandarizada. Este diseño se resume en el Anexo No.2, en donde se presentan los planos con las tablas de dimensionamiento para cada pieza de la turbina.

Considerando que normalmente las instituciones que desarrollan proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas realizan la selección de turbinas, en este capítulo se dan también algunas recomendaciones para seleccionar y/o reubicar turbinas en proyectos específicos.

6.1. Estandarización

Para establecer series estandarizadas de Turbinas Pelton se utilizan las fórmulas presentadas en el primer capítulo del presente volumen del manual, relativas al número específico de revoluciones y al número óptimo de revoluciones, las cuales se indican a continuación:

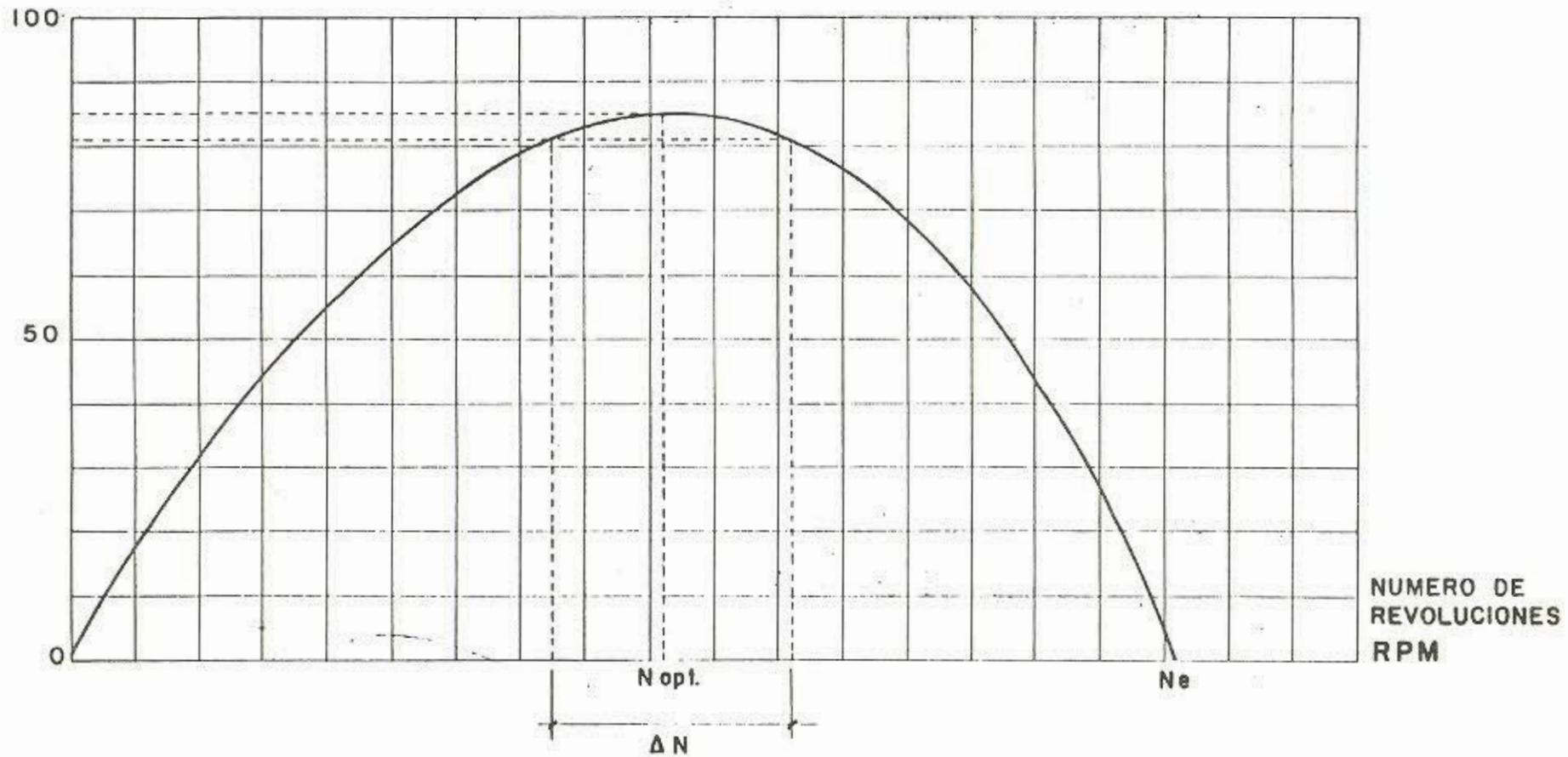
$$Nq = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

donde:

$$N = \frac{84,54 Ku^1 H^{1/2}}{Dp}$$

EFICIENCIA

η



CURVA CARACTERISTICA EFICIENCIA - RPM DE UNA
TURBINA PELTON

Figura N° 14

$$Ku' = 0,49 - 0,0072 Nq/i^{1/2}$$

De estas expresiones se obtiene la relación

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left[\frac{Dp \quad Nq}{84,54 \quad Ku'} \right]^2 = \text{constante}$$

Esta relación indica que cuando se diseña una Turbina Pelton al definir su diámetro también se define su número específico de revoluciones, el cual determina las dimensiones de la turbina. Por estas razones, desde el punto de vista hidráulico, la turbina podrá operar teóricamente con igual eficiencia, bajo todas las condiciones de salto y caudal que cumplan con la relación indicada.

Como se puede observar, esta expresión corresponde a una de las leyes de semejanza de turbinas, la cual se expresa por:

$$\frac{Q1}{\sqrt{H1}} = \frac{Q2}{\sqrt{H2}}$$

Con esta expresión se pueden determinar los caudales máximos que se obtendrían con la misma turbina cuando se la instale en diferentes saltos. Al graficar estas combinaciones de salto y caudal máximo, se obtiene un gráfico similar al de la Figura No. 15 que muestra una recta que define la capacidad máxima de la turbina para cada salto.

Al operar una turbina a carga parcial, se pueden satisfacer todas las combinaciones de salto y caudal que se encuentren en la zona ubicada a la izquierda de la recta definida en la Figura No. 15.

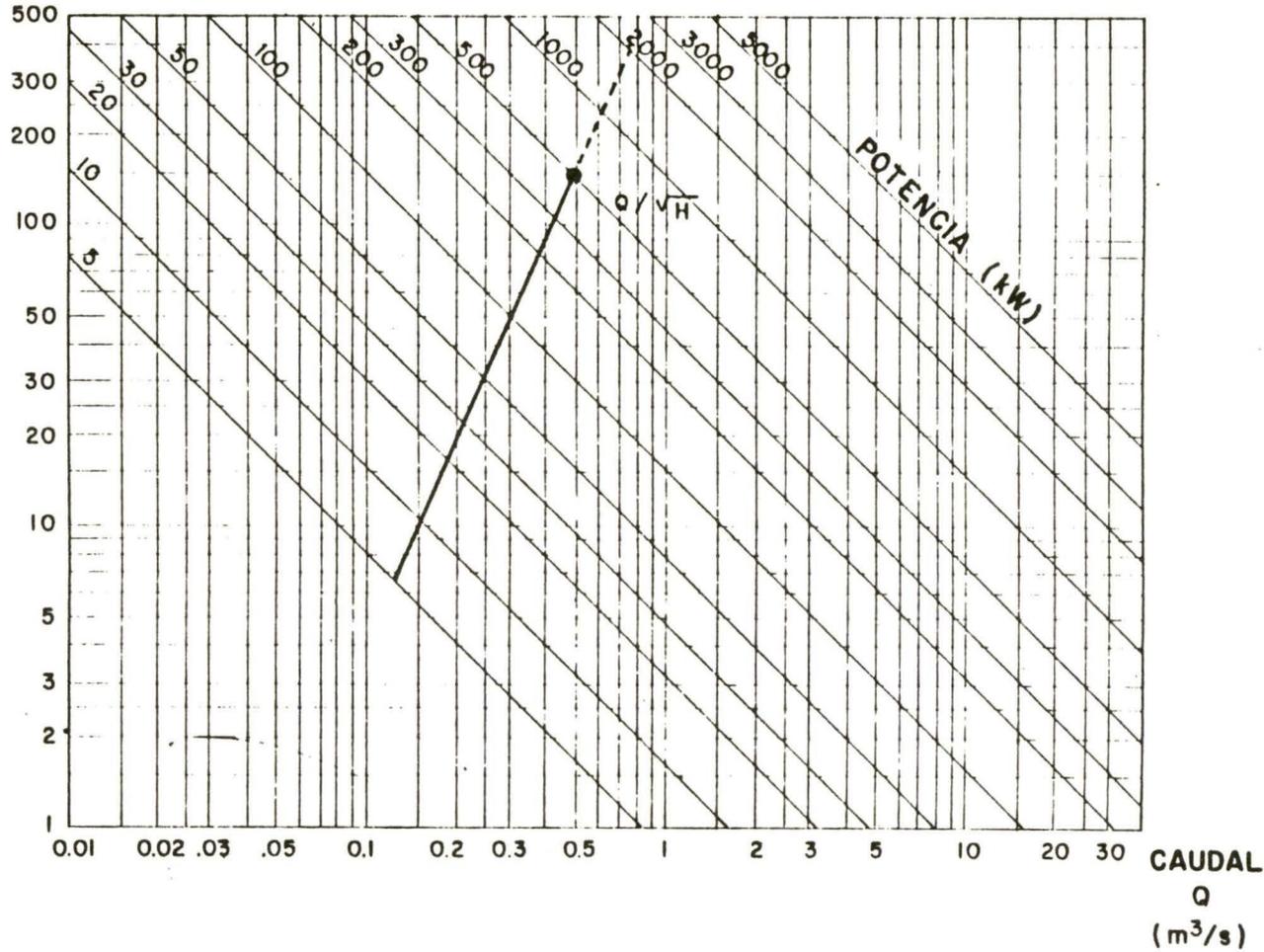
Al establecer un límite de porcentaje de carga parcial, con el criterio de obtener una buena eficiencia cuando la turbina satisfaga la máxima demanda de la central, se pueden definir áreas de aplicación para diferentes tamaños de Turbinas Pelton que se complementen y puedan aprovechar todos los recursos hidroenergéticos ubicados dentro de un rango de aplicación, definido previamente.

En la Figura No. 16 se presenta un ejemplo de estandarización de Turbinas Pelton, en donde se emplea el criterio de utilizar un límite inferior de 70% de carga parcial para definir los tamaños estandar. Esta estandarización determina un rango definido de aplicación de este tipo de turbina.

Los criterios expuestos solo definen los parámetros para el diseño hidráulico de cada tamaño de Turbinas Pelton estandarizada. Para definir los parámetros del diseño mecánico, se puede considerar la alternativa de realizar una estandarización en donde se contemple una transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, o la alternativa de acoplar la turbina

SALTO

H
(m)

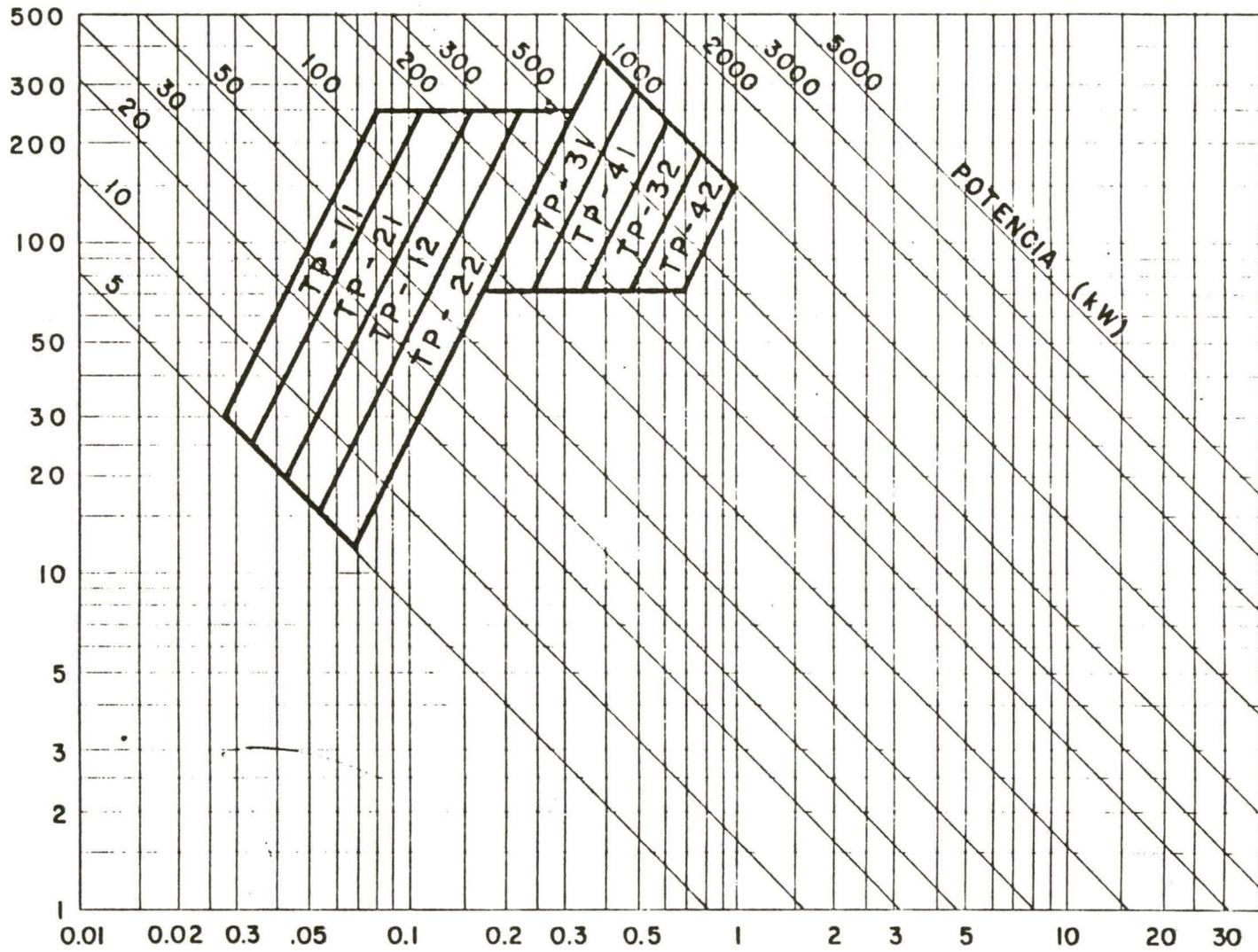


CAPACIDAD MAXIMA DE UNA TURBINA PARA DIFERENTES SALTOS

Figura Nº 15

SALTO

H
(m)



POTENCIA (kW)

CAUDAL
Q
(m³/s)

EJEMPLO DE ESTANDARIZACION DE TURBINAS PELTON CONSIDERANDO TRANSMISION POR BANDAS O ENGRANAJES

Figura Nº 16

directamente al eje del generador.

Cuando se selecciona la alternativa de utilizar una transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, los parámetros para el diseño mecánico se pueden definir con el criterio de que los materiales que se utilizarían en la fabricación de la turbina y las dimensiones de los diversos elementos puedan satisfacer los esfuerzos que se presenten cuando operen con el mayor salto previsto en la estandarización. En este caso se recomienda operar la turbina con su número de revoluciones óptimo, correspondiente al salto con que se le instale. La estandarización mostrada en la Figura No. 16 es un ejemplo donde se prevé una transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador.

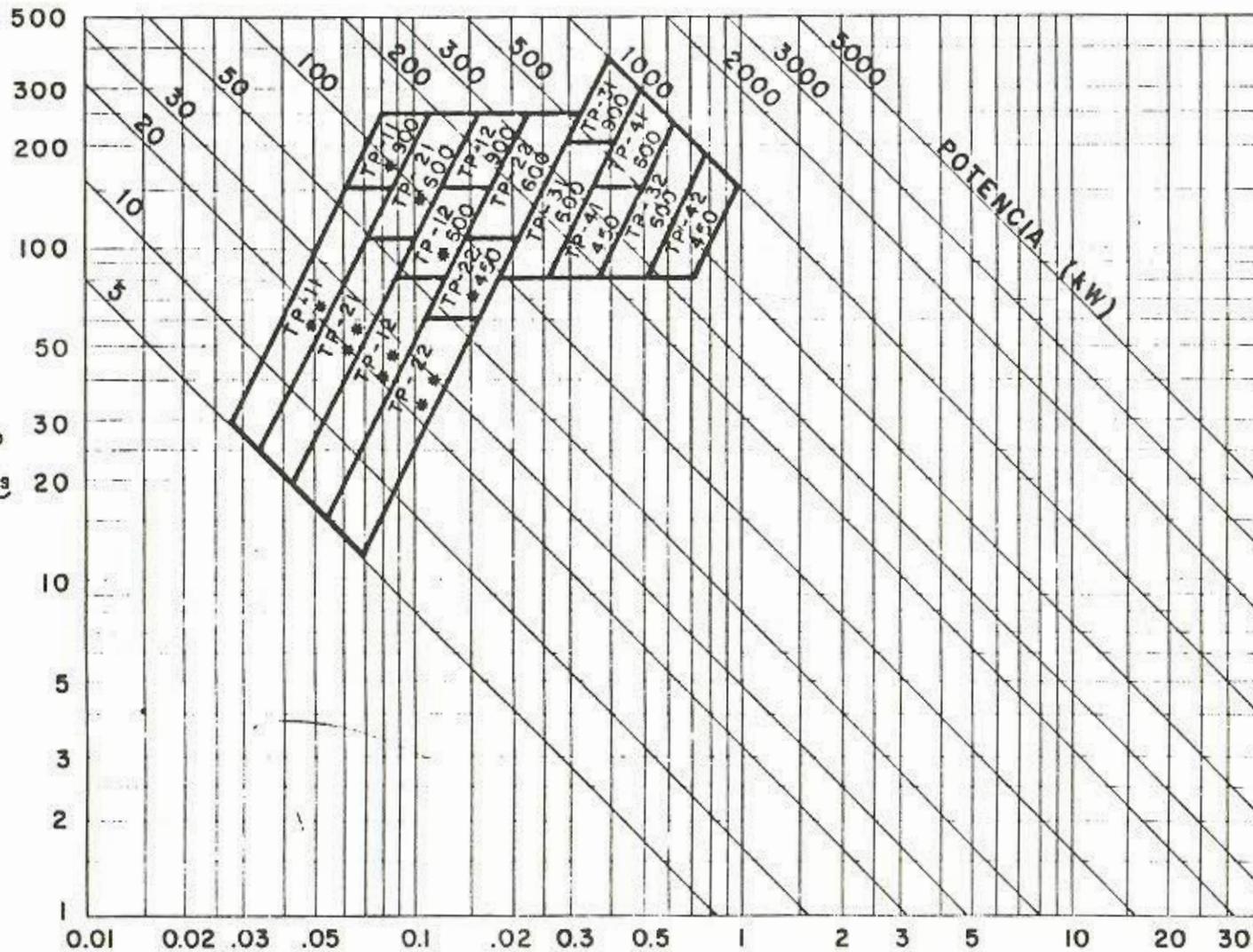
La alternativa de realizar una estandarización en donde se considere un acoplamiento directo de la turbina al generador, se fundamenta con la característica de la curva de la eficiencia de una Turbina Pelton cuando opera a diferentes números de revoluciones, la cual se puede observar en la Figura No. 14. De esta curva se puede deducir que la Turbina Pelton presenta una buena eficiencia en un rango de $\pm 20\%$ de su velocidad óptima, lo cual permite definir para cada turbina un rango de salto, en donde se garantiza que el número de revoluciones con que operará la turbina está muy próximo a su número óptimo. Este número de revoluciones será la velocidad sincrónica del generador. En este caso el diseño mecánico se realizará para las condiciones más desfavorables, correspondientes al salto neto máximo con que se instale la turbina para cada número de revoluciones sincrónicas establecidas. Con esta alternativa se obtiene gráficos como el mostrado en la Figura No. 17.

