

T-UES  
1503  
0611  
1993  
Ej-2

# UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



TEMA

## "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODELO DE TURBINA DE IMPULSO (PELTON)"

TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:

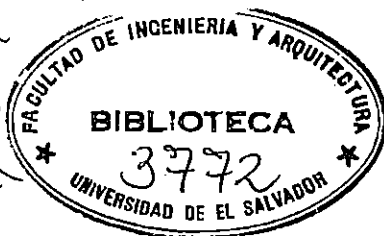
**CARLOS EDUARDO CHATARA H.  
OTTO ERNESTO HERNANDEZ KUSTER  
CARLOS ALBERTO MARTINEZ FLORES  
MAURICIO ANTONIO ORTIZ FORTIS**

PARA OPTAR AL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO**

15102109  
15102109

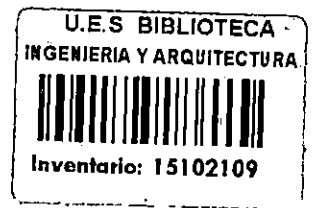
*Recibida: 04/Enero/93*



DICIEMBRE 1993

SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA





UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

# TRABAJO DE GRADUACION



A handwritten signature in black ink, appearing to read "Alvaro Antonio Aguilar Orantes".

COORDINADOR : ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Rene Mauricio Hernandez Ortiz".

ASESOR : ING. RENE MAURICIO HERNANDEZ ORTIZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MIRNA ANTONIETA PERLA DE ANAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. JUAN JESUS SANCHEZ SALAZAR

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR:

ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

## DEDICATORIA

El siguiente trabajo de graduación, es el fruto de muchos años de constante esfuerzo y dedicación, para poder coronar uno de los objetivos más importantes de mi vida.

Este acontecimiento quiero dedicarlo:

En primer lugar a DIOS todo poderoso y omnipotente por prestarme un poco de vida para concluirlo.

Y en segundo lugar a mis PADRES José Leocadio Ortiz (Q.E.P.D.) y Edith Mercedes Fortis de Ortiz, por esperar con paciencia a que cumpliera mi meta, que también es de ella, recibe entonces mami este regalo que es el premio a tu esfuerzo.

MAURICIO ANTONIO

## DEDICATORIA

El presente trabajo de graduación es la culminación de largos años de estudio y esfuerzo, durante los cuales fue necesario salvar grandes obstáculos, lo cual hubiera sido imposible sin la ayuda de Dios y de mis padres es por ello que dedico este logro alcanzado:

A DIOS TODO PODEROSO:

Por darme vida y paciencia necesaria para alcanzar la meta fijada.

A MI PADRE; OTTO ALFRED KUSTER:

Por todo el apoyo prestado y por compartir conmigo sus conocimientos siempre.

A MI MADRE; ADELINA HERNANDEZ:

Por todas su comprensión y atenciones prestadas ante toda circunstancia de mi vida.

OTTO ERNESTO

## DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico con profundo respeto, admiración, cariño, amor y agradecimiento:

A DIOS TODO PODEROSO: Por guiarme espiritualmente, permitiéndome coronar mi carrera.

A MIS PADRES: JUAN JOSE MARTINEZ PERAZA (Q.D.D.G.)  
ENMA FLORES DE MARTINEZ

Porque con sus sacrificios y privaciones me enseñaron el camino del bien, respeto y amor a nuestros semejantes, siendo la razón de mi superación.

A MIS HERMANOS: TOMAS DE JESUS, CECILIA ISABEL, JUAN JOSE Y MARITZA MARISTELA.

Por ayudarme en todo momento en alcanzar mi meta.

CARLOS ALBERTO

## DEDICATORIAS

A DIOS TODO PODEROSO:

Por iluminarme siempre y permitirme vivir hasta  
ver este momento.

A LA VIRGEN SANTISIMA:

Por guiarme y consolarme en todo momento,  
principalmente los más difíciles.

A MIS PADRES:

MARIA OLIMPIA Y EDUARDO LUTFE, quienes con sus  
esfuerzos y sacrificios me dieron siempre amor,  
apoyo y ayuda en toda mi formación académica y  
profesional.

A TANIA:

Por su amor, paciencia, comprensión y apoyo  
moral que supo brindarme siempre.

A MI HERMANO:

Por la ayuda incondicional que me proporcionó  
en toda mi carrera.

A MI HERMANA:

Por apoyarme siempre.

A MIS COMPAÑEROS:

Por darme su confianza y estimación.