Es necesario señalar que el diseño mecánico de una turbina está relacionado con la potencia y salto máximo con que operará. En una estandarización se puede presentar el caso de que se obtengan turbinas con dimensiones básicas iguales, pero con estructura diferente, principalmente en lo relacionado al eje y los rodamientos.

La estandarización particular de Turbinas Pelton que se presenta en este capítulo, toma como referencia la estandarización presentada en el gráfico de la Figura No. 17, en la cual se establecen rangos en donde se utiliza acoplamiento directo. Como se puede observar las estandarizaciones mostradas se han elaborado con los criterios que se mencionan a continuación.

- a) Consideran el diseño de Turbinas Pelton con un máximo de dos toberas; contemplar además la posibilidad de convertir una turbina de una tobera en una de dos toberas, acondicionando en la carcasa una estructura que soporte la segunda tobera. Este diseño presenta la ventaja de prever futuras ampliaciones en una central sustituyendo solo un elemento de la turbina.

SALTO
H
(m)



NOTA :
 * SE RECOMIENDA UTILIZAR ACOPLAMIENTO DIRECTO U OTRO TIPO DE TRANSMISION ENTRE LA TURBINA Y EL GENERADOR.
 ** SE RECOMIENDA UTILIZAR TRANSMISION POR FAJAS O BANDAS ENTRE LA TURBINA Y EL GENERADOR.

LEYENDA

TIPO DE TURBINA PELTON
 Nº DE LA TURBINA 22
 NUMERO DE TOBERAS
 600
 NUMERO DE REVOLUCIONES DEL GENERADOR

EJEMPLO DE ESTANDARIZACION DE TURBINAS PELTON CONSIDERANDO ACOPLAMIENTO DIRECTO

Figura Nº 17

CAUDAL
Q
(m³/s)

- b) Presentar dos alternativas de producción de rodets, una de ellas con cucharas empernadas a un disco y la otra considerando rodets fundidos en una sola pieza. La elección de una u otra alternativa queda a criterio del ingeniero o técnico que utilice el Volumen y también dependerá de las posibilidades de infraestructura de producción que posea la planta que fabrique estas turbinas. El caso que se presenta, considera relaciones Dp/d de 15 para rodets empernados y de 7,5 para rodets fundidos; esta última relación da los rodets más pequeños, para una determinada condición de salto y caudal, y por consiguientes alto número de revoluciones óptimas.
- c) Para definir los tamaños, se ha considerado un porcentaje límite de carga parcial igual a 70%, lo cual puede garantizar buenas eficiencias de la turbina cuando opere con la máxima demanda de la central donde se la instale.
- d) Los límites de salto considerados en la estandarización, se han determinado en base a los recursos hidroenergéticos y demandas eléctricas más probables. El límite de potencia se estableció en 1000 kW. para las turbinas estandar mostradas en el Anexo No. 2.
- e) Se consideraron las posibilidades de utilizar acoplamiento directo o transmisión por bandas o engranajes. En la Figura No. 17, se puede apreciar que bajo el límite de aproximadamente 250 kW se recomienda transmisión por bandas o engranajes; esta recomendación se fundamenta en que para esos casos resulta más económica esta alternativa, como ya se apuntara anteriormente.
- f) El diseño mecánico que da origen a las dimensiones estructurales de las turbinas estandarizadas, que se presentan en el Anexo No. 2, se ha realizado para las condiciones de máximo salto y potencia con que operará cada tipo de turbina

Finalmente, en el Anexo 2, se presentan los planos de detalle, con sus correspondientes tablas de dimensiones, para cada pieza de las turbinas de la serie estandarizada propuesta. Estos planos se deben complementar con los acabados y tolerancias que se definan para cada pieza, dependiendo de los procesos de fabricación que se adopten.

6.2. Selección y reubicación

Como se mencionó al inicio del capítulo, la mayoría de las instituciones que desarrollan proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, normalmente seleccionan el grupo turbina generador para cada proyecto. Esta selección en muchos casos se realiza directamente de los catálogos de los fabricantes los cuales presentan gráficos similares al mostrado en la Fig. No. 17, y el procedimiento consiste en ubicar la turbina al interceptar los datos de salto y caudal del proyecto.

En muchos proyectos hidroeléctricos, se proyecta instalar más de un grupo turbina generador; en estos casos, para determinar el número de unidades se requiere considerar el estudio de evaluación de demanda del proyecto. En él se podrá definir la variación del porcentaje de carga diaria con que operará la turbina durante todo el tiempo para el que se proyecta.

Tomando como referencia los diagramas de carga típica de poblaciones rurales aisladas, atendidas mediante Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, las curvas características de operación de las Turbinas Pelton a carga parcial y considerando que generalmente la potencia máxima diaria que se le solicita a la turbina para el año inicial de operación es un porcentaje de su capacidad máxima, la cual será alcanzada luego de 15 ó 20 años de operación, se puede recomendar que cuando la relación potencia máxima de demanda diaria del año inicial con respecto a la potencia máxima de demanda diaria del año para el cual se proyecta la central sea superior al 30%, se utilice un solo grupo turbina generador. En el caso de que este valor sea superior al 15% se puede recomendar utilizar dos unidades y finalmente en los casos de que este valor sea superior a 7,5 se podría utilizar hasta tres unidades.

Para solicitar una turbina a un proveedor de estos equipos, se recomienda proporcionar la siguiente información:

- a) Potencia al freno de la turbina o potencia a generar con el grupo turbina generador.
- b) Salto neto de la central.
- c) Número de grupos requeridos
- d) Sistema de regulación de velocidad requerido
- e) Características físicas y químicas del agua (cantidad y tipo de sólidos en suspensión, grado de acidez, etc.)

También se recomienda solicitar al proveedor que en la cotización se incluyan los siguientes datos técnicos:

- Potencia al freno de la turbina
- Salto neto que aprovecha
- Caudal máximo requerido para su operación a plena carga
- Velocidad óptima de giro
- Datos de eficiencia a diferentes porcentajes de carga
- Inercia GD^2
- Peso y dimensiones generales
- Materiales de los principales componentes de la tobera, rodete y rodamientos.
- Facilidades y disponibilidad de repuestos
- Tipos de herramientas requeridas para su mantenimiento.

La selección definitiva de la turbina resultaría de un análisis técnico económico que podrá tomar en consideración los siguientes criterios:

- Precio y facilidades de pago
- Plazos de entrega
- Costos de los repuestos

- Eficiencia
- Posibilidades de obtener o fabricar localmente los repuestos.
- Antecedentes de vida útil de otras turbinas producidas por el fabricante
- Infraestructura requerida para su mantenimiento
- Complejidad de su operación

En algunas ocasiones se tienen proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en donde la turbina no se selecciona de un fabricante, sino que se selecciona de un grupo de turbinas que, estando en buenas condiciones, no prestan servicio porque las centrales hidroeléctricas donde operaban fueron ampliadas o sustituidas por una extensión del sistema eléctrico. En estos casos se debe tomar la decisión de seleccionar alguna de estas turbinas para reubicarlas en un nuevo proyecto.

A diferencia de los generadores eléctricos, para reubicar una turbina, además de datos de su potencia al freno, es indispensable conocer las condiciones de salto o caudal máximo con que operó inicialmente. Con estos datos se puede elaborar un gráfico similar al mostrado en la Figura No. 15, que presenta la capacidad máxima de la turbina con diferentes saltos.

Para determinar si una turbina puede ser reubicada en un proyecto hidroeléctrico dado, se deben realizar dos comprobaciones: una del tipo hidráulico, por medio de la cual se determina la capacidad de la turbina para satisfacer las condiciones del salto y caudal del proyecto, y la otra del tipo mecánico que permite determinar si los materiales utilizados en cada pieza de la turbina poseen la resistencia suficiente para soportar las nuevas condiciones de operación.

La comprobación de tipo hidráulico se puede realizar utilizando el gráfico que indica la capacidad máxima de la turbina a diferentes condiciones de salto. Este gráfico se define aplicando la ley de semejanza indicada en el subcapítulo 4.1. Si los datos de la central se ubican al lado izquierdo de la línea recta que define la función Q/\sqrt{H} con caudal máximo, la turbina estará en condiciones de satisfacer los requerimientos del proyecto, si no es así, la turbina no es utilizable en el proyecto, salvo que se modifiquen las especificaciones del mismo.

Para seleccionar la turbina se requerirá determinar, con ayuda de las curvas de funcionamiento a carga parcial de la misma, si el porcentaje de carga parcial con que operará, garantiza una buena eficiencia de operación.

La comprobación del tipo mecánico consiste en realizar el rediseño mecánico de la turbina y solo será necesario cuando la potencia máxima con que va a operar la turbina sea mayor que la potencia máxima con que se la especifica. El rediseño mecánico considerará principalmente el cálculo del eje por velocidad crítica, tomando como referencia que la turbina operará con otro salto y por lo tanto, tendrá una nueva velocidad óptima de giro.

Para que la turbina opere en condiciones adecuadas, en algunos casos convendrá utilizar una transmisión por bandas o engranajes.

7. RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION

Como se mencionó en el Capítulo anterior, para complementar los diseños contenidos en el presente Volumen, se requiere elaborar los planos de fabricación de cada una de las piezas que conforman la Turbina Pelton. Mediante estos planos se transmite al fabricante las especificaciones del material, niveles de acabados, tolerancias y el proceso productivo que se deberá seguir para fabricar una pieza.

Como se puede observar en los planos del Anexo 2, la mayor parte de las piezas que conforman la Turbina Pelton se deben producir mediante procesos de fundición. Además, algunas piezas, como la tobera y rodete, están sometidas a desgaste por la abrasión del agua que fluye por la turbina, por esta razón se recomienda utilizar, para su producción, materiales con buenas propiedades antiabrasivas. La fundición de piezas con estos materiales se obtiene generalmente mediante un proceso regenerativo de chatarra de materiales que poseen similar composición.

Para la fabricación de Turbinas Pelton se requiere de talleres metal mecánicos con experiencia en maquinado y acabado de piezas fundidas en acero inoxidable o bronce al aluminio. Cuando estos talleres no cuentan con instalaciones para fundición, la producción de éstas puede subcontratarse con empresas especializadas en este campo, lo importante es que el maquinado y ensamble de cada una de las piezas se realice en un solo taller, con el fin de garantizar una buena alimentación de la tobera con respecto a las cucharas del rodete en el momento del ensamble.

Una vez definidas las alternativas de producción de cada pieza, se puede proceder a la elaboración de los planos de fabricación, los cuales se recomienda posean las siguientes características.

- a) Para cada elemento de la turbina, se recomienda presentar un plano general en donde se detalle el ensamble de las piezas que lo conforman y se indique las especificaciones de los pernos, enpaqueturas, arandelas, etc, que se requieran. En estos planos también se deberá especificar las tolerancias de ensamble.
- b) Se debe elaborar un plano de fabricación para cada pieza, en donde se mostrarán vistas y detalles que aclaren su geometría. También debe indicarse las especificaciones de tolerancias y niveles de acabados superficiales.
- c) Cuando las piezas se produzcan mediante procesos de fundición, se deberán elaborar los planos de los modelos que se utilizarán en este proceso. También se deberá incluir las características del material que se utilizará para la elaboración de la pieza, tipo de arena de fundición que estará en función del grado de acabado que se desea para cada pieza fundida.

- d) Debe presentarse un plano de ensamble general de la turbina en el cual se podrán indicar todos los elementos de unión, retenes y sellos mecánicos que se utilizarán en su ensamble. Para el caso de los rodamientos, se podrá señalar el tipo de lubricante que utilizan. También se incluirá el tipo de pintura anticorrosiva, generalmente epóxica, que se utilizará para proteger las piezas de corrosión. También podrá considerarse como alternativa el galvanizado de algunos componentes.
- e) Finalmente, cada plano deberá presentar un listado de materiales en donde se darán las especificaciones técnicas del material que se utilizará para cada elemento mostrado en el plano.

A continuación se propone una serie de recomendaciones y alternativas para la producción industrial de las piezas que conforman la Turbina Pelton.

7.1 Fabricación del inyector

Se recomienda producir mediante procesos de fundición la totalidad de las piezas que conforman el inyector de las turbinas de acción tangencial. La selección del material que se utilice dependerá de la función que realice cada una de ellas y de las capacidades de fundición disponibles, tal como se describe a continuación.

El tramo recto del inyector mostrado en el Plano 6/18 puede ser de hierro fundido o en algunos casos se puede fabricar por partes con un tubo de acero estructural, al cual se le sueldan las bridas. En ambos casos se deberá contemplar los procesos de maquinado que determinen sus dimensiones finales. Esta pieza está sujeta a efectos de abrasión y corrosión.

Para la producción de la aguja, se utiliza generalmente un eje producido con un material antiabrasivo y para proteger la parte del vástago se le coloca una cubierta fabricada de un cilindro hueco, el cual se sustituye cada vez que se desgasta por efecto de la abrasión de los sólidos contenidos en el agua. El bulbo de la aguja se puede producir mediante un proceso de fundición, utilizando materiales que resisten la abrasión. En algunos casos el vástago y el bulbo de la aguja se producen en una sola pieza mediante fundición y luego son torneados hasta conseguir la geometría definida por el diseño. El acabado final que generalmente se le da a esta pieza es de pulido.

El cojinete que se ubica en el tramo recto y que soporta la aguja, se debe producir mediante un proceso de fundición. El material que se utiliza para su producción debe poseer las características de resistir la abrasión y puede realizar la función de cojinete de deslizamiento; este material puede ser bronce.

La boquilla es el elemento de la tobera que, al igual que la punta de la aguja, va a sufrir en mayor grado los efectos de la abrasión del agua. Este elemento puede fabricarse de una plancha de acero con buenas propiedades de resistencia a la abrasión.

El tramo denominado tobera, se debe producir mediante un proceso de fundición y el material que se emplee debe ser el mismo que el de la boquilla. El acabado final de la tobera y la boquilla debe darse mediante un maquinado, el cual se realizará con ambas piezas ensambladas mediante pernos. De esta forma se garantiza un adecuado ensamble de las mismas y se pueden obtener buenos acabados superficiales.

El deflector es un elemento que se ensambla en la tobera mediante un perno pivote de bronce fosforoso y un espaciador cilíndrico del mismo material. La producción del deflector se puede realizar con planchas curvadas y soldadas o mediante un proceso de fundición de toda esta pieza; es importante dar un buen acabado a la superficie que toma contacto con el chorro de agua. El material con que se puede producir esta pieza es de acero inoxidable o bronce al aluminio.

El codo de sección variable, que forma parte de la tobera se puede producir por fundición y se recomienda utilizar hierro fundido como material. Como se puede observar en el plano 9/18, esta pieza aloja el sistema de prensaestopa y a uno de los cojinetes de la aguja. Estos dos últimos elementos se pueden producir con bronce fundido. Es importante señalar que en el proceso de fabricación se debe tener especial cuidado en la alineación que deben tener la brida que se acopla al tramo recto de la tobera con la zona donde se aloja el sistema de prensaestopa; este trabajo de alineación se puede realizar en un torno.

Definidas las alternativas de producción se deberá tener cuidado en evitar porosidades, para lo cual, entre otras precauciones, se debe seleccionar un grano de arena de moldeo bastante fino. Una pieza porosa tendrá una vida útil limitada y un deficiente acabado.

7.2 Fabricación del rodete

Como se indicó en el tercer capítulo, existen dos alternativas para el diseño de rodetes de Turbinas Pelton, una de ellas consiste en empernar cucharas a un disco, el cual se instala en el eje mediante un buje macizo o cubo, la segunda alternativa consiste en producir el rodete en una sola pieza fundida. Estas alternativas de diseño definen los procesos de producción de los rodetes.

Para producir rodetes con cucharas empernadas, se puede considerar la alternativa de producir las cucharas mediante un proceso de fundición, con lo cual se obtiene una pieza que se deberá pulir en forma manual o utilizando máquinas de electro erosión. Para dar el acabado superficial a las cucharas, será necesario preparar calibradores que permitan garantizar una geometría igual

a la proyectada en el diseño. La superficie interna de la cuchara deberá tener un acabado del tipo pulido, esto dependerá de las limitaciones de la tecnología de fabricación que posea la empresa que las produce. Al igual que en el caso de las piezas de las toberas, para producir cucharas Pelton se recomienda utilizar materiales de acero inoxidable o bronce al aluminio.

El disco, en donde se empernarán las cucharas, puede producirse de plancha de acero estructural soldada o un buje o cubo, en el cual se maquinarán el agujero y la chaveta mediante los cuales se instala en el eje de la turbina. Otra alternativa está dada por la posibilidad de producir estos dos elementos fundidos en una sola pieza; en este caso se considera al hierro fundido como el material más adecuado.

En el caso de producir rodetes donde la cuchara y el disco se funden en una sola pieza, se deberá tener especial cuidado en el diseño del modelo de fundición, así como también en la selección de la granulación y demás características de la arena que se utilice en el molde, dado que una falla de fundición en cualquiera de las cucharas puede originar el rechazo del producto terminado.

En los rodetes fundidos en una sola pieza se utilizarán los mismos materiales indicados anteriormente para las cucharas. También se deberán evitar porosidades en la pieza fundida, las cuales pueden ser motivo de fallas durante la operación del rodete.

En las dos alternativas de producción presentadas se deberá tener especial cuidado en los acabados superficiales de la parte interna de la cuchara, así como también de la partes posterior a la punta de arista. Cuanto mayor es el tamaño de las cucharas, es más sencillo darle el acabado necesario.

7.3 Fabricación del eje principal

Para fabricar el eje de la turbina se recomienda utilizar un acero al carbono, para que posea buena resistencia a los esfuerzos de flexión.

En el maquinado del eje, se deben considerar las indicaciones de los planos relativas a tolerancias en los diámetros y dimensiones de chavetas, niveles de acabados en las zonas donde se ubica el rodete y los rodamientos; y los radios de curvatura para cada cambio de sección. Se recomienda que la tolerancia del diámetro del eje, en la parte donde se instalará el rodete, considere un ajuste a presión en el montaje.

7.4 Fabricación de los soportes de rodamiento

Los soportes de rodamiento se pueden producir en hierro fundido con un maquinado posterior de las zonas en donde se ubicarán los rodamientos y retenes. En algunos casos se podrá considerar su fabricación mediante planchas de acero estructural soldadas.

El soporte de rodamiento deberá ser sometido a tratamientos térmicos de normalizado, para disminuir tensiones y cementado para endurecer la zona donde se ubicarán los rodamientos.

En el maquinado de las zonas donde se ubicarán los rodamientos y retenes, se deberán respetar las tolerancias especificadas por los fabricantes de estos elementos.

7.5 Fabricación del mecanismo de regulación

Como se indicó en el diseño de detalle, el mecanismo de regulación lo conforman unas varillas regulables, producidas en acero inoxidable.

La producción de estas piezas no presenta mayor problema, debido a que solo se deberá tener cuidado en la tolerancia del diámetro de las varillas, que se desizarán por unos agujeros ubicados en la estructura base y soporte de tobera superior.

7.6 Fabricación de la carcasa, estructura base y estructura soporte de la tobera superior.

Se recomienda realizar la fabricación de esta pieza de la turbina, utilizando planchas soldadas de acero estructural. Luego de finalizada su fabricación, se recomienda someterlas a un proceso de galvanizado en caliente o pintarlas con pintura anticorrosiva del tipo epóxica.