CARLOS EDUARDO

## AGRADECIMIENTOS

En el desarrollo de este trabajo de graduación, existen muchas personas que de alguna manera nos han brindado su colaboración desinteresada, entre ellos cabe mencionar:

Ing. Alvaro Antonio Aguilar

Ing. René Mauricio Hernández

Sr. Otto Alfred Kuster

Sr. René Alfredo Hernández

Sr. Elio Romero Romero

LOS AUTORES



## INDICE

CONTENIDO	PAG. Nº
INTRODUCCION	
OBJETIVOS	
1.0 TURBINAS HIDRAULICAS	1
1.1 GENERALIDADES	1
1.1.1 HISTORIA	1
1.1.2 DEFINICION	2
1.1.3 CLASIFICACION	3
1.2 TURBINAS PELTON	7
1.2.1 DESCRIPCION	7
1.2.2 COMPONENTES	9
1.2.3 CLASIFICACION	13
1.2.3.1 SEGUN SU DISPOSICION	13
1.2.3.2 SEGUN SU VELOCIDAD ESPECIFICA	14
1.2.4 PARAMETROS	14
1.2.4.1 NUMERO DE REVOLUCIONES	14
1.2.4.2 COEFICIENTE DE VELOCIDAD	15
1.2.4.3 RENDIMIENTO	16
1.2.4.4 POTENCIA	17
2.0 PARAMETROS DE DISEÑO	18
2.1 FORMACION DEL SALTO Y ALTURA APROVECHABLE	18
2.2 MEDICION DE CAUDAL	26
2.2.1 AFOROS POR FLOTADORES	27
2.2.2 AFOROS POR VERTEDEROS	35
2.2.3 AFOROS POR ESTRANGULACION DE LA CORRIENTE	40

2.2.4	AFOROS POR HIDROTIMETROS	47
2.3	ELECCION Y CONDICIONES DE APLICACION	57
2.4	VELOCIDAD ESPECIFICA	59
3.0	DISEÑO HIDRAULICO DEL MODELO	61
3.1	CONSIDERACIONES PRELIMINARES	61
3.2	DISEÑO DEL RODETE	65
3.2.1	NUMERO DE ALABES	65
3.2.2	FORMA Y DIMENSIONES DE LOS ALABES	66
4.0	CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO MECANICO	70
4.1	FACTORES DE DISEÑO	70
4.2	MATERIALES Y SUS PROPIEDADES	71
4.3	FUERZAS INVOLUCRADAS	74
4.4	ANALISIS DE RESISTENCIA	76
4.4.1	RESISTENCIA ESTATICA	77
4.4.1.1	TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE	
MAXIMO		78
5.0	METODOLOGIA DE DISEÑO	80
6.0	FABRICACION DEL RODETE	93
6.1	PROCESO DE FUNDICION	94
6.2	PROCESO DE FABRICACION	100
	CONCLUSIONES	128
	RECOMENDACIONES	131
	FUENTES DE INFORMACION	132
	ANEXOS	

## INTRODUCCION

La energía en todas sus manifestaciones es necesaria en nuestra vida cotidiana, siendo la más importante la energía eléctrica, por lo que se hace necesario explotar todas las posibles fuentes para obtenerla, entre las cuales podemos mencionar fuentes convencionales y no convencionales.

De los tópicos antes mencionados en el primero podemos ubicar las fuentes más comunes de explotación (hidráulicos; geotérmicos, etc.), y en el segundo tipo se ubicará la obtención de energía por medios hidráulicos de ríos con pequeños y mediano caudal.

Ahora bien, en nuestro país existe la posibilidad de obtener energía de pequeños saltos hidráulicos, que es una solución a su creciente demanda, por medio de pequeñas centrales hidroeléctricas, que tienen como principal elemento transformador de energía: la turbina. (Que transforma energía hidráulica en mecánica).

Es así como en este trabajo de graduación, el resultado final es diseñar y construir un modelo de turbina de impulso (Pelton), que sea utilizable para obtener prototipos que puedan ser aplicados en los pequeños y medianos saltos hidráulicos existentes en nuestro país; siendo esta una alternativa no contaminante para producir energía.

Además con lo anteriormente expuesto, se estará demostrando que es factible producir estos dispositivos

hidráulicos en El Salvador.

El diseño y construcción de un modelo de turbina de impulso se desarrolla a lo largo de seis capítulos.

En el capítulo uno se presenta una introducción a las turbinas tipo Pelton, en el cual se muestra la descripción, sus componentes, clasificación y los parámetros característicos de las mismas.

La forma y procedimiento necesarios para la medición del caudal y altura aprovechable son descritos en el segundo capítulo.

El diseño hidráulico (forma y dimensiones) se desarrolla en la tercera parte.

En el cuarto capítulo se presentan todas las consideraciones necesarias para el diseño mecánico, tales como el análisis de fuerzas y de resistencias, así como una descripción de los posibles materiales a utilizar, seleccionando una aleación conveniente.

El quinto capítulo enumera de una forma ordenada la metodología empleada para el diseño del modelo.

El proceso de fabricación del modelo se desarrolla en el capítulo seis.

Y finalmente, se incluye una serie de anexos necesarios para completar la información presentada.

## OBJETIVOS

### GENERALES

- a) Diseñar y construir un modelo de turbina de impulso tipo Pelton, que pueda en trabajos posteriores adaptarse a un banco de pruebas.
- b) Desarrollar una tecnología de diseño y construcción de pequeñas turbinas hidráulicas, para el uso en pequeños saltos, destacando los aspectos metodológicos correspondientes a su elaboración.

### ESPECIFICOS

- a) Adaptar parámetros de diseño para la construcción de un modelo de turbina Pelton.
- b) Diseñar un modelo de turbina Pelton.
- c) Elaborar una metodología para el proceso de fabricación, teniendo en cuenta las condiciones de operación.
- d) Diseño de un método para la construcción de un prototipo a partir del modelo construido.