En el proceso de fabricación por soldadura, se deberán controlar las deformaciones por efecto del calor y se deberán respetar las indicaciones del tipo de cordón de soldadura que se especificarán en los planos de fabricación.

ANEXO No. 1

EJEMPLO PRACTICO DE DISEÑO Y CALCULO DE UNA TURBINA PELTON

Con el objeto de mostrar una metodología para el cálculo y diseño de una Turbina Pelton, se ha elaborado el presente anexo, que contiene el diseño de una Turbina Pelton de 500 kW. Para tal efecto, se ha seleccionado un proyecto de una pequeña central hidroeléctrica, en donde el estudio de evaluación de recursos indica que el caudal mínimo anual que puede captar la central es de 0,600 m³/seg. que el salto neto aprovechable es de 250 metros. Así mismo, el estudio de evaluación de demanda señala que esta central se debe proyectar para que genere 1000 kW, después de 25 años de entrar en operación y se prevé que la potencia máxima diaria el año inicial de operación será de 250 kW.

De acuerdo a los datos proporcionados, se estableció que convenia instalar dos unidades de igual potencia. Esta decisión se fundamenta en que la potencia máxima diaria que se demandará el año inicial es un 25% de la capacidad máxima con que se proyecta la central.

Con los datos de salto y caudal, se estableció, con la ayuda de la Figura No. 1 del presente Volumen, que la Turbina Tipo Pelton es la que mejor se adecua a las características del proyecto.

Con estos parámetros se inició el diseño de la Turbina Pelton con la determinación de la potencia al freno de la turbina dada por:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}}$$

P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, en este caso es de 500 kW.

η_g es la eficiencia de un generador de 500 KW, estimada en 94%

η_{tr} es la eficiencia de transmisión, pero en este caso, considerando la magnitud de la potencia, se prevé un acoplamiento directo entre la turbina y el generador, por lo tanto, se asume una eficiencia igual al 100%.

Sustituyendo los valores, se obtuvo una potencia al freno de la turbina de 532 kW.

Con esta potencia se determina el caudal de diseño de la turbina, el que se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_t}{9,807 H \eta_t}$$

Sustituyendo el valor del salto neto $H = 250$ metros; la eficiencia de la turbina cuando opera a 100% de carga, estimada en 85% y la potencia al freno, se obtuvo un caudal máximo por unidad de $0,255 \text{ m}^3/\text{seg}$.

Para determinar el número de revoluciones a las que va a girar la turbina, se asumió un número de revoluciones del generador igual a una de las velocidades síncronas. En este caso se tomó un generador de 900 RPM.

Con el número de revoluciones se calculó el número específico de revoluciones Nq , aplicando la fórmula

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Reemplazando los datos conocidos, se obtuvo un valor de 7,23, el cual determina que se debe diseñar una turbina Pelton de una tobera.

El diámetro Pelton se determinó al aplicar la siguiente fórmula:

$$Dp = \frac{84,54 K'u H^{1/2}}{N}$$

En donde:

$$K'u = 0,49 - 0,0072 \frac{Nq}{i^{1/2}}$$

en este caso $i = 1$

Sustituyendo los valores conocidos se obtuvo un diámetro Pelton igual a 650 mm.

Luego se procedió a calcular el diámetro de la sección del chorro que sale de la tobera y para ellos se utilizó la fórmula.

$$d = 0,545 \left[\frac{Q_0}{\sqrt{H}} \right]^{1/2}$$

en esta caso Q_0 es el caudal máximo que fluye por la turbina por tratarse de una Turbina Pelton de una tobera. Reemplazando valores, se obtuvo un diámetro de chorro igual a 69 mm, con lo cual se obtiene una relación diámetro Pelton a diámetro de chorro DP/d igual a 9,42.

Con la ayuda de la Tabla No.2 del presente volumen del manual se determinaron las proporciones de la tobera, obteniéndose los siguientes valores:

$a = 1,45 d = 100 \text{ mm}$
 $\alpha_0 = 55^\circ$
 $\alpha_1 = 75^\circ$
 $dt = 1,3 d = 90 \text{ mm}$
 $x = 0,8 d = 55 \text{ mm}$
 $dv = 1,1 d = 76 \text{ mm}$
 $b = 3,48 d = 240 \text{ mm}$
 $d_2 = 4,5 d = 310 \text{ mm}$
 $l = 10 d = 690 \text{ mm}$
 $r = 15 d = 1035 \text{ mm}$
 $d_1 = 3,10 d = 214 \text{ mm}$

Así mismo, con ayuda de la Tabla No. 3 se determinaron las proporciones de la cuchara, las cuales se corrigieron al graficarlas con el método explicado en las figuras 9 y 10. De esta forma se obtuvieron los siguientes valores:

$B = 3,25 d = 224 \text{ mm}$
 $L = 2,67 d = 184 \text{ mm}$
 $D = 1,0 d = 69 \text{ mm}$
 $F = 1,1 d = 76 \text{ mm}$
 $M = 1,05 d = 72 \text{ mm}$
 $e = 0,33 d = 23 \text{ mm}$
 $l = 1,6 d = 1110 \text{ mm}$
 $\beta_1 = 10^\circ$
 $\beta_2 = 20^\circ$
 $\beta_3 = 5^\circ$
 $\beta_4 = 8^\circ$

Con la Tabla No. 4 se seleccionó el número de cucharas, considerando el valor de la relación DP/d igual a 9,42, calculados anteriormente. Se escogió un número de cucharas Z igual a 20.

Con el valor del número de cucharas y con las tablas No. 5 y 6 se obtuvieron los valores del ángulo de talonamiento γ_0 y el ángulo β_4 de la cuchara, resultando $\gamma_0 = 31^\circ$ y $\beta_4 = 13^\circ$.

Para determinar la orientación de la arista de la cuchara, con respecto al centro de giro del rodete, se utilizó la fórmula:

$$\frac{D_p}{D_0} = \frac{7,87 (D_p/d) - 26}{Z}$$

de la cual se obtuvo el diámetro de la circunferencia D_0 , cuyas tangentes definen la orientación de la arista, igual a 270 mm.

Para finalizar el cálculo hidráulico, se calculó el diámetro de la circunferencia D_0' , cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, para lo cual se utilizó la fórmula.

$$\frac{D_0'}{D_p} = \frac{5,3 - 0,12 (D_p/d)}{Z}$$

Sustituyendo valores se obtuvo un Do' igual a 135 mm

Con los cálculos efectuados, se procedió a realizar el diseño de detalle y cálculos mecánicos. Es así como se obtuvo un montaje general similar al indicado en el plano 3/18 ubicado en el Anexo No.2.

Para el diseño de la tobera se realizaron los siguientes cálculos mecánicos:

- a) Comprobación del espesor mínimo que deben tener las paredes del tramo recto.

$$e \text{ min} = \frac{P_i d_2^2}{2 (S_d E_o - 0,6 P_i)}$$

en donde:

- Pi es la presión interna máxima a la que estará sometido el tramo recto en kg/cm², en este caso 25 kg/cm²
d2 es el diámetro interior del tramo recto calculado con un valor de 0,31 metros.
Sd es el esfuerzo de diseño del material utilizado en la fabricación de este elemento. Obtenido como un 66% del esfuerzo de fluencia del material seleccionado, en este caso su valor se estima en 1380 kg/cm².
Eo el factor que contempla los acabados de fabricación y las tolerancias por corrosión y abrasión, estimado en 0,6.

Sustituyendo valores, se obtiene un e min igual a 4,77 mm. Como esta pieza se producirá por fundición, no existirá mayor problema en obtener un espesor superior al indicado, con lo cual quedaría definida la geometría del tramo recto.

- b) Determinación del esfuerzo máximo a que está sometida la aguja. En este diseño se obtuvo:

$$d_v = 76 \text{ mm}$$
$$d_t = 90 \text{ mm}$$

con lo cual se cumple $d_v < d_t$.

El esfuerzo máximo a que está sometida la aguja, está dado por

$$S_a = \frac{1000 H (d_t^2 - d_v^2)}{d_v^2}$$

en donde:

- Sa es el esfuerzo de la aguja en kg/m²
H es el salto bruto de la central, en metros, determinado del estudio topográfico de la central. En el caso analizado, el salto bruto es de 270 metros.

Sustituyendo valores, se obtuvo un esfuerzo máximo en la aguja S_a igual a $10,86 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$, valor muy inferior al 66% del esfuerzo de fluencia.

Este dato sirvió para determinar la fuerza máxima requerida en la regulación del caudal la cual está dada por

$$F_{\max} = \pi d v^2 S_a / 4$$

obteniéndose una F_{\max} igual a 493 kg.

En el caso del rodete, se consideró un rodete fundido en una pieza, por lo cual no se requirió seleccionar los pernos que fijan la cuchara al disco. La determinación de escoger un rodete fundido en una sola pieza se debió a que la relación D_p/d de esta turbina es inferior a 12.

Para calcular el diámetro del eje de la turbina se determinó el ancho de la carcasa. Según recomendaciones este ancho debe ser superior a 15 veces el diámetro del chorro. En este caso, considerando que la magnitud del salto es elevada, se tomó el valor igual a 1240 mm, o sea aproximadamente 18 veces el diámetro del chorro.

El diámetro del eje se calculó aplicando la fórmula de la ASME

$$d_e^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

en donde:

M_{\max} es el momento flector máximo que se presenta en el eje, se obtiene de la expresión.

$$M_{\max} = \frac{F_r l_0}{4}$$

en donde:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

siendo:

$$\begin{aligned} F_x &= F (\sin \alpha + \cos \alpha) \\ F_y &= F (\cos \alpha - \sin \alpha) + P_r \end{aligned}$$

Cabe señalar que en este caso se diseñó el eje previendo una futura ampliación de la central, en donde se instale una segunda tobera. En este caso se tomó el ángulo α como de 15° y el peso del rodete se estimó en 1000 kg.

además

$$F = \frac{974 Pt}{Dp N}$$

donde:

Pt es la potencia al freno de la turbina, calculada en 532 kW,
N el número de revoluciones, de 900 RPM
Dp es igual a 650 mm.

La distancia entre rodamientos l_0 , se estimó en 1300 mm, con lo cual se obtuvo un momento flector máximo M_{max} igual a 636 kg -m.

El torque máximo que se presenta en el eje se calcula con la expresión.

$$T_{max} = \frac{974 Pt}{N}$$

resultando con valor de 576 kg -m

Considerando los factores K_m y K_t iguales a 1,5 y 1,0 respectivamente, y un esfuerzo de fluencia igual a 2100 kg/cm², con lo que S_d es igual a 420 kg/cm² se obtiene el diámetro del eje igual a 111 mm.

Realizando una verificación del eje por velocidad crítica, se obtiene:

$$N_{crit} = \frac{29,88}{y^{1/2}}$$

determinándose el valor de y con la fórmula

$$y = \frac{Fr l_0^3}{48 EI}$$

en donde:

Fr posee un valor de 1957 kg, el módulo de elasticidad E es igual a $2,1 \times 10^9$ kg/m², e I es el momento de inercia de la sección del eje determinado por:

$$I = \frac{\pi d_e^4}{64}$$

Al sustituir valores resulta una flecha "y" igual a $5,72 \times 10^{-3}$ metros, con lo cual el valor de la velocidad crítica es de 1249

RPM, valor muy próximo a la velocidad nominal de la turbina.

Al suponer un diámetro de eje igual a 150 mm se obtiene una velocidad crítica de 2320 RPM, con lo cual se satisface los requerimientos del eje.

Finalmente, se procede a seleccionar los rodamientos utilizando la fórmula que determina la capacidad de base dinámica.

$$C = XF + X Fa \left[\frac{60N Lh}{10^6} \right]^p$$

Como no existe carga axial F_a sólo se considera la carga radial F , la cual posee un valor igual a 625 kg. El exponente p se considera igual a $3/10$, por considerarse un rodamiento de rodillo, la duración nominal en horas de funcionamiento se estableció en 60.000 horas. Resultando una capacidad de base dinámica igual a 7.064 kg, con la cual se obtiene de catálogos, el rodamiento de rodillos a rótula SKF 23034 CK.

La etapa posterior a estos cálculos fue la de afinar el diseño de detalle de cada pieza de la turbina en base a los cálculos efectuados.

En el caso de seleccionar una turbina estandar, se hubiese seleccionado la turbina TP-22 del gráfico mostrado en la Figura No. 17.

ANEXO No. 2

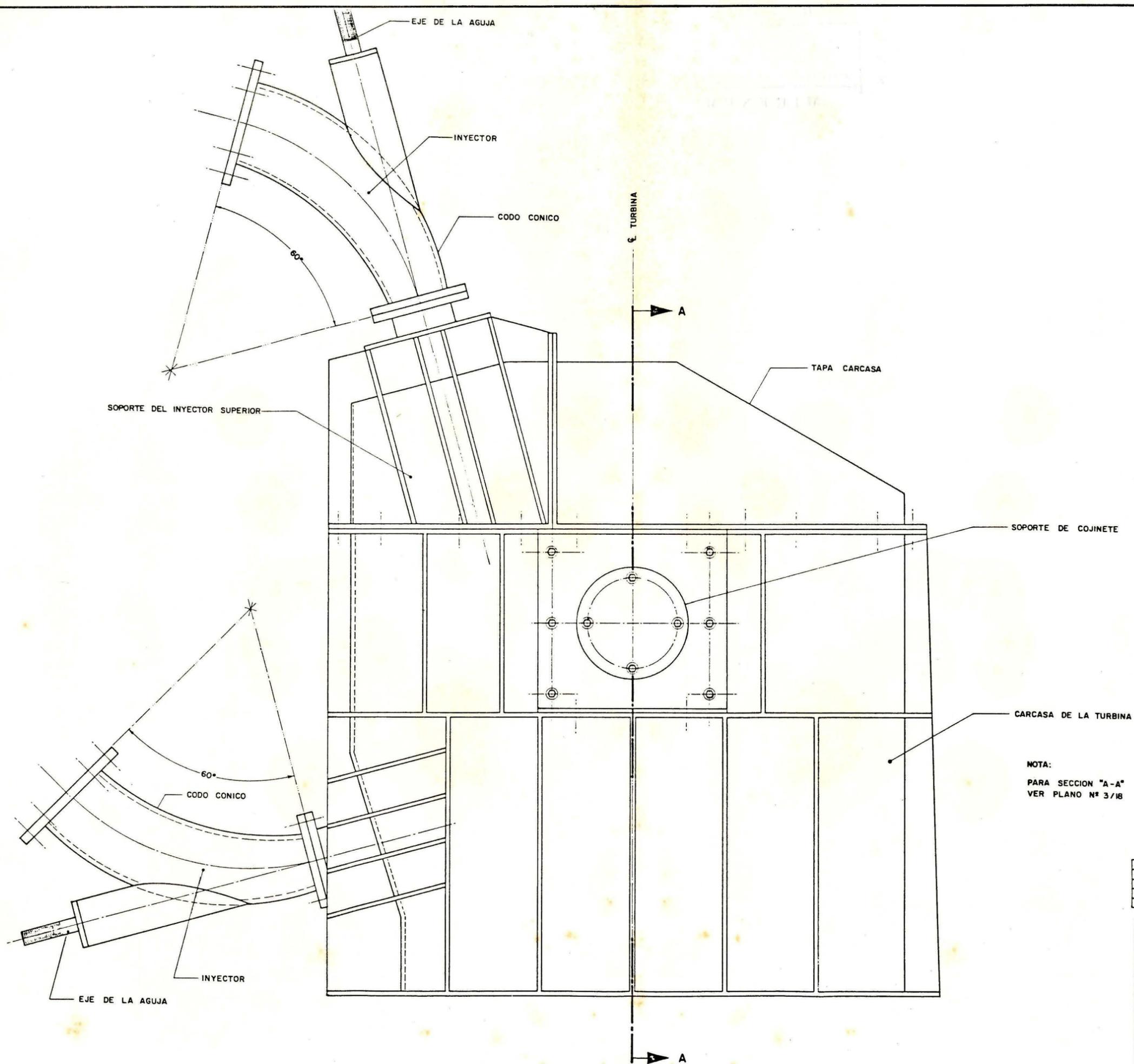
PLANOS DE DETALLE Y TABLAS DE DIMENSIONES DE TURBINAS OLADE DE ACCION TANGENCIAL ESTANDARIZADAS.

En el presente anexo se muestran los planos de detalle con las tablas de dimensiones de cada una de las piezas que conforman las turbinas estandarizadas, definidas en el Capítulo No. 4 de este Volumen y cuyos rangos de aplicación se pueden observar en la Figura No. 17.

Los planos que se presentan deben completarse con los planos de fabricación de cada pieza, en donde se incluirán las tolerancias y acabados superficiales que se establecerán en función de la alternativa de producción que se elija.

Las nomenclatura utilizada para cada turbina estandarizada de la Figura No. 17 se ha definido de la siguiente forma: las letras TO representan a la Turbina Pelton, el primer dígito indica el número de la turbina, siendo el segundo dígito el que indica el número de toberas. Por ejemplo, la turbina TP-42 indica la Turbina Pelton No. 4 de 2 toberas y sus dimensiones son similares a la turbina TP-41 que indica la misma turbina No. 4 pero de una sola tobera.

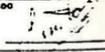
Finalmente, se señala que las dimensiones que se indican en la tablas pueden modificarse, dependiendo éstas de los procesos de fabricación que se seleccionen para producir cada pieza de la turbina.