## 1.0 TURBINAS HIDRAULICAS.

### 1.1. GENERALIDADES.

#### 1.1.1 HISTORIA.

Del Latín "Turbo inem" se deriva el término utilizado actualmente como turbina, que significa rotación o giro.

Desde la antigüedad se han utilizado máquinas que transforman la energía del agua en energía mecánica, estas fueron las llamadas ruedas hidráulicas tangenciales que aparecieron en Alejandría y Egipto en los comienzos de la Era Cristiana. Los Romanos utilizaban dichas ruedas como una fuente de fuerza mecánica para mover molinos.

El primer documento del que se tiene conocimiento en el cual se muestra gráficamente una turbina; hecha por Leonardo Da Vinci, es el "Códice Atlántico", esta turbina consta de un dispositivo basado en un tornillo de Arquímedes, aunque el motor que lo mueve es una rueda tangencial, que se considera como una precursora de la rueda Pelton.

En el siglo XIX las turbinas hidráulicas fueron desarrolladas por el esfuerzo conjunto de los ingenieros franceses, Claude Burdin y Benoit Fourneyron. Burdin en 1824 presentó a la Academia de Ciencias un tratado donde describe una nueva forma de dispositivo e introduce la palabra turbina dentro de la terminología hidráulica.

Posteriormente el ingeniero suizo Zuppinger, en 1846, ideó una rueda tangencial y de eje vertical y de admisión parcial exterior, para grandes alturas y pequeños caudales.

En 1848 Schwamkrug construye la primera turbina parcial para grandes saltos y caudales reducidos.

En 1872 Fink construye una turbina con paletas directrices giratorias, logrando la primera regulación correcta de las turbinas de reacción.

Lester Allen Pelton (1820-1905) nacido en Vermillion, Ohio, basado en su experiencia como minero durante la fiebre del oro, construyó ruedas de impulso con alabes en forma de copas que eran muy comunes. En el invierno de 1878, gracias a su empeño mejoró la eficiencia de este tipo de ruedas partiendo en dos las copas de la forma que se usan actualmente, al año siguiente se probó un modelo en la Universidad de California.

Las mejoras realizadas a la rueda fueron patentadas en 1880 y fueron vendidas a una compañía donde Pelton permaneció algunos años como consultor.

### 1.1.2 DEFINICION.

Las turbinas hidráulica son dispositivos mecánicos que permiten la transferencia de energía a un rotor provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de éstos, de tal forma que no exista choque.

Una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica, que puede ser utilizada para producción de energía eléctrica. El rotor de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética. Estos dispositivos son complementados por medio de otros elementos auxiliares, que contribuyen a que la cesión de energía del agua pueda realizarse con mayor eficiencia.

En las turbinas hidráulicas se utiliza la energía potencial del agua, pero ésta actúa sobre los álabes constantemente en el mismo sentido, de manera que si penetra por la circunferencia exterior de la rueda sale por la interior, y si penetra por la parte interior, sale por la exterior; por este método se aprovecha casi totalmente la energía del agua. Además en las turbinas hidráulicas el agua penetra y actúa sobre todos los cangilones de la rueda simultáneamente y no sólo sobre un número parcial de ellos.

### 1.1.3 CLASIFICACION.

Las turbinas se pueden clasificar atendiendo a las siguientes normas:

- 1º Por el modo de actuar el agua en ellas, se dividen en turbinas de acción o impulsión y reacción o presión.

"En las turbinas de acción el agua corre con



velocidad constante, apoyándose sobre las paredes de los álabes y sometida a la presión atmosférica. En este tipo de turbinas se aprovecha toda la energía del agua en forma de energía cinética.

En las turbinas de reacción, por el contrario, circula el agua llenando los espacios que quedan entre los álabes, variando la velocidad y, la presión, y por lo tanto, aprovechando la energía del agua, una parte en forma de energía cinética, y la otra en forma de energía de presión". 1/

20 Por el sentido en que se mueve el agua dentro de la turbina se dividen en:

"AXIALES: Cuando el agua recorre en el rodete una trayectoria situada en un cilindro coaxial con el eje de la turbina. La velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece de componente radial y, por tanto, la componente meridional coincide con la componente axial.

RADIALES: El agua recorre en el rodete una trayectoria situada en un plano transversal al eje de la turbina: La velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece, de componente axial, por lo que la componente meridional coincide con la componente radial.

---

1/ Saltos de agua y presas de embalse. José Juan Aracil.

Entre éstas turbinas se encuentran las radiales centrífugas que es cuando el agua va de adentro hacia afuera; y las radiales centrípetas que son el caso contrario.

DIAGONALES: Las partículas del fluido recorre el rodete una trayectoria situada en una superficie cónica o en una superficie cualquiera de revolución no desarrollable". 2/

39. Por el modo de admisión, se dividen en turbinas de admisión total (Turbina de reacción) y son aquellas en las cuales el fluido de trabajo llena totalmente el rodete experimentando este una reacción en su momento cinético; y de admisión parcial, (Turbina de acción) son aquellas en las cuales el fluido de trabajo solamente entra por una parte del rodete. Además se dividen en turbinas de admisión interior, cuando el agua es admitida por el contorno interior del rodete (Turbina centrífuga); y de admisión exterior, cuando el distribuidor está colocado en el contorno exterior (Turbinas centrípetas).
40. Por la posición del eje, se dividen en turbinas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.
59. Por la disposición de la cámara, se clasifican en turbinas de cámara abierta y turbinas de cámara

cerrada.