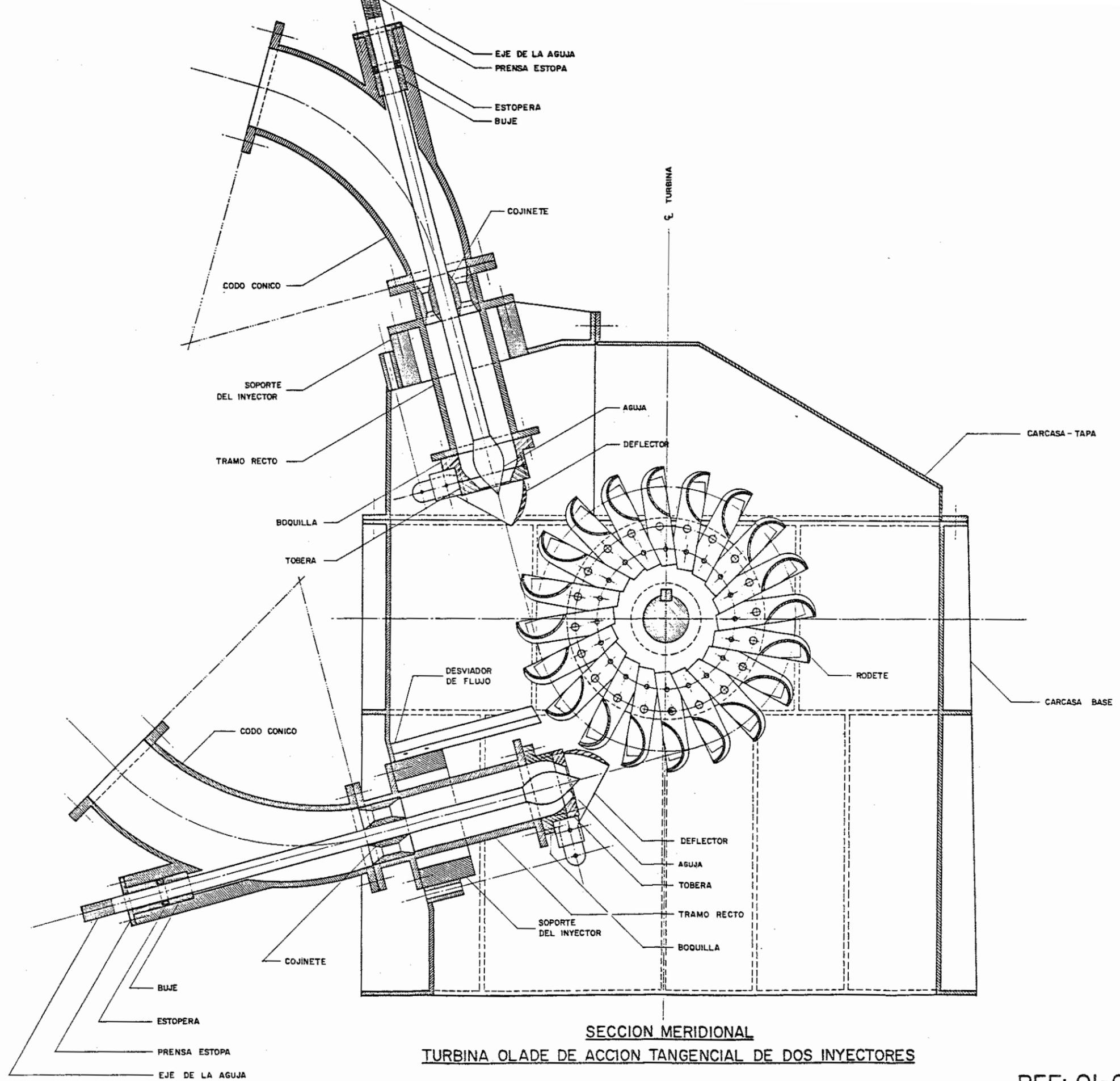


TURBINA CON DOBLE INYECTOR

REF: 01-01

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

 ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ ECUADOR		
DIRECCION TECNICA DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL		
PLANO DE: TURBINA CON DOBLE INYECTOR		
DISEÑO: CLADE	DIBUJO: HERMOGENES BAJANA	APROBADO: 
PROYECTO MEDIANTO: RANIERI MESTRONI	REVISADO: _____	FECHA: _____
ESCALA: 3/E	FECHA: OCTUBRE DE 1985	PLANO N°: 1/18 DOCUMENTO: PLAGE

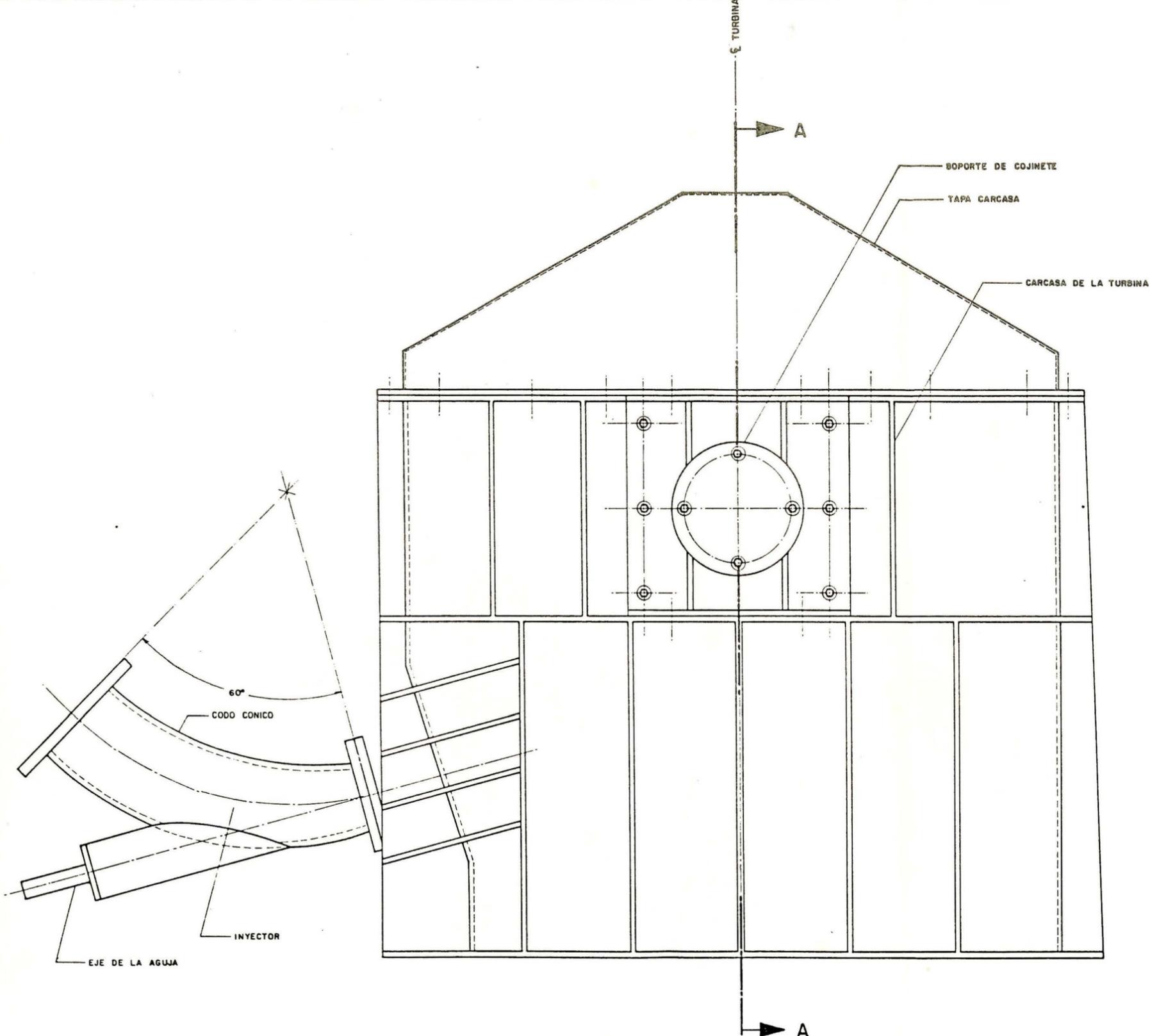


FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

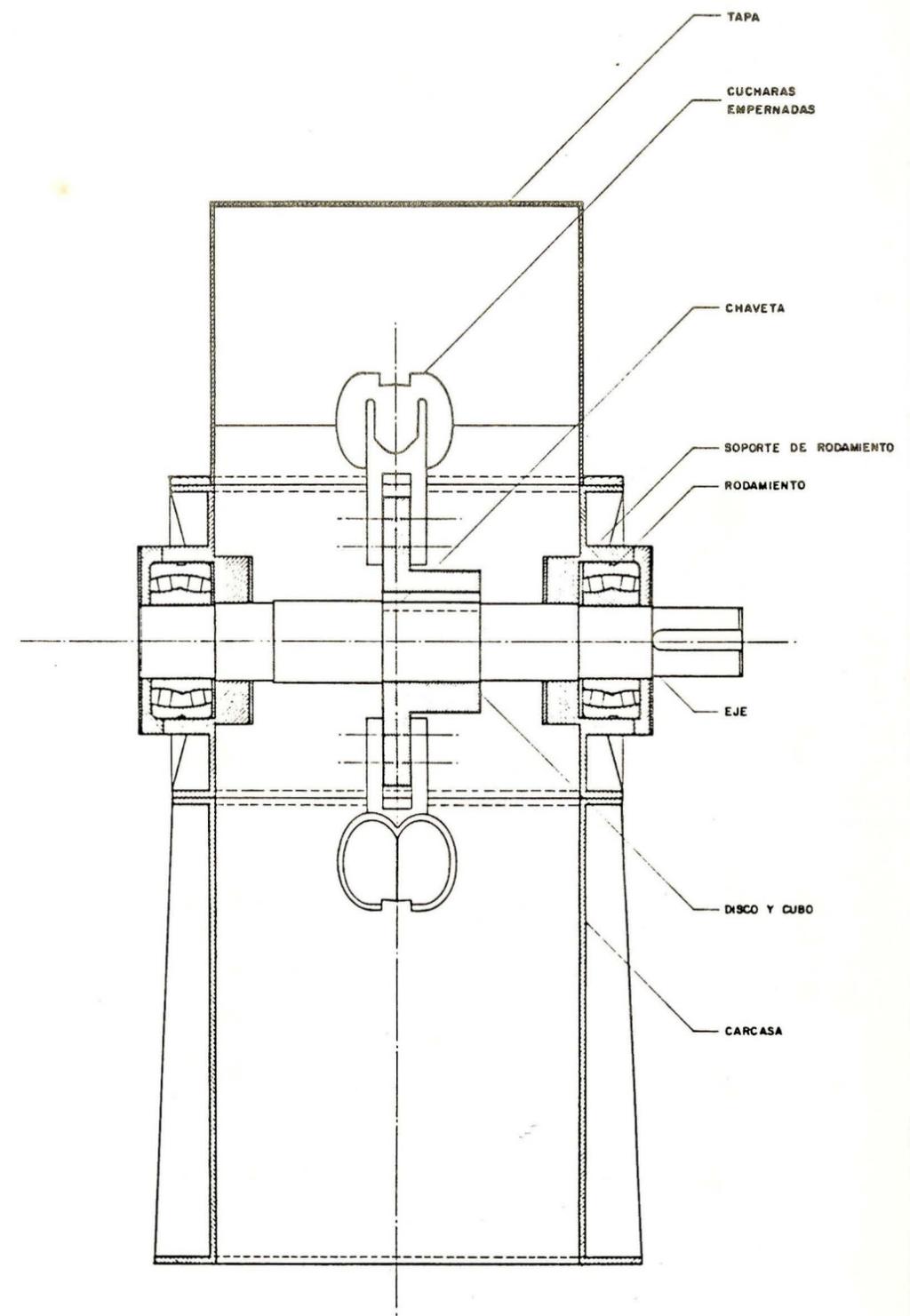
ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO _____ ECUADOR
 DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO
 TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL
 PLANO DE: TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL DE DOS INYECTORES

DISEÑO OLADE	DIBUJO RAMIERI MESTRONI	APROBADO
PROYECTO MECANICO	REVISADO	FECHA
RAMIERI MESTRONI	FECHA	PLANO N°
ESCALA	FECHA	2/18
S/C	OCTUBRE DE 1965	DOCUMENTO OLADE

REF: 01-02



TURBINA DE UN SOLO INYECTOR

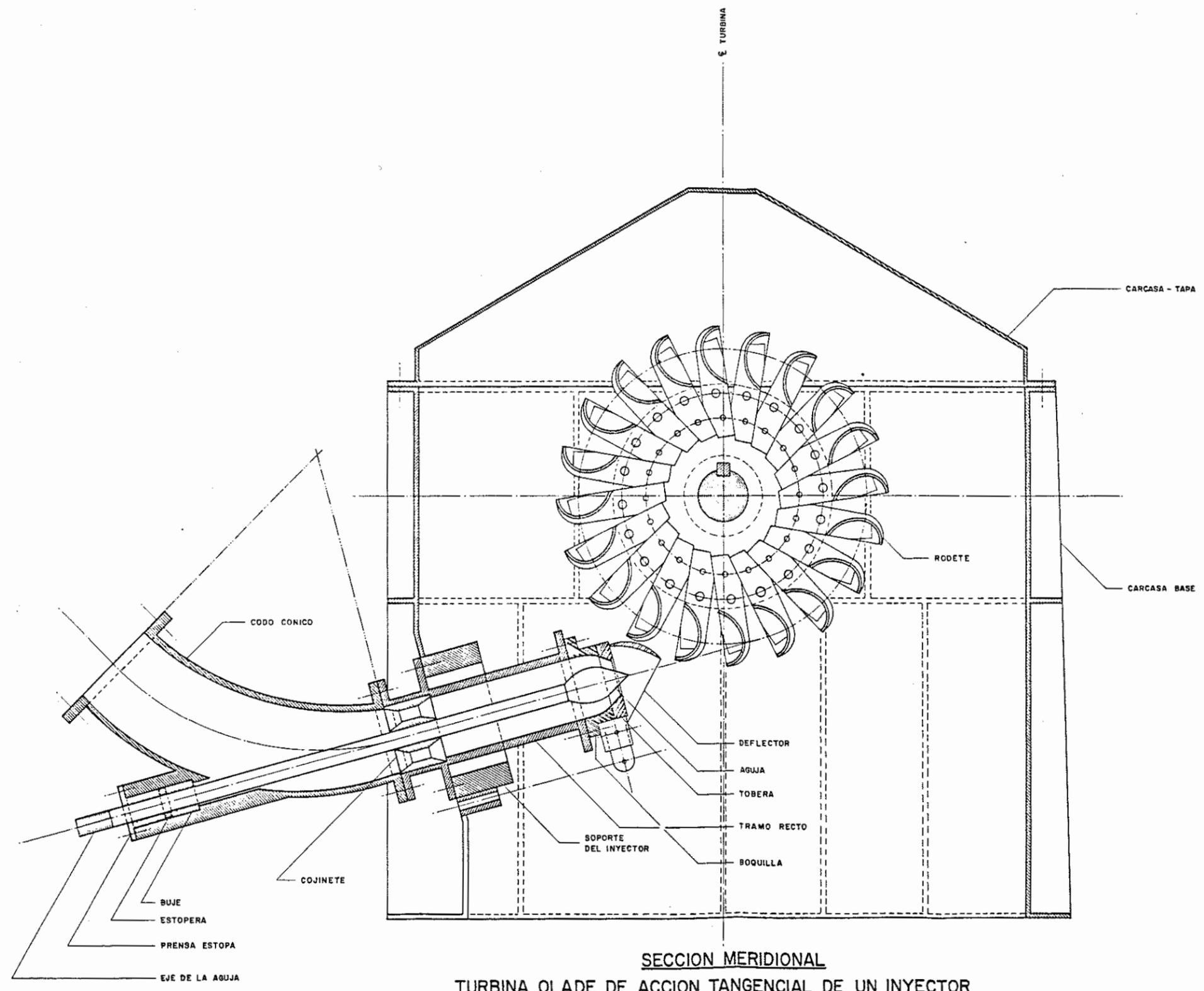


SECCION "A-A"

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA			
QUITO _____ ECUADOR			
DIRECCION TECNICA			
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA			
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO			
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL			
PLANO DE:			
TURBINA DE UN SOLO INYECTOR			
DISEÑO	DIBUJO	APROBADO	
OLADE	HEMOMOGENES BAJANA		
PROYECTO MECANICO	REVIVALU	FECHA	
HANIERI MESTROMI		PLANO Nº	3/18
ESCALA:	FECHA	OCTUBRE DE 1985	
5/E		INGENIERO PLACA	

REF: 01-03



SECCION MERIDIONAL
 TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL DE UN INYECTOR

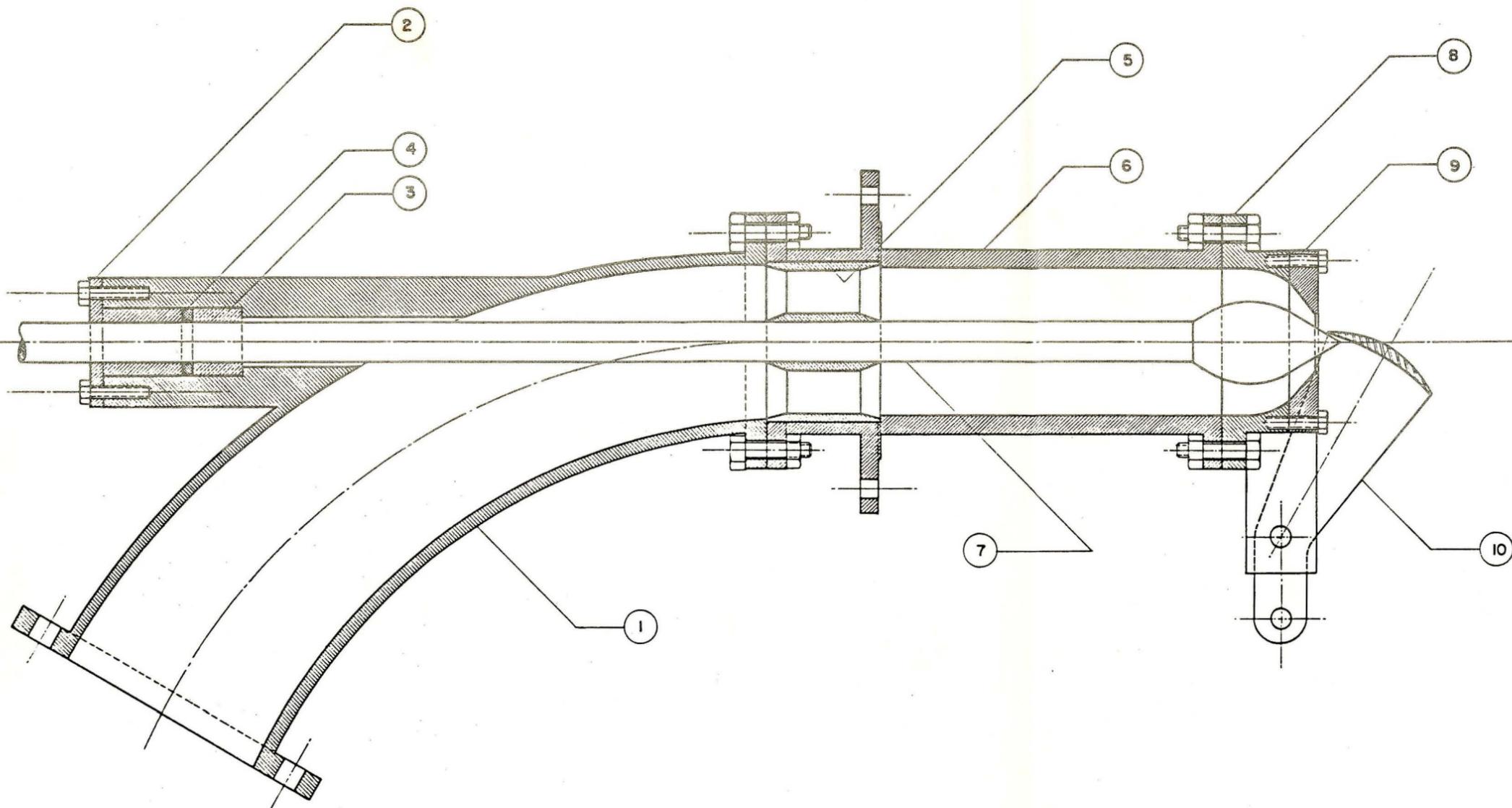
FECHA	MODIFICACION	V/D CORRECCION	REVISION	APROBACION

 ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ ECUADOR		
DIRECCION TECNICA		
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA		
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO		
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL		
PLANO DE:		
TURBINA DE UN INYECTOR		
DISEÑO OLADE PROYECTO MECANICO RAMIER MESTRONI ESCALA 5/E	DIBUJO HERMOGENES BAJANA REVISADO	APROBADO  FECHA 4/18 DOCUMENTO PLANO

REF: 01-03a

LISTA DE MATERIALES

PIEZA Nº	DESCRIPCION	MATERIAL	VER PLANO Nº
1	CODO CONICO	ACERO FUNDIDO	9/18
2	PRENSA ESTOPA	hierro FUNDIDO	9/18
3	COJINETE	BRONCE FOSFORO	9/18
4	AGUJA DEL INYECTOR	ACERO INOXIDABLE	7/18
5	BUJE DE LA AGUJA	BRONCE FOSFORO	7/18
6	TRAMO RECTO	ACERO FUNDIDO	6/18
7	TOBERA	ACERO INOXIDABLE	8/18
8	BOQUILLA	ACERO INOXIDABLE	8/18
9	DEFLECTOR	ACERO FUNDIDO	8/18



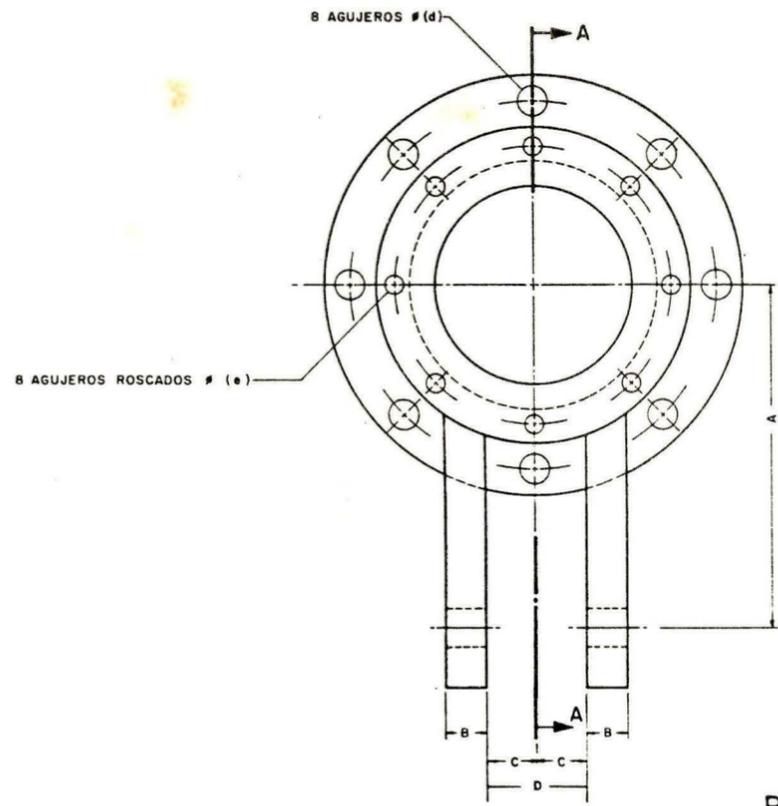
SUB-ENSAMBLAJE DEL INYECTOR

FECHA	MODIFICACION	Y/D CORRECCION	REVISION	APROBACION

 ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ ECUADOR		
DIRECCION TECNICA		
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA		
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO		
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL		
PLANO DE:		
SUB-ENSAMBLAJE DEL INYECTOR		
DISEÑO OLADE PROYECTO MECANICO MANIERTO MESTRONI ESCALA	DIBUJO HERMOGENES BAJANA REVISADO FECHA PLANO Nº 5/18	APROBADO FECHA DOCUMENTO PLANO
OCTUBRE DE 1985		

REF: 02-01

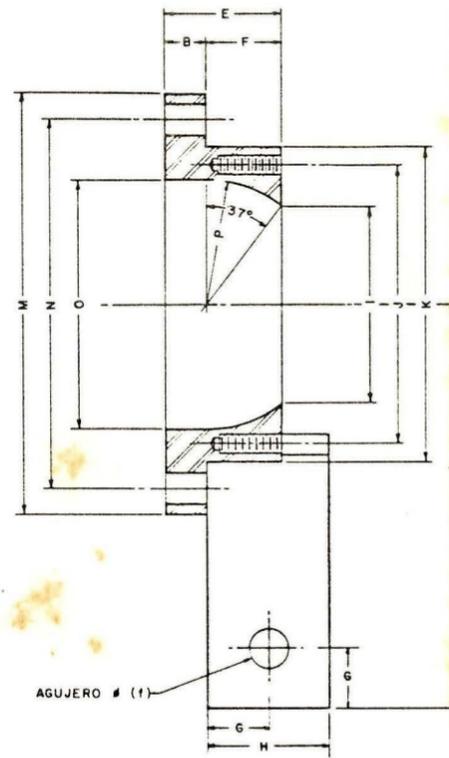
SIMBOLO	TABLA DE DIMENSIONES (mm)					
	TURBINA TIPO					
	TAT ₁₂	TAT ₂₂	TAT ₃₂	TAT ₄₂	TAT ₅₂	TAT ₆₂
A	161	193	286	338	286	338
B	24	24	30	30	30	30
C	29	35	60	70	60	70
D	58	70	120	140	120	140
E	67	76	117	134	117	134
F	43	52	87	104	87	104
G	35	35	80	80	80	80
H	70	70	160	160	160	160
I	113.5	136	229	271	229	271
J	160	185	305	355	305	355
K	180	210	330	380	330	380
L	231	263	446	498	446	498
M	240	270	390	440	390	440
N	190	220	340	390	340	390
O	143	171	288	341	288	341
P	71.5	85.5	144	170.5	144	170.5
Q						
R	3	3	6	6	6	6
S	60	72	121	143	121	143
T	20	24	30	30	30	30
U	245	275	395	445	395	445
V	126	150	254	300	254	300
W	104	124	210	248	210	248
X	202	240	406	480	406	480
Y	80	96	162	192	162	192
Z	115	138	233	275	233	275
a	52	62	105	124	105	124
b	80	90	100	120	100	120
c	230	270	400	460	400	460
d	18	18	24	24	24	24
e	12	12	18	18	18	18
f	18	20	24	30	24	30



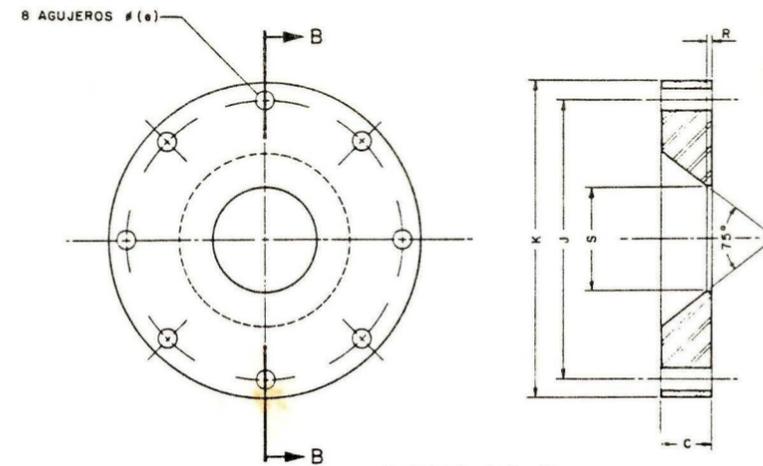
TOBERA

PIEZA Nº 7

MATERIAL: ACERO INOXIDABLE



SECCION "A-A"

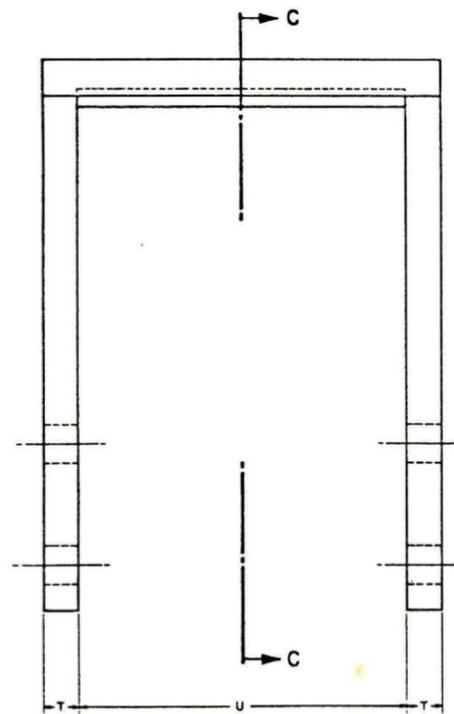


BOQUILLA

PIEZA Nº 8

MATERIAL: ACERO INOXIDABLE

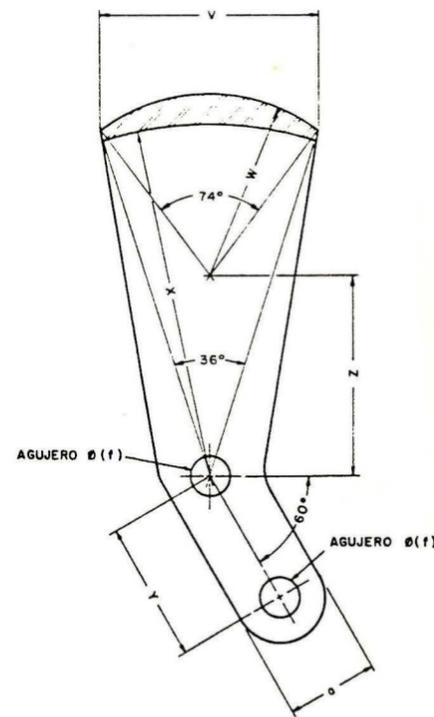
SECCION "E-B"



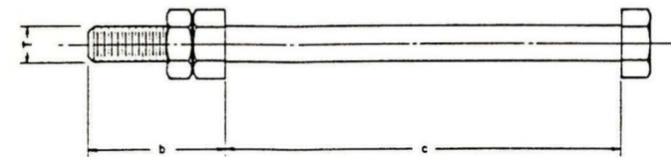
DEFLECTOR

PIEZA Nº 9

MATERIAL: ACERO FUNDIDO



SECCION "C-C"



PERNO PIVOTE

MATERIAL: BRONCE FOSFOROSO

FECHA	MODIFICACION	Y/C CORRECCION	REVISION	APROBACION
-------	--------------	----------------	----------	------------

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO ECUADOR

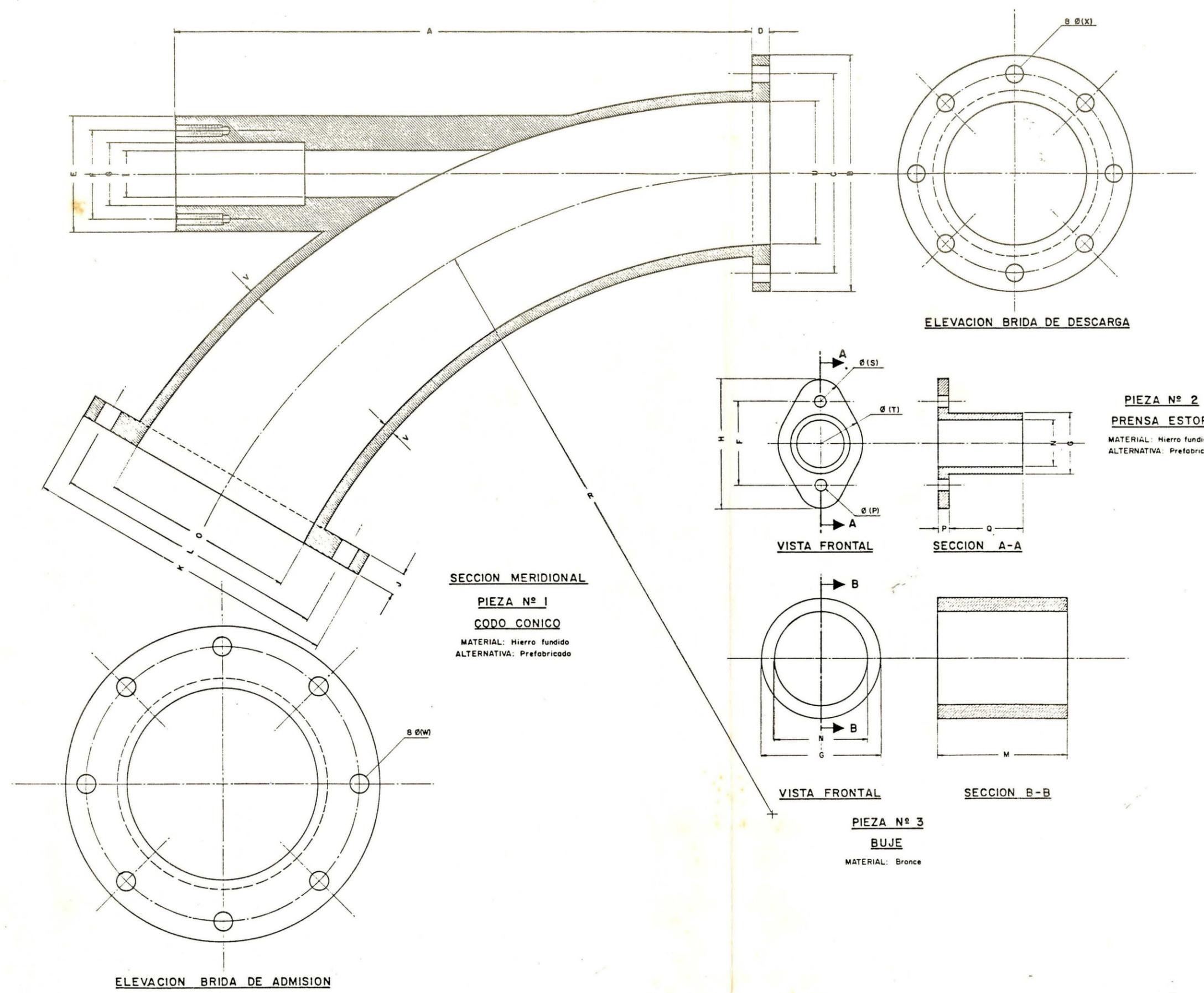
DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL

PLANO DE:
TOBERA, BOQUILLA Y DEFLECTOR

DISEÑO: OLADE	DIBUJO: HERMOGENES BAJANA	APROBADO:
PROYECTO MECANICO:	REVISADO:	FECHA:
DONER: MESTRONI	FECHA:	PLANO Nº:
ESCALA:	FECHA:	8/18

REF: 02-03



SECCION MERIDIONAL
PIEZA Nº 1
CODO CONICO
 MATERIAL: Hierro fundido
 ALTERNATIVA: Prefabricado

ELEVACION BRIDA DE DESCARGA

VISTA FRONTAL

SECCION A-A

VISTA FRONTAL

SECCION B-B

PIEZA Nº 3
BUJE
 MATERIAL: Bronce

PIEZA Nº 2
PRENSA ESTOPA
 MATERIAL: Hierro fundido
 ALTERNATIVA: Prefabricado

SIMBOLO	TABLA DE DIMENSIONES (MM)					
	TURBINA TIPO					
TOAT	11 12	21 22	31 32	41 42	51 52	61 62
A	644	770	1300	1540	1300	1540
B	254	279	406	482,5	406	482,5
C	215	241	362	431,8	362	431,8
D	20	20	24	24	24	24
E	125	150	255	300	255	300
F	90	110	185	220	185	220
G	65	75	130	150	130	150
H	140	165	280	330	280	330
I	50	60	100	120	100	120
J	24	24	30	30	30	30
K	343	406,5	635	750	635	750
L	298,5	368,5	578	692	578	692
M	70	80	125	150	125	150
N	40-005	50-005	130-005	120-005	130-005	120-005
O	210	250	420	500	420	500
P	12	16	20	24	20	24
Q	80	95	165	195	165	195
R	690	825	1400	1650	1400	1650
S	25	27,5	47,5	55	47,5	55
T	46	55	93	110	93	110
U	155	183	300	363	300	363
V	12	16	18	24	18	24
W	20	24	30	34	30	34
X	18	21	24	24	24	24
Perforacion W	18	22	28	32	28	32
Perforacion X	16	19	22	22	22	22

FECHA	MODIFICACION	Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL

PLANO DE:
CODO CONICO, PRENSA ESTOPA Y BUJE DEL INYECTOR

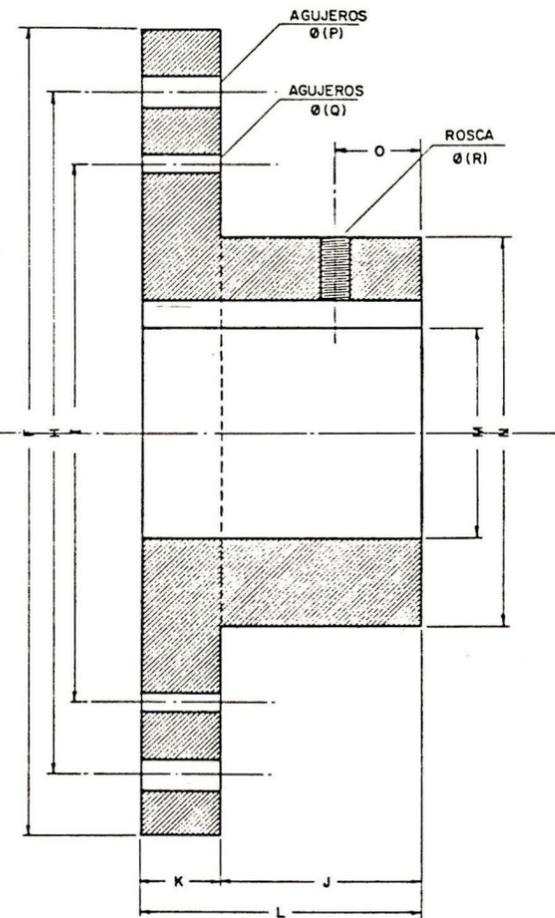
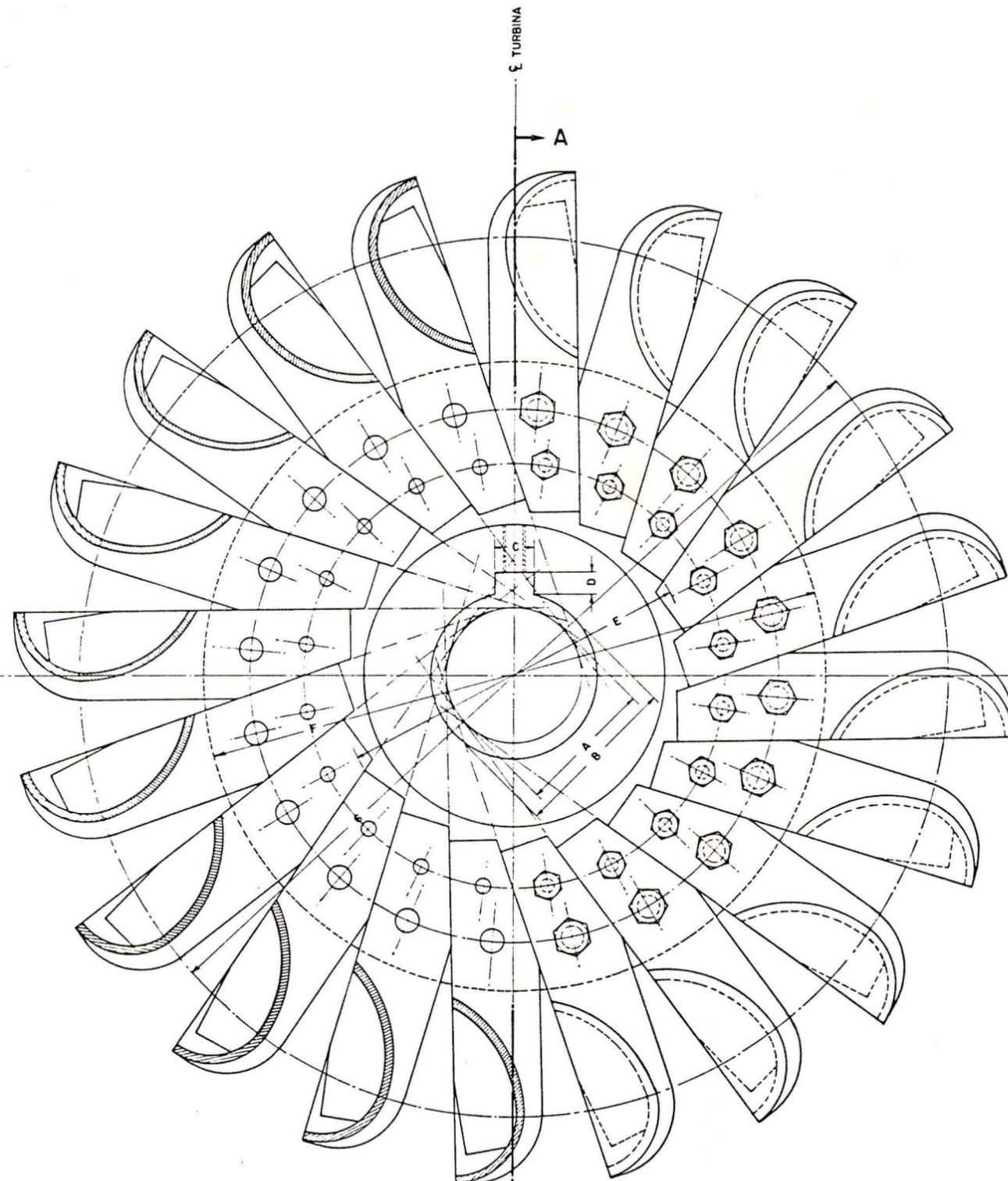
DISEÑO: OLADE	DISEÑO: HERMOGENES BAJANA	APROBADO: [Signature]
PROYECTO MECANICO:	REVISADO:	FECHA:
ENCARGO: MESTRONI	FECHA:	PLANO Nº:
ESCALA:	FECHA:	9/18