"CAMARA ABIERTA: Cuando la caída es corta, la turbina se instala dentro de un ensanchamiento debajo o contiguo al piso de la sala de máquinas, con nivel de agua libre, es decir, sometida a la presión atmosférica.

CAMARA CERRADA: En caídas mayores, hay que conducir, el agua a presión para que ésta accione sobre la turbina, requiriéndose en tal caso, que la tubería forzada termine en una cámara cerrada, en donde está colocada la turbina". 3/

69 Por el número específico de revoluciones (sistema métrico) se dividen en Lentas (60 - 125), Normales (125 - 300), rápidas (300-420) y extrarápidas ( $Ns > 420$ ). Esto permite establecer una clasificación numérica de las turbinas hidráulicas asignando a cada forma geométrica un número  $Ns$ , por lo cual dos turbinas con el mismo  $Ns$  son geoméricamente semejantes.

70 Por el número de rodetes se pueden clasificar en turbinas de un solo rodete, dos rodetes o múltiples rodetes.

## 1.2 TURBINAS PELTON

### 1.2.1 DESCRIPCION. (fig.1.1)

Aunque la turbina Pelton es una rueda hidráulica en el verdadero sentido de la palabra, se le clasifica como turbina a la par de las Francis y Kaplan. Simplemente es una rueda de gran resistencia mecánica, como un anillo saliente o costilla en su periferia, sobre la cual se encuentran colocadas ordenada, simétrica y regularmente dos piezas (cucharas) fuertemente sujetas a la superficie de la rueda y a la espina central, puesto que han de soportar el choque de un potente chorro de agua.

Cada par de cucharas reciben en ellas un chorro de agua (cilíndrico y uniforme) en su superficie que se encuentra perfectamente pulida y calculada de tal manera que aprovechen lo mejor posible la energía del agua que contra ellas choca; recibe el agua en un sentido y es evacuada en sentido contrario, haciéndola girar en un ángulo de  $180^\circ$ .

El agua al chocar contra la espina se divide en dos partes iguales, las cuales sin perder velocidad ni deformarse, se distribuyen entre las dos cucharas.

Frente a la rueda de eje horizontal, está la tubería de admisión, por la cual llega el agua a gran presión saliendo por una tobera que envía el chorro de agua tangencialmente contra la rueda. Una aguja perfectamente centrada y manejada