SEPTIEMBRE DE 1981

REF: 02-04

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

SIMBOLO	TURBINA TIPO			
	TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42
A	100	120	250	290
B	122	157	188	228
C	30	32	34	34
D	16	18	30	30
E	260	340	420	500
F	462	565	668	771
G	690	825	960	1095
H	392	437	538	631
I	308	341	438	511
J	115	135	150	165
K	45	55	55	65
L	160	190	205	230
M	120	140	230	275
N	223	273	323	383
O	50	50	60	70
P	18	20	24	24
Q	12	14	20	20
R	18	22	24	26



SECCION "A-A"

ELEVACION
SECCION VISTA

RODETE OLADE DE ACCION TANGENCIAL CON CUCCHARAS EMPERNADAS

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
QUITO _____ ECUADOR

DIRECCION TECNICA
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL

PLANO DE:
RODETE CON CUCCHARAS EMPERNADAS

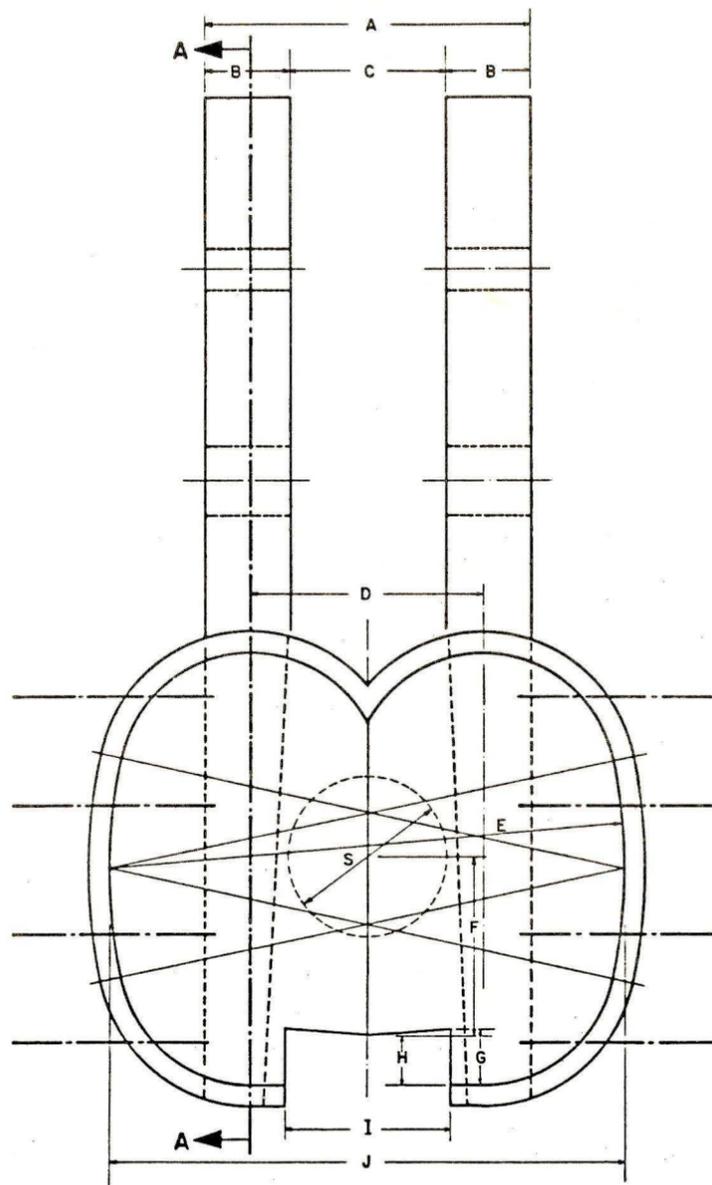
DISEÑO OLADE	DIBUJO HERMOGENES BAJAÑA	APROBADO
PROYECTO MECANICO RAMIERI MESTRONI	REVISADO	FECHA
ESCALA	FECHA	PLANO Nº
3/E	OCTUBRE DE 1985	10/18

DOCUMENTO PLACA

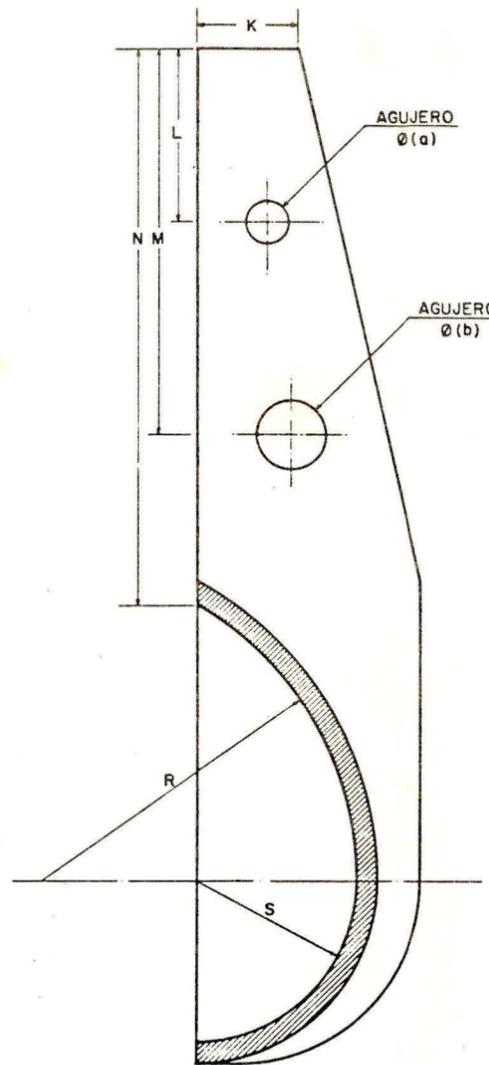
REF: 03-01

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

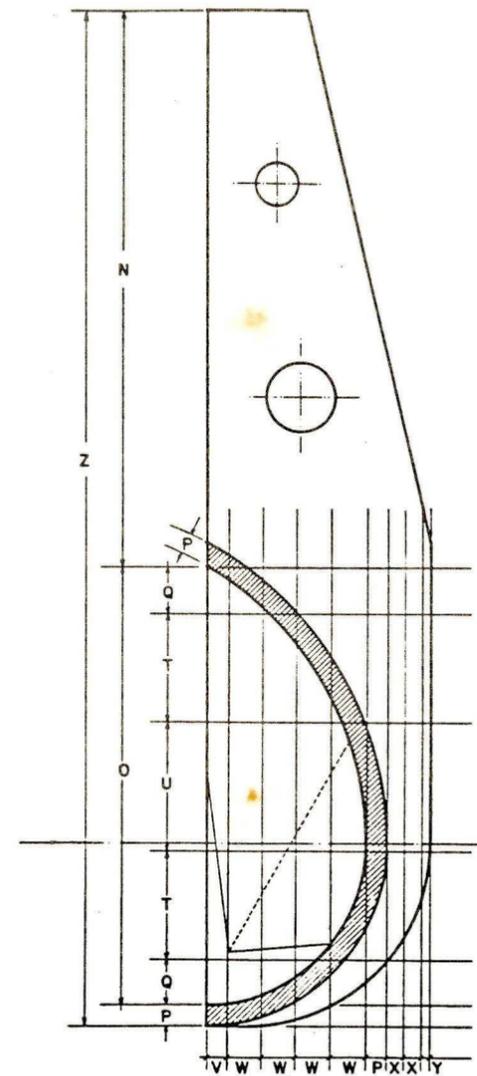
SIMBOLO	TURBINA TIPO			
	TOAT ¹¹ ₁₂	TOAT ²¹ ₂₂	TOAT ³¹ ₃₂	TOAT ⁴¹ ₄₂
A	95	106	95	106
B	25	25	25	25
C	45	55	46	55
D	68	81	68	81
E	150	179	150	179
F	51	61	51	61
G	18	22	18	22
H	15	18	15	18
I	48	56	48	56
J	150	174	150	174
K	29	34	29	34
L	50	60	50	60
M	111	133	111	133
N	160	192	160	192
O	123	147	123	147
P	6	8	6	8
Q	12	15	12	15
R	91	108	91	108
S	46	55	46	55
T	31	36	31	36
U	37	44	37	44
V	6	7	6	7
W	10	12	10	12
X	5	5	5	5
Y	2.5	4	2.5	4
Z	289	347	289	347
e	12	12	12	12
b	20	20	20	20



VISTA FRONTAL DE LA CUCHARA



SECCION A-A



SECCION MERIDIONAL

CUCHARAS EMPERNAS DE TURBINA OLADE (De/d=15)

FECHA	MODIFICACION	T/O	CORRECCION	REVISION	APROBACION

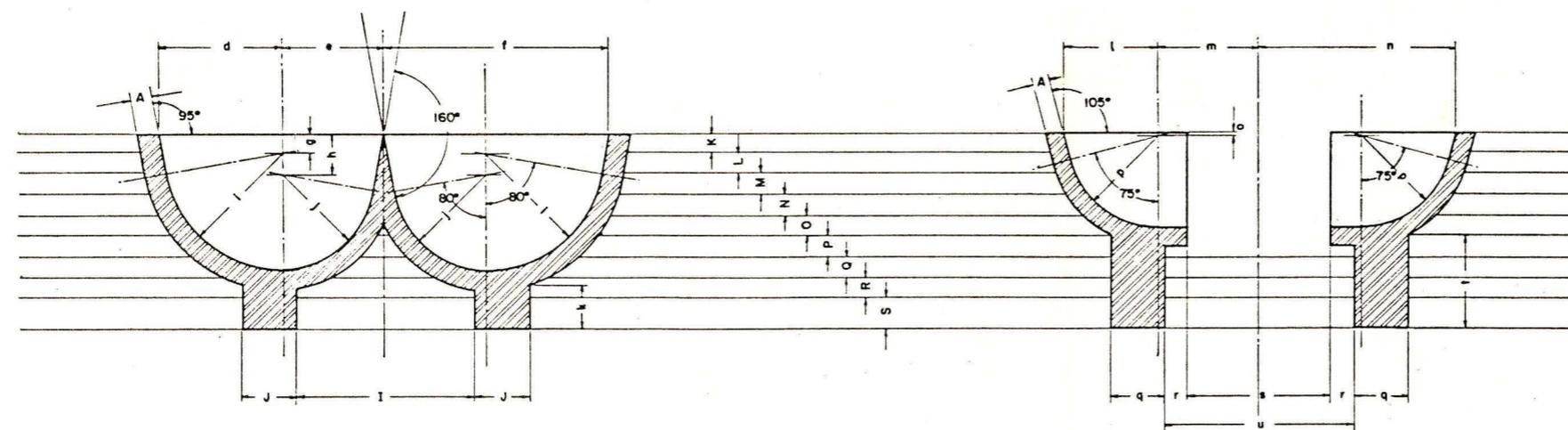
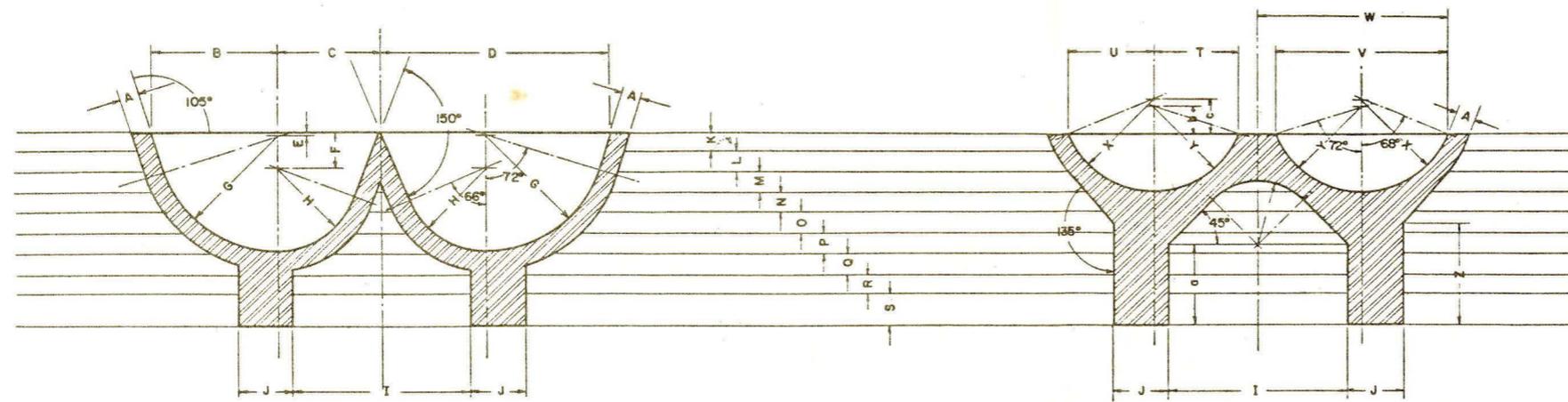
ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO
 TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL

PLANO DE:
CUCHARA DE LA TURBINA

DISEÑO OLADE	DISEÑO HERMOGENES BAJAÑA	APROBADO <i>[Signature]</i>
PROYECTO MECANICO RAMIERI MESTRONI	REVISADO <i>[Signature]</i>	FECHA 12/18
ESCALA 3/E	FECHA OCTUBRE DE 1985	DOCUMENTO PLANO

REF: 03-03



SECCIONES DE LA CUCHARA EMPERNADA MOSTRADA EN EL PLANO

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

SIMBOLO	TURBINA TIPO			
	TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42
A	6,0	8,0	6,0	8,0
B	41,0	45,5	41,0	45,5
C	34,0	44,0	34,0	44,0
D	75,0	89,5	75,0	89,5
E	1,0	2,0	1,0	2,0
F	12,0	15,0	12,0	15,0
G	39,0	41,0	39,0	41,0
H	33,0	35,0	33,0	35,0
I	59,0	62,0	59,0	62,0
J	18,0	20,0	18,0	20,0
K	6,0	7,0	6,0	7,0
L	6,5	8,5	6,5	8,5
M	6,5	8,5	6,5	8,5
N	6,5	8,5	6,5	8,5
O	7,5	9,0	7,5	9,0
P	6,5	8,5	6,5	8,5
Q	6,5	8,5	6,5	8,5
R	7,0	8,0	7,0	8,0
S	11,0	12,0	11,0	12,0
T	28,0	29,5	28,0	29,5
U	29,0	30,5	29,0	30,5
V	57,0	60,0	57,0	60,0
W	63,5	68,5	63,5	68,5
X	31,0	33,0	31,0	33,0
Y	28,0	30,0	28,0	30,0
Z	34,0	37,0	34,0	37,0
a	27,0	29,0	27,0	29,0
b	9,0	10,0	9,0	10,0
c	11,0	12,0	11,0	12,0
d	42,0	50,0	42,0	50,0
e	34,0	41,0	34,0	41,0
f	76,0	91,0	76,0	91,0
g	6,0	7,0	6,0	7,0
h	8,5	37,0	8,5	37,0
i	39,0	41,0	39,0	41,0
j	31,0	33,0	31,0	33,0
k	19,5	21,5	19,5	21,5
l	31,0	41,0	31,0	41,0
m	34,0	44,0	34,0	44,0
n	65,0	85,0	65,0	85,0
o	1,5	2,5	1,5	2,5
p	30,0	31,5	30,0	31,5
q	17,0	19,0	17,0	19,0
r	7,5	9,5	7,5	9,5
s	48,0	58,0	48,0	58,0
t	31,5	33,5	31,5	33,5
u	63,0	77,0	63,0	77,0

FECHA	MODIFICACION	Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION
-------	--------------	----------------	----------	------------

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL
 PLANO DE SECCIONES DE LA CUCHARA EMPERNADA
 MOSTRADA EN EL PLANO

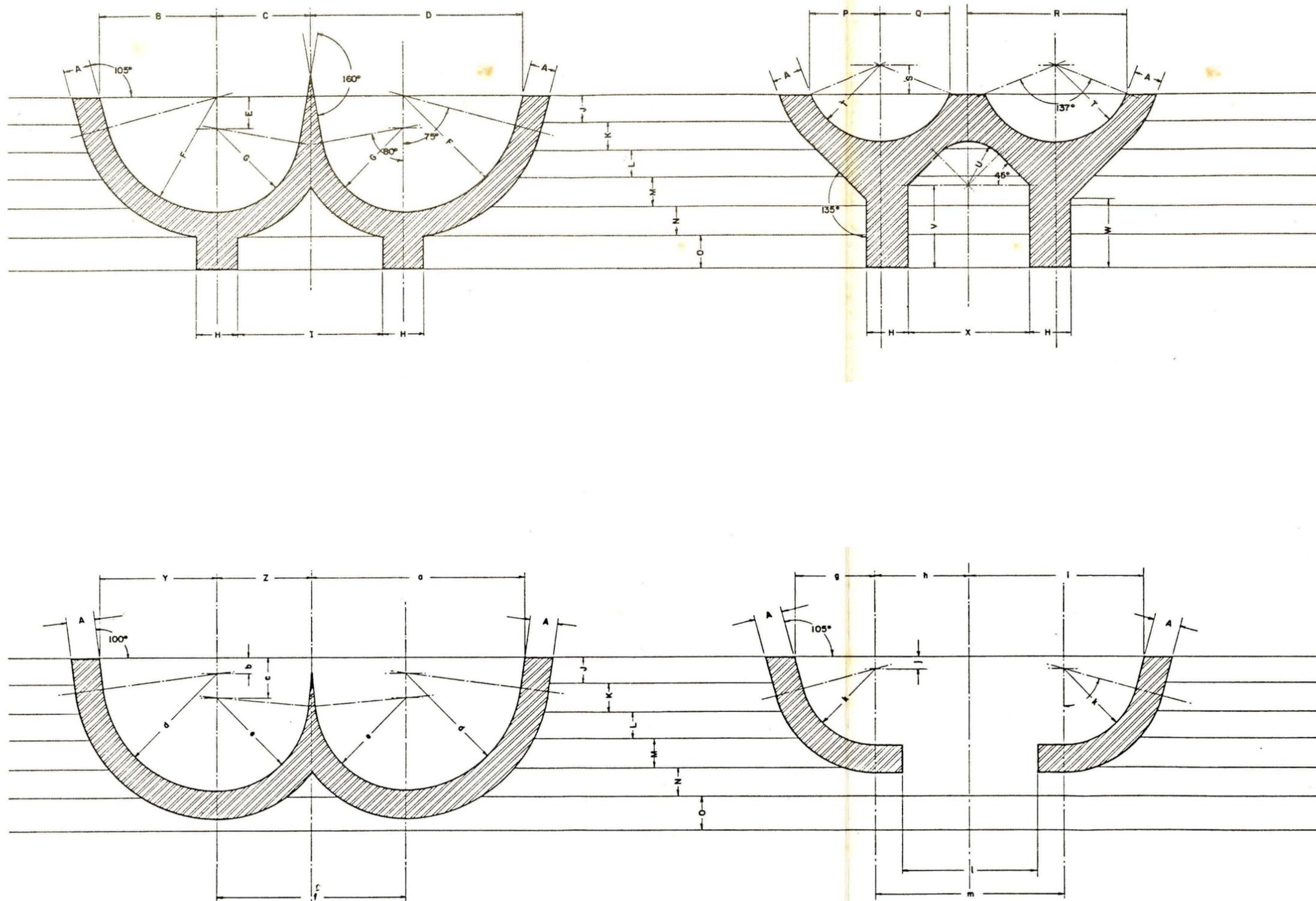
DISEÑO OLADE	DIBUJO HEMOCENES BAJANA	APROBADO
PROYECTO MECANICO RANIERI MESTRONI	REVISADO	FECHA
ESCALA	FECHA	PLANO N°