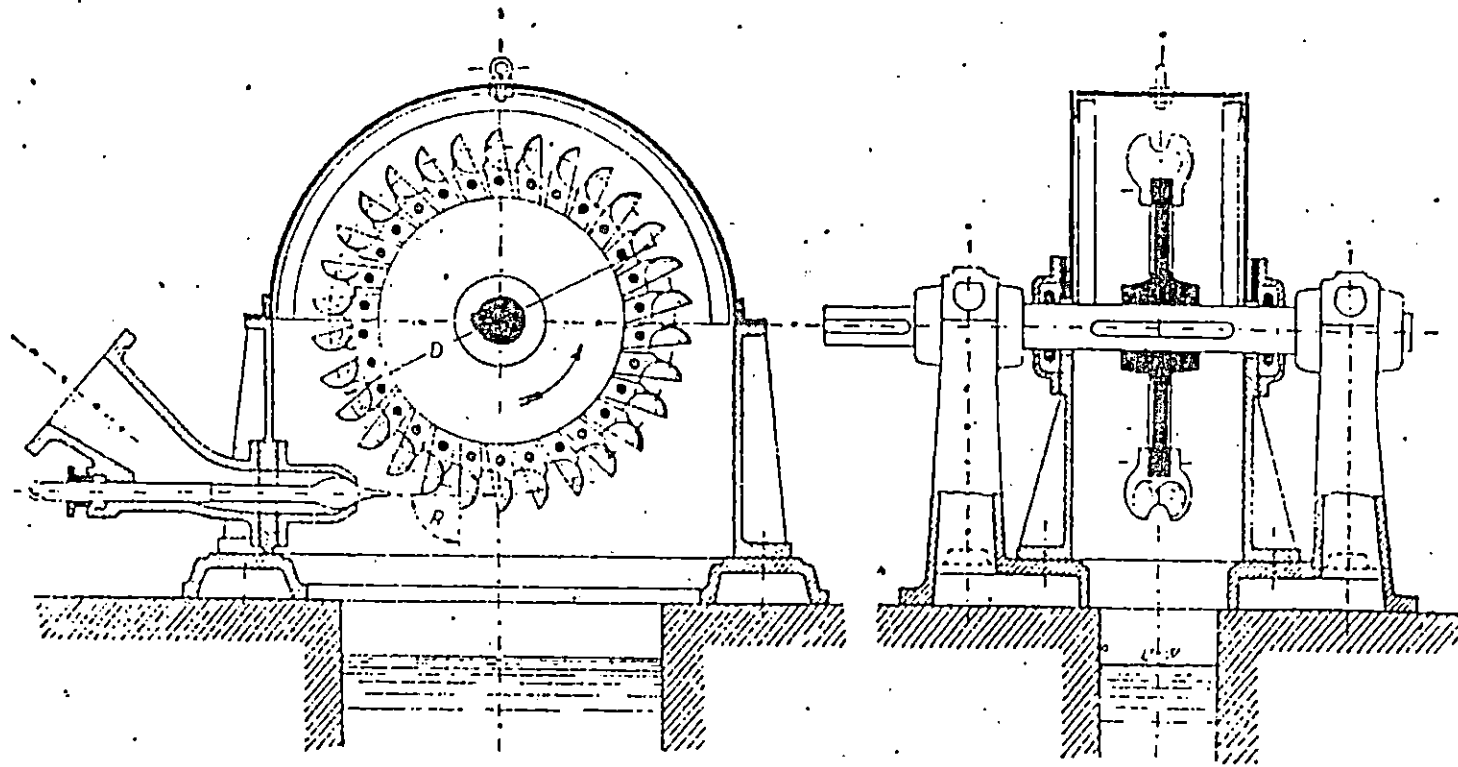


FIG. 1-1 — Rueda Pelton con inyector y cubierta.

mediante un mecanismo accionado por un motor auxiliar (servomotor) regula el chorro abriendo o cerrando el paso del agua.

La rueda Pelton se emplea en los casos cuando el caudal es pequeño, pero se dispone de un salto grande; la velocidad con la cual sale el agua por el orificio de la tobera es igual a la que alcanzaría el agua cayendo en el vacío desde lo alto del salto hasta la boca de la tobera.

La energía que desarrolla el chorro en su choque contra los cangilones de la rueda será en este caso igual a la energía cinética.

La rueda Pelton gira con menor velocidad que las turbinas Kaplan y Francis, pues las ruedas accionadas con un solo chorro giran a razón de 5 a 30 revoluciones por segundo. Para aumentar la potencia de la rueda basta aumentar el número de chorros, si la altura se mantiene invariable, pero no por eso aumentará proporcionalmente la velocidad específica.

### 1.2.2 COMPONENTES. (fig. 1.2)

Una instalación típica de turbinas Pelton consta de los siguientes elementos:

#### 1) INYECTOR :

La tubería de presión que sirve el agua a una turbina Pelton termina en un inyector el cual es considerado como el distribuidor de la turbina, éste consta de una serie de elementos: a) Una tobera convergente, que es el

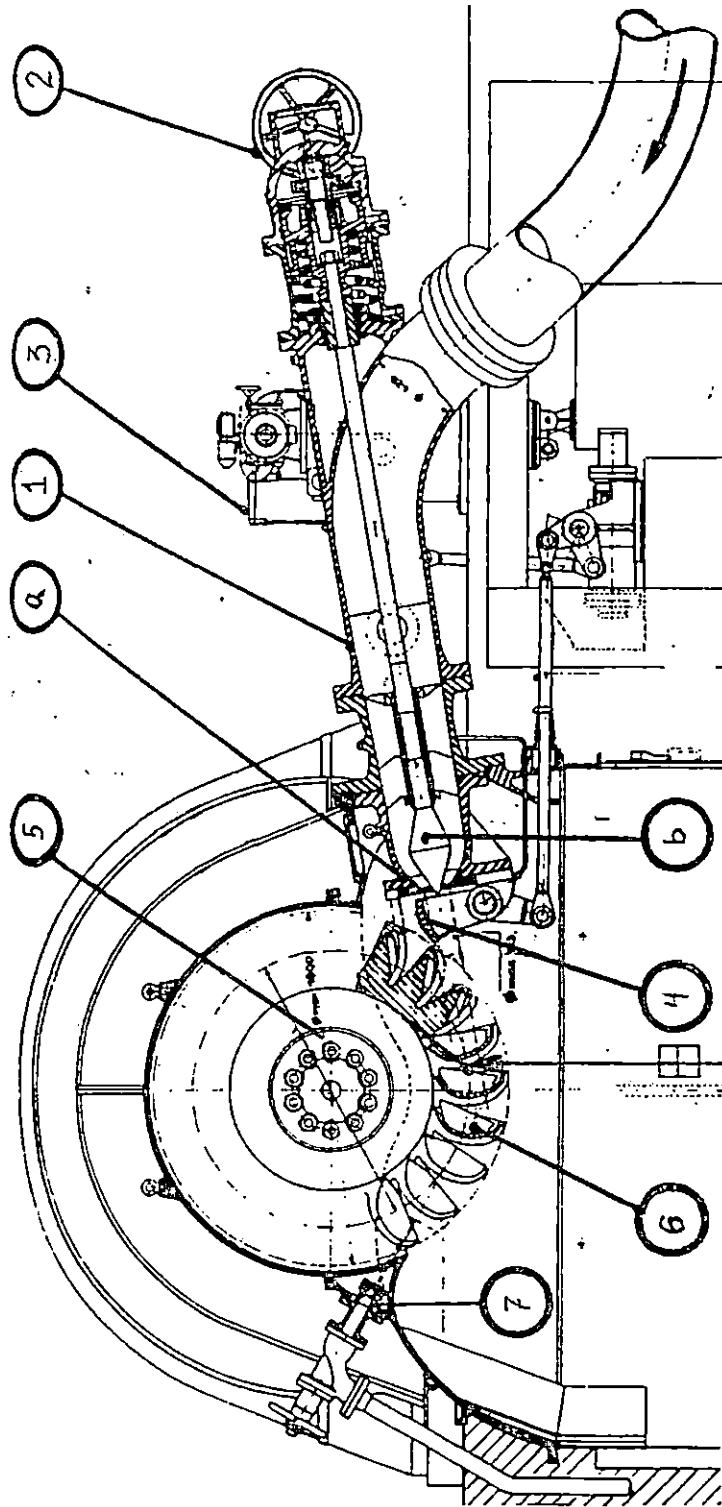


Fig. 1-2

convertidor de energía potencial del agua en energía cinética, para ser aprovechada por la turbina; b) Una válvula de aguja con cierre cónico que se ajusta en la boquilla de la tobera y cumple funciones de alimentador y regulador de gasto.

#### 2) SERVO MOTOR:

Es un sistema de control automático que desplaza longitudinalmente la aguja del inyector, para controlar el gasto durante la operación de la turbina, según lo demande el gobernador de la velocidad. El servomotor actúa simultáneamente sobre el deflector, en una turbina.

#### 3) REGULADOR:

Es el que determina la cantidad de gasto de agua de la turbina, el cual regula la válvula de aguja o el deflector del chorro. Este mueve la válvula en respuesta a las variaciones de velocidad que resultan de los cambios en la carga aplicada al generador o en la carga hidráulica.

#### 4) DEFLECTOR:

Posee la misión de desviar el chorro fuera de la rueda, impidiendo la acción sobre ésta, cuando la turbina queda bruscamente sin carga por alguna avería en el sistema de generación y distribución de energía eléctrica.

Para la acción antes descrita el deflector se hunde parcialmente en el chorro, desviándolo total o parcialmente. En ambos casos el pivote de giro se



es largo y la pantalla ataca al chorro por arriba del mismo, desviando todo el chorro. Pero existe el caso contrario que desvía sólo parcialmente el chorro. La primera disposición es la que corrientemente se emplea.

#### 5) RODETE:

Se considera como lo más esencial de la turbina, y consiste en una serie de álabes unidos a un eje, dejando entre ellos, espacios o conductos en donde penetra el agua, que impulsa el alabe y produce el movimiento.

#### 6) ALABES:

Los álabes del rodete Pelton tiene la forma de cucharas. Cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central. El chorro que incide en la mitad de la arista es dividido en dos partes que adquieren la misma desviación: eliminándose de esta manera el empuje axial sobre el rodete. Los álabes son la parte más importante de la turbina. Su diseño debe resistir el empuje máximo del chorro cuando la turbina esté detenida y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala.

#### 7) FRENO DE LA TURBINA:

Un pequeño chorro actúa sobre el dorso de los álabes y frena el rodete. Sin él, el rodete seguiría girando por inercia cada vez más lentamente, en perjuicio de la lubricación.

### 1.2.3 CLASIFICACION

#### 1.2.3.1 SEGUN SU DISPOSICION

Disposición en la turbina Pelton se llama a la posición del eje ya sea horizontal o vertical; al número de inyectores que actúa sobre un rodete y al número de rotores montados en el mismo eje.

En la disposición de eje horizontal el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos. En esta disposición la rueda queda más accesible para su inspección, así también los inyectores, por lo que la reparación de averías pueden ejecutarse sin desmontar la turbina.

Con eje en ésta posición se hace también posible instalar pares de turbinas para un solo generador adaptado entre ambas.

Con la disposición del eje en vertical se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda (4 a 6); se puede así incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad. Además se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro.

Conviene destacar que la inspección y las reparaciones se hacen más difíciles, por lo que es adecuado reservar esta disposición para aquellos casos en que se tengan aguas limpias que no produzcan gran efecto abrasivo sobre los álabes e inyectores; ya que estos se encuentran sometidos a una acción

más repetida del agua, al existir mayor número de chorros por rueda.

### 1.2.3.2 SEGUN EL NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

Todas las turbinas hidráulicamente semejantes tienen un mismo número específico de revoluciones ( $N_s$ ) (este parámetro será estudiado posteriormente).

Las turbinas Pelton cuyo  $N_s$  es pequeño se llaman "lentas" y aquellas con  $N_s$  grande se llaman "rápidas". El término lento o rápido no se refiere a las rpm reales de la máquina. En efecto si dos turbinas Pelton de  $N_s$  pequeño y grande respectivamente giran a la misma velocidad y tienen la misma potencia, la turbina llamada lenta (aunque en este caso gira al mismo rpm que la rápida) requerirá un salto mayor (para su óptimo rendimiento) que la turbina llamada rápida.

O bien, si esas dos turbinas giran al mismo número de revoluciones y trabajan en el mismo salto neto, la turbina rápida tendrá que desarrollar mayor potencia, y por tanto deberá absorber mayor caudal, porque la altura neta es la misma (para su óptimo rendimiento) que la turbina lenta.

### 1.2.4 PARAMETROS

#### 1.2.4.1 NUMERO DE REVOLUCIONES

La velocidad de giro de una turbina, es el número de

revoluciones por minuto que esta da, cuando trabaja. La mejor o mas ventajosa velocidad de rotación es aquella para la cuál la turbina desarrolla su máxima eficiencia hidráulica. Esta velocidad es determinada por las condiciones hidráulicas, de acuerdo con la carga y caudal, pero es preciso hacer un reajuste teniendo en cuenta ciertas condiciones eléctricas. Esto se hace generalmente porque las turbinas hidráulicas se emplean para mover generadores eléctricos. Los números de revoluciones sincrónos más frecuentes de las turbinas Pelton son 500, 375, 350 y 250 rpm.

#### 1.2.4.2 COEFICIENTES DE VELOCIDAD.

Los coeficientes de velocidad es la relación que existe entre la velocidad del punto considerado ( $C, W, U$ ) y la velocidad unitaria ( $\sqrt{2gH}$ ), éstos ayudan a simplificar expresiones analíticas y además indican las veces que el punto considerado es más o menos veloz, respecto a la velocidad de una partícula que cae de una altura  $H$ .

a) Coeficiente de velocidad de arrastre ó tangencial del alabe ( $C_u$ ), calificado por la velocidad de arrastre ( $U$ ).

Este coeficiente de velocidad es menor en las máquinas de carga alta, como la turbina Pelton, el cual tiene un valor promedio de 0.45. <sup>4/</sup>

b) Coeficiente de tobera o de la velocidad absoluta de

---

<sup>4/</sup> "Turbomáquinas Hidráulicas". Claudio Mataix.

inyección o del chorro ( $C_c$ ). Este coeficiente es de gran interés en las turbinas de impulso, en las que la energía disponible se convierte en el chorro en energía cinética aprovechando esta energía a la entrada de la máquina. El valor promedio de este coeficiente es de 0.98. %

#### 1.2.4.3 RENDIMIENTO

Las turbinas como toda máquina que utiliza y transforma la energía hidráulica, no aprovecha todo su valor teórico, para lo cual es necesario definir tres tipos diferentes de rendimientos.

- a) RENDIMIENTO HIDRAULICO ( $\eta_h$ ): Este rendimiento caracteriza la capacidad de la máquina para intercambiar energía con el fluido.
- b) RENDIMIENTO VOLUMETRICO ( $\eta_v$ ): No todo el fluido que entra en la turbina esta en posibilidad de intercambiar energía con los alabes del rotor; parte del mismo se fuga por los sellos, estoperos o retenes, antes de intercambiar la energía, obteniéndose así un rendimiento volumétrico.
- c) RENDIMIENTO MECANICO ( $\eta_m$ ): Toma en cuenta las pérdidas por rozamiento mecánicos en chumaceras, cojinetes, órganos de regulación y fricción entre el agua y los álabes, su valor es difícil de precisar y generalmente se calcula en forma indirecta.

---

<sup>5/</sup> "Turbomáquinas Hidráulicas". Claudio Mataix.

d) RENDIMIENTO GLOBAL. (RENDIMIENTO ENERGETICO TOTAL): ( $\eta_g$ )

Es la relación entre la potencia en la flecha de la turbina y la potencia cedida por el fluido a su paso por el rotor. También puede obtenerse por medio de la multiplicación de los tres tipos de rendimientos antes mencionados.

#### 1.2.4.4 POTENCIA

Es la energía obtenida por el intercambio de energía entre el agua y el rodete.

Para poder lograr que la potencia producida por el rodete sea máxima, es necesario que se cumplan algunas características las cuales se detallan a continuación:

- a) El caudal empleado debe ser el máximo.
- b) Para que la velocidad absoluta tangencial a la salida del rodete sea cero es necesario que la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete sea perpendicular a la velocidad tangencial, lo cual se logra con una descarga totalmente axial, esto puede ser aproximado por medio de un correcto diseño del rodete.
- c) El flujo del agua a la entrada de la turbina debe ser lo mas tangencial posible y la descarga lo más axial posible. Todo esto debe y puede ser optimizado en el diseño.

## 2.0 PARAMETROS DE DISEÑO

### 2.1 FORMACION DEL SALTO Y ALTURA APROVECHABLE.

El agua que corre sobre la superficie de la tierra en los ríos, tiene una energía cinética que gasta venciendo los obstáculos que se oponen a su libre curso; y de esta forma, desarrolla calor, transporta materiales, erosiona las márgenes y el fondo, etc... Esta energía cinética depende de la velocidad del agua la que, a su vez, es función de la pendiente y de la rugosidad del cauce. Es imposible anular totalmente esta rugosidad pero puede disminuirse y, como consecuencia, el mismo caudal de agua podría circular con menor pendiente. De forma que podría derivarse la corriente de agua por un canal lateral con menor rugosidad y menor pendiente que el cauce primitivo.

Con ésto, la diferencia de nivel entre las aguas del canal y el cauce del río iría aumentando a medida que fuese mayor la longitud del canal. En un punto apropiado podríamos pasar este canal de agua por máquinas motrices hidráulicas que transformarían la energía potencial del agua en energía eléctrica devolviendo después el agua al río. De esta manera habríamos conseguido un salto de agua (es decir, un desnivel), con canal de derivación.

También se puede obtener este desnivel, elevando el nivel

del agua por atajamiento de la corriente mediante una presa o azud. En este caso, aguas arriba del obstáculo puesto a la corriente, aumenta la sección en contacto con el agua formando un embalse, lo cual hace disminuir la pendiente de la corriente, disminuyendo así la velocidad de llegada del agua y de esta manera se forma una curva de remanso, que se enlaza tangencialmente con la superficie de las aguas en la parte del cauce no afectada por el remanso.

Por consiguiente, se produce un nuevo régimen para la corriente, que permite formar un salto de agua aprovechable junto a la presa.

Entre las dos soluciones citadas (canal de derivación y presas) caben soluciones mixtas que son las más utilizadas: se ataja el río con una presa que embalse las aguas, las cuales se derivan junto a la presa, con un canal que se prolonga hasta el punto conveniente en que se sitúa la central, es decir, las turbinas hidráulicas y los generadores por ellas accionados. De esta forma, el salto de agua se obtiene, en parte por la elevación del nivel de agua en la presa y en parte por la menor pendiente del canal respecto al cauce.

Para llevar a la práctica esta solución mixta se tienen diversas disposiciones físicas, siendo la más general, la que detallamos a continuación.

Las partes esenciales de esta disposición son:

a) Azud o presa de derivación



- b) Canal de derivación
- c) Tubería de presión
- d) Casa de máquinas
- e) Canal de desagüe

Esta disposición se indica en la figura 2.1

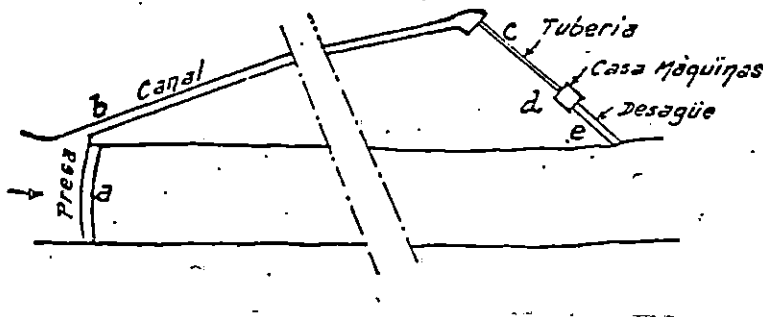


Fig. 2.1 Salto con azud, canal, tubería, casa de máquinas y canal de desagüe.

Para el máximo aprovechamiento del agua que, en toda época del año, lleva la corriente, la disposición más perfecta es la que se indica en la figura 2.2 y que está formada por:

- a) Presa de embalse para almacenar las aguas en épocas de abundancia y regularizar la corriente.
- b) Galería de presión que acomete directamente a la presa a nivel inferior al máximo admisible, permitiendo aprovechar en el suministro a las turbinas todo el volumen almacenado entre el nivel aproximado al de la toma y el máximo del

embalse.

- c) Tubería de presión
- d) Casa de máquinas
- e) Canal de desagüe

En esta disposición la cámara de arranque de la tubería se sustituye por la chimenea de equilibrio, f, que, sirve para amortiguar los golpes de ariete que se originan por la aceleración o desaceleración del agua en la tubería como consecuencia de las variaciones de carga en las turbinas y para proporcionar a éstas, en los primeros segundos de manera rápida de agua, la necesaria hasta producirse el régimen normal.

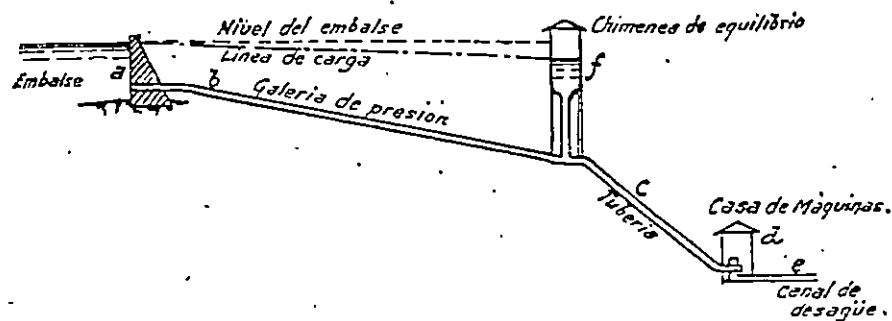


Fig. 2.2: Salto con presa de embalse, galería de presión, chimenea de equilibrio, tubería casa de máquinas y canal de desagüe.

Pero hay casos en que las circunstancias locales de relieve del terreno, o de la corriente que se utiliza, o de la

explotación que se va a hacer de la energía que se capte, es necesario o conveniente suprimir alguna o algunas de las construcciones indicadas, y entonces se pueden obtener otras disposiciones:

La mejor disposición depende de las circunstancias locales. Por ello lo primero que debe hacerse es un estudio de ellas, empezando por un reconocimiento lo más completa posible, examinando con detenimiento los tópicos siguientes:

10) Desnivel entre el desagüe del aprovechamiento inmediato, aguas arriba y la cola del remanso del de aguas abajo. A cuyo efecto debe levantar un perfil longitudinal del cauce