5/E OCTUBRE DE 1985 DOCUMENTO PLANO 13/18

REF: 03-04

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

SIMBOL	TURBINA TIPO	
	TOAT 51	TOAT 61
A	20,0	20,0
B	83,0	99,0
C	66,0	80,0
D	151,0	179,0
E	31,	27,0
F	83,0	98,0
G	60,0	71,0
H	31,0	37,0
I	107,0	127,0
J	19,0	19,0
K	20,0	20,0
L	19,0	19,0
M	20,5	20,5
N	20,0	20,0
O	24,0	24,0
P	58,5	70,0
Q	58,5	70,0
R	117,0	140,0
S	21,0	25,0
T	56,0	66,0
U	31,0	35,0
V	60,0	67,0
W	52,0	68,0
X	88,5	104,5
Y	84,0	100,0
Z	68,0	80,0
a	152,0	180,0
b	11,0	13,0
c	28,0	33,0
d	81,0	96,0
e	65,0	77,0
f	136,0	161,0
g	59,0	70,0
h	68,0	80,0
i	127,0	150,0
j	9,0	11,0
k	54,0	64,0
l	98,0	116,0
m	136,	160,0

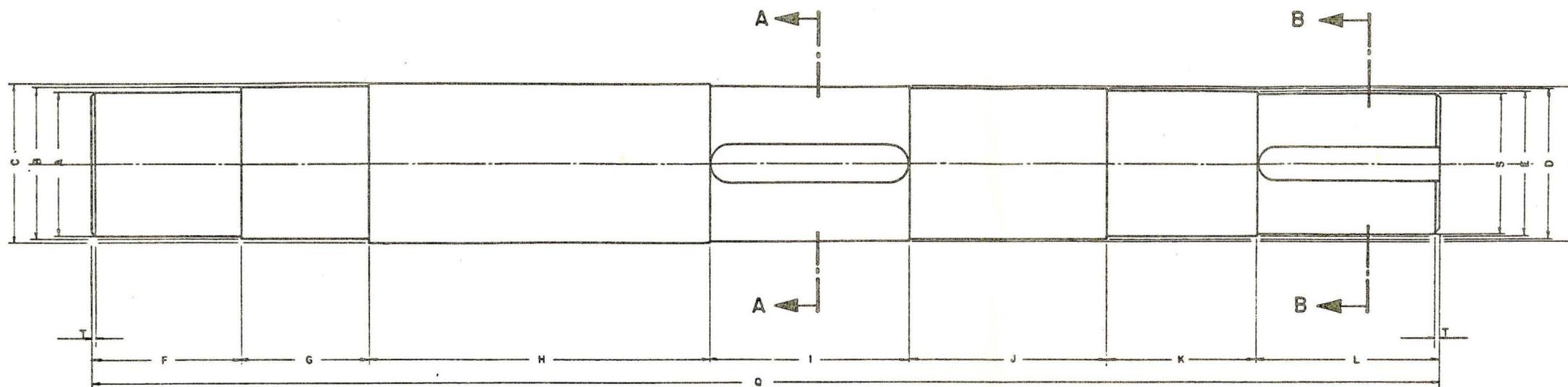


SECCIONES DE LA CUCHARA FUNDIDA MOSTRADA EN EL PLANO

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

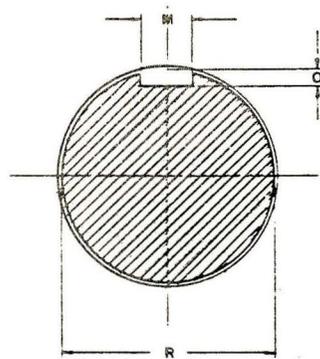
ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ EQUADOR		
DIRECCION TECNICA		
DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA		
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO		
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL		
PLANO DE: SECCIONES DE LA CUCHARA FUNDIDA MOSTRADA EN EL PLANO		
DISEÑO: OLADE	DIBUJO: HERMOGENES BAJAÑA	APROBADO: <i>[Signature]</i>
PROYECTO MECANICO	REVISADO:	FECHA
GANIERI MESTRONI		PLANO Nº
ESCALA:	FECHA	14/18
3/E	OCTUBRE DE 1985	DOCUMENTO PLANO

REF: 03-06

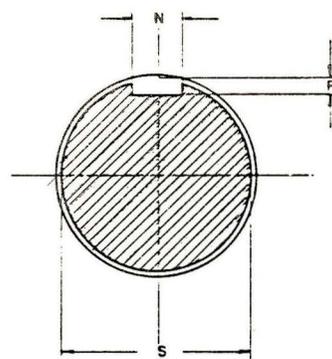


VISTA DEL EJE

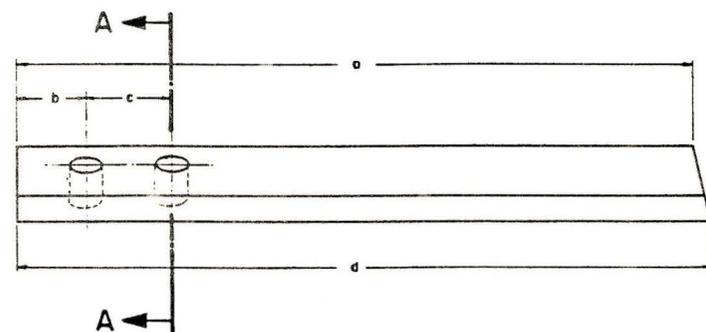
MATERIAL: ACERO FORJADO



SECCION "A-A"



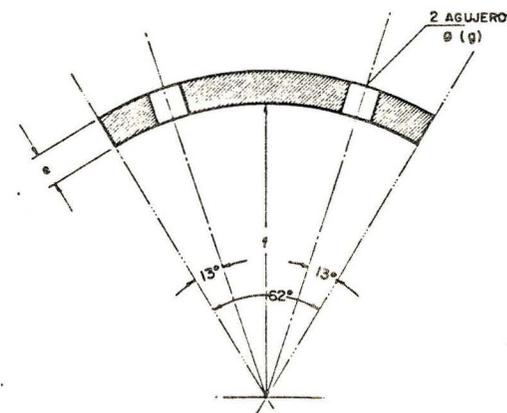
SECCION "B-B"



VISTA LATERAL

DESVIADOR DE FLUJO

MATERIAL: ACERO INOXIDABLE



SECCION "A-A"

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

EJE	SIMBOLO	TURBINA TIPO					
		TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42	TOAT 51 52	TOAT 61 62
A		115	135	170	200	240	280
B		120	140	175	205	250	300
C		125	150	200	225	255	305
D		120	140	175	205	250	300
E		115	135	170	200	240	280
F		120	125	160	165	170	180
G		100	120	170	210	170	210
H		271	330	548	664	550	665
I		160	190	240	260	320	370
J		157	194	402	514	400	515
K		120	125	160	165	170	180
L		145	170	215	260	300	350
M		30	30	50	50	75	75
N		30	30	50	50	75	75
O		9	9	15	15	25	25
P		9	9	15	15	25	25
Q		1073	1254	1895	2238	2080	2470
R		123	143	160	210	356	306
S		110	130	165	195	235	275
T		3	3	5	5	7	7

REF: 04-01

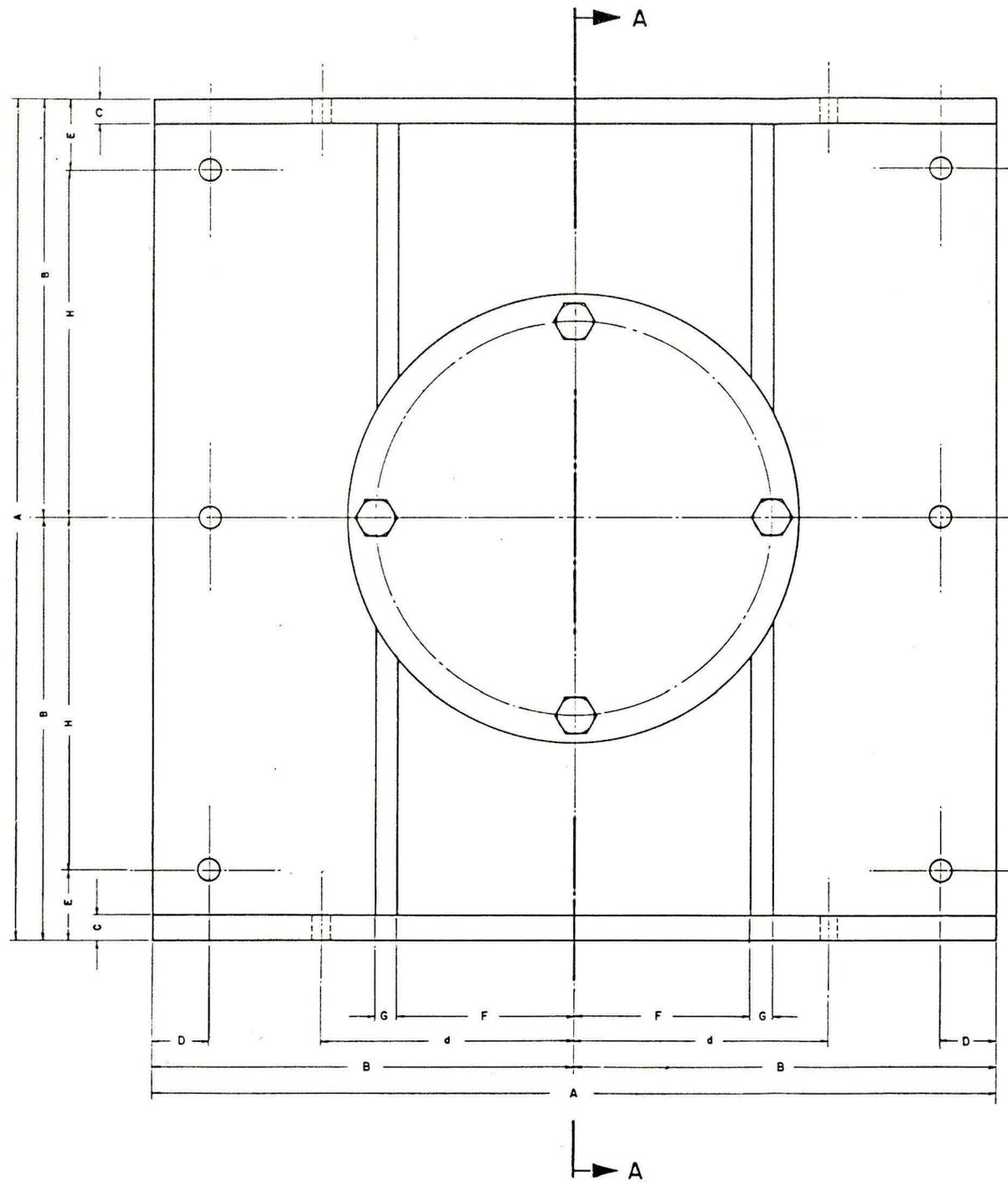
DESVIADOR DE FLUJO

a	390	420	390	420	550	640
b	40	50	70	90	70	70
c	50	60	80	100	100	120
d	400	440	420	450	590	700
e	18	20	24	30	50	50
f	170	180	195	220	750	890
g	18	20	24	30	24	24

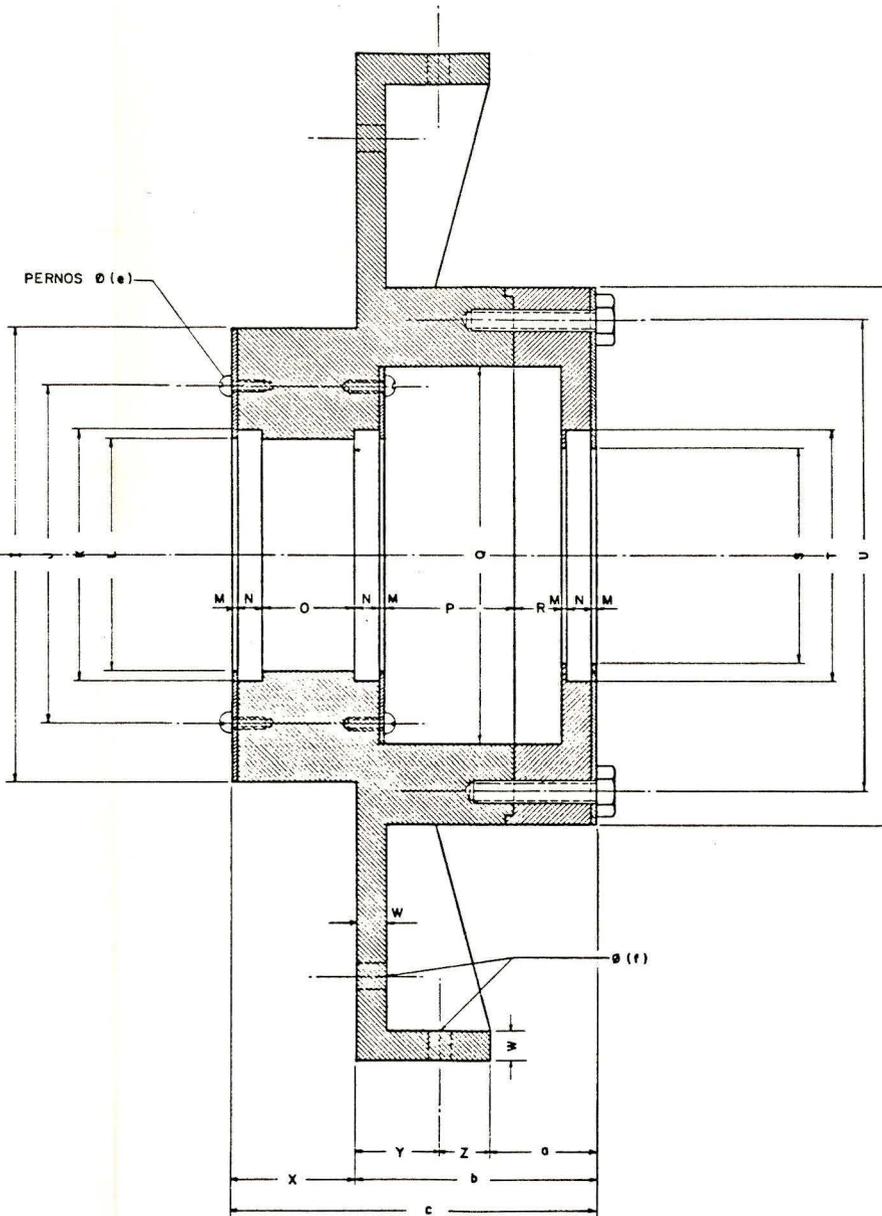
FECHA	MODIFICACION Y/C CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ ECUADOR		
DIRECCION TECNICA DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO		
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL PLANO DE EJE Y DESVIADOR DE FLUJO		
DIBEN OLADE PROYECTO MECANICO RAHIERI MESTRONI ESCALA	DIBUJO HERMOGENES BAJANA REVISADO FECHA PLANO N°	APROBADO FECHA PLANO N° 15/18

REF: 09-01



ELEVACION FRONTAL



SECCION A-A

NOTA:

- 1.- PIEZA POR PROCESO DE FUNDICION
- 2.- ALTERNATIVA: Planchas estructurales soldadas y torneadas
- 3.- ACABADOS Y TOLERANCIAS DE ACUERDO AL RODAMIENTO
- 4.- ESTE DIBUJO PERTENECE A LA TURBINA TOAT 21

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

SIMBOLO	TURBINA TIPO					
	TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42	TOAT 51 52	TOAT 61 62
A	500	600	500	600	800	960
B	250	300	250	300	400	480
C	12	18	24	30	30	30
D	40	40	40	40	50	50
E	50	50	50	50	100	150
F	100	125	100	125	150	165
G	12	16	20	24	30	30
H	200	250	200	250	200	200
I	250	270	340	400	450	500
J	170	200	250	300	350	400
K	120	140	175	205	250	300
L	110	130	165	195	240	290
M	3	3	8	8	10	10
N	12	15	18	25	15	20
O	45	55	90	110	120	150
P	70	75	100	120	150	170
Q	210	225	290	340	400	460
R	25	28	32	35	50	60
S	110	130	165	195	240	280
T	130	150	195	225	290	340
U	200	280	350	400	500	560
V	300	320	400	480	600	660
W	12	18	24	24	30	30
X	60	70	110	135	110	120
Y	40	50	60	60	120	120
Z	30	30	40	60	30	30
e	50	60	80	70	75	90
b	150	180	250	265	305	330
c	210	250	360	400	415	450
d	151	180	199	188	219	234
e	6	6	10	10	12	12
f	12	12	18	18	24	24

FECHA	MODIFICACION	Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO _____ ECUADOR

DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

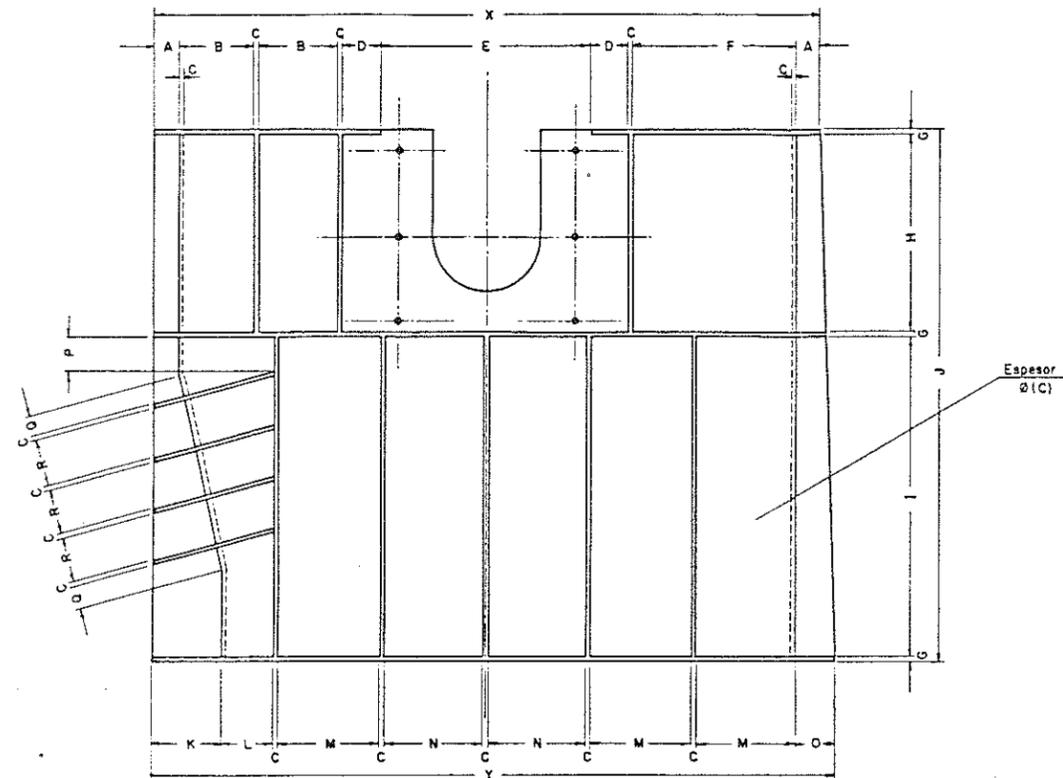
TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL

PLANO DE:
SOPORTE DE RODAMIENTO

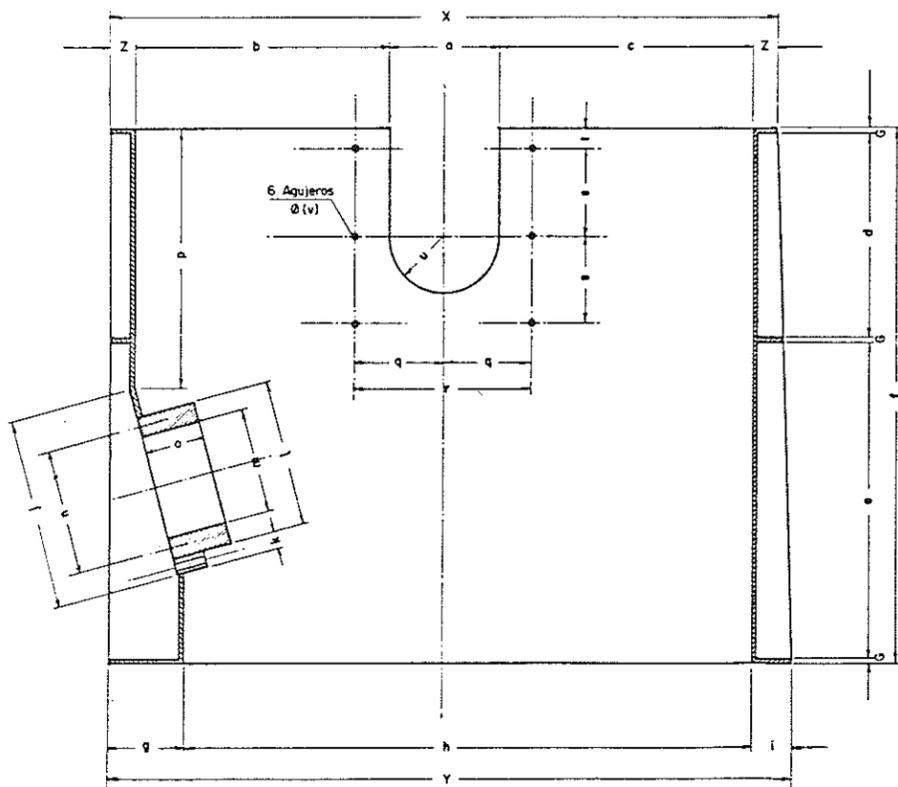
DISEÑO OLADE	DIBUJO HERMOGENES BAJANA	APROBADO
PROYECTO MECANICO	REVISADO	FECHA
RANIERI MESTRONI		PLANO NO. 16/18
ESCALA	FECHA	DOCUMENTO PLACA

3/E OCTUBRE DE 1985

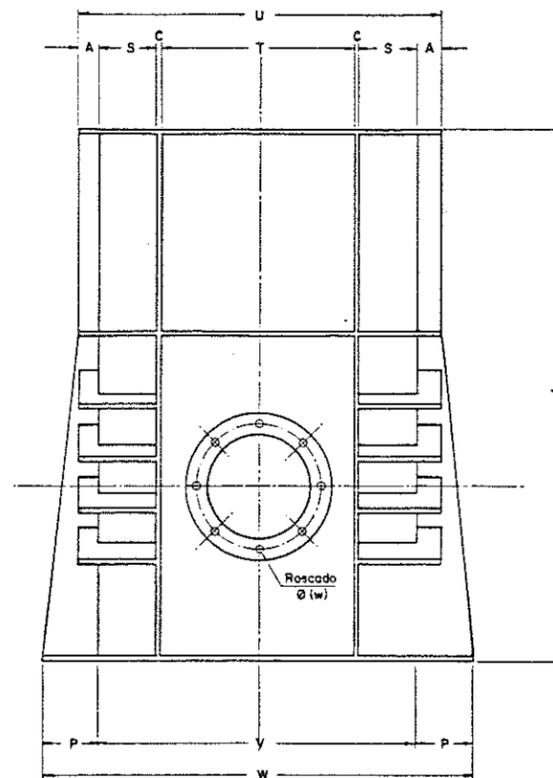
REF: 05-01



ELEVACION DERECHA



SECCION MERIDIONAL



VISTA DESDE EL INYECTOR

CARCASA DE LA TURBINA
DETALLES PARA 1 Y 2 INYECTORES

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

SIMBOLO	TURBINA TIPO					
	TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42	TOAT 51 52	TOAT 61 62
A	60	70	110	135	200	220
B	180	220	180	220	300	355
C	12	12	12	12	24	24
D	90	104	101	104	135	160
E	500	600	500	600	800	960
F	375	452	373	452	610	725
S	12	18	24	30	24	24
H	476	564	452	540	740	900
J	729	867	732	855	1190	1430
J	1241	1485	1256	1485	2002	2402
K	171	210	174	275	403	458
L	118	138	172	138	185	220
M	233	278	237	278	375	460
N	232	282	232	282	360	430
O	102	124	174	209	300	330
P	80	90	130	160	215	255
Q	52	62	52	62	80	95
R	103	123	105	125	170	200
S	108	138	454	550	455	552
T	460	550	468	1126	472	1130
U	820	990	1620	2520	1830	2722
V	700	850	1400	2250	1430	2282
W	860	1030	1660	2570	1860	2792
X	1571	1876	1691	2006	2752	3227
Y	1614	1930	1686	2081	2852	3337
Z	72	82	122	147	224	244
a	252	272	242	402	450	500
b	586	720	602	655	934	1124
c	589	720	603	655	920	1115
d	476	564	452	540	740	900
e	729	867	732	855	1190	1430
f	1241	1485	1256	1485	2002	2402
g	183	222	186	287	427	482
h	1317	1572	1314	1573	2101	2501
i	114	138	186	221	324	364
j	430	550	596	668	930	1070
k	40	40	50	60	80	80
l	340	406	482	533	750	850
m	235	306	382	433	715	770
n	290	320	440	490		
o	140	165	140	165	250	300
p	572	685	577	685	920	1100
q	210	260	210	260	250	300
r	420	520	420	520	500	660
s	200	250	200	250	300	330
t	50	50	50	50	100	150
u	126	136	171	201	225	250
v	12	16	20	24	30	30
w	18	18	24	30		

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION

ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
olade QUITO ECUADOR

DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO

TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL
 PLANO DE: CARCASA DE LA TURBINA
 DETALLES PARA 1 Y 2 INYECTORES

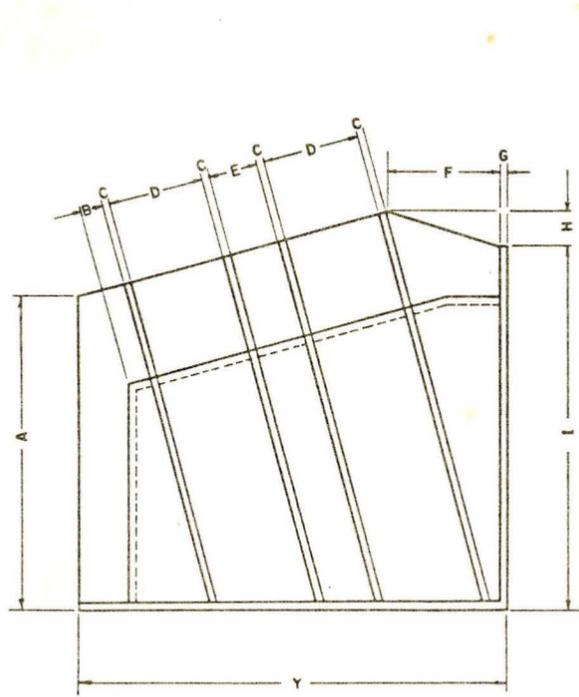
DISEÑO OLADE	DISEÑO HERNANDEZ BALAZA	APROBADO
PROYECTO MECANICO BARBERI MESTRONI	REVISADO	FECHA
ESCALA	FECHA	PLANO NO
3/4	DICIEMBRE DE 1978	17/18

DOCUMENTO PLANO

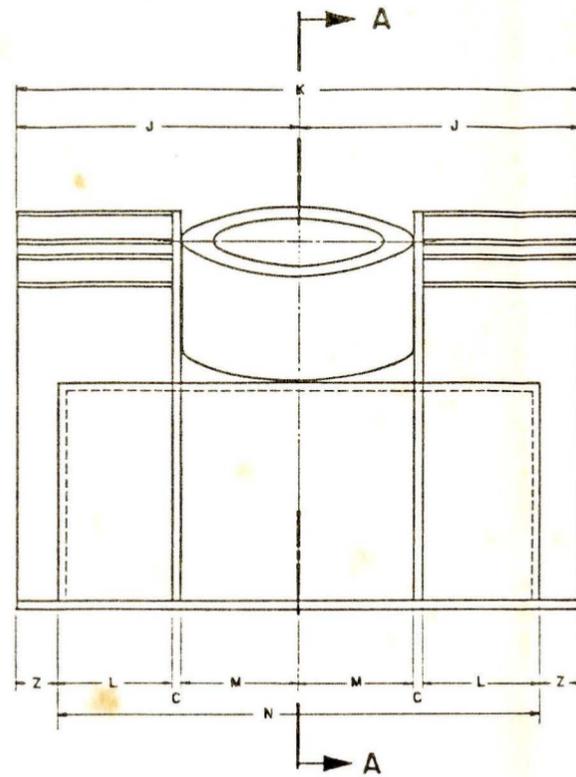
REF: 06-01

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

TURBINA TIPO						
	TOAT 11 12	TOAT 21 22	TOAT 31 32	TOAT 41 42	TOAT 51 52	TOAT 61 62
SOPORTE ESTRUCTURAL DEL INYECTOR						
A	448	536	455	536	700	830
B	69	84	52	84	80	80
C	12	12	12	12	24	24
D	137	167	105	167	220	265
E	69	84	52	84	220	265
F	variable	variable	variable	variable	variable	variable
G	12	18	24	30	24	24
H	variable	variable	variable	variable	variable	variable
I	509	604	565	669	925	1075
J	410	485	810	985	915	1600
K	820	970	1620	1970	1830	3200
L	108	138	454	563	455	1130
M	230	275	234	275	236	276
N	700	850	1400	1700	1430	2860
O	360	390	515	570	790	930
Q	240	270	390	440	715	770
R	140	165	140	165	250	300
S	60	70	110	135	201	221
T	437	522	443	522	700	830
U	90	107	144	172	-0-	-0-
V	534	638	595	703	800	940
W	334	399	338	399	485	580
X	340	370	490	540	472	552
Y	606	720	717	850	1025	1185
Z	60	70	110	135	200	170
CARCASA - TAPA						
A	30	35	55	70	100	110
B	200	240	388	470	406	745
C	217	262	233	280	363	428
D	40	40	40	40	100	110
E	65	75	115	140	225	245
F	690	840	1390	1690	1380	2810
G	860	1030	1660	2020	1830	3200
H	60	70	110	135	200	220
I	700	850	1400	1700	1430	2860
J	1037	1238	1096	1303	1725	1990
K	180	212	192	224	375	434
L	422	522	420	521	375	433
M	40	40	40	40	125	145
N	12	18	24	30	24	24
O	265	316	268	316	685	760
P	35	40	60	70	100	110
Q	509	604	565	669	925	1075
R	72	82	122	147	225	245
T	437	522	443	522	700	830
U	791	943	802	943	1290	1526
V	69	83	70	83	100	120

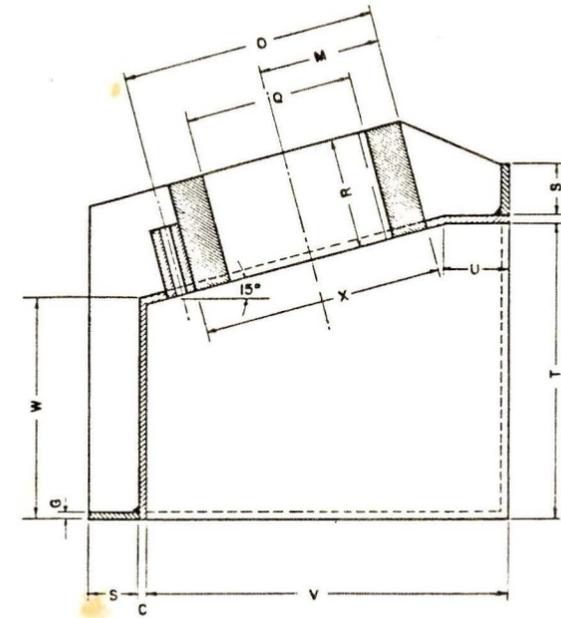


VISTA LATERAL



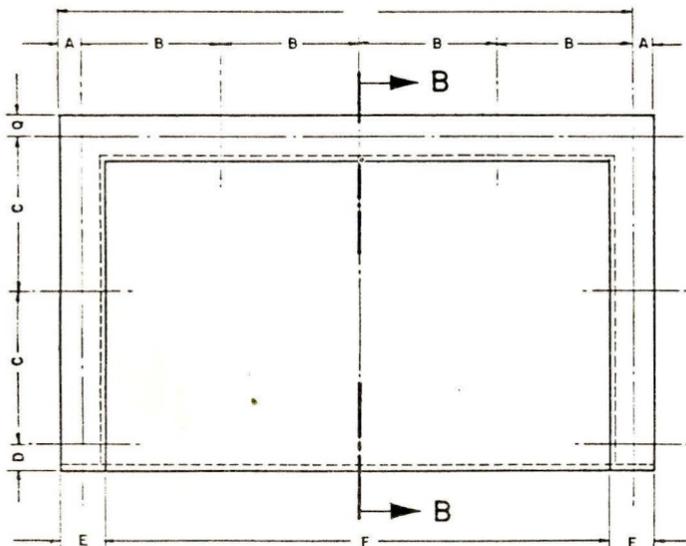
VISTA FRONTAL

SOPORTE ESTRUCTURAL DEL INYECTOR

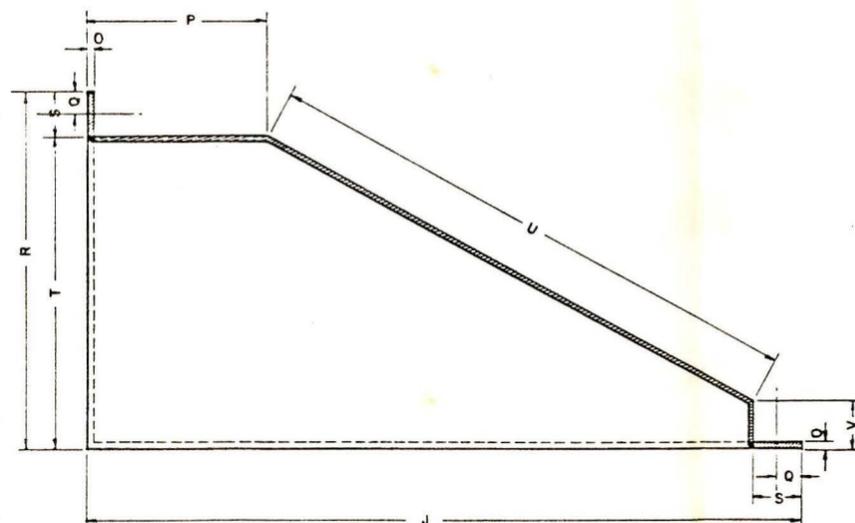


SECCION "A-A"

REF: 06-02

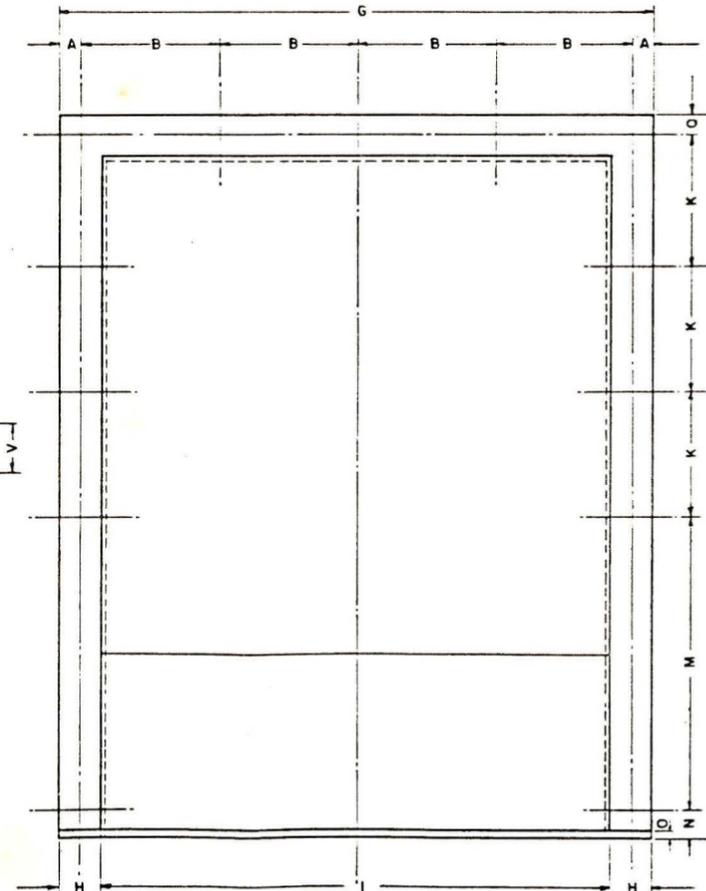


VISTA INTERIOR



SECCION "B-B"

CARCASA - TAPA PARA TURBINA DE DOS INYECTORES



PLANTA

REF: 07-01

FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION
-------	-----------------------------	----------	------------

 ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA
 QUITO _____ ECUADOR
 DIRECCION TECNICA
 DEPARTAMENTO DE HIDROENERGIA
 PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO
 TURBINA OLADE DE ACCION TANGENCIAL
 PLANO DE SOPORTE ESTRUCTURAL DEL INYECTOR
 CARCASA-TAPA PARA DOS INYECTORES
 DISEÑO: OLADE
 PROYECTO MECANICO
 REVISADO: MESTRON
 ESCALA: _____
 DIBUJO: HERMOGENES BOLAJA
 REVISADO: _____
 FECHA: _____
 APROBADO: _____
 FECHA: _____
 PLANO N°: 18/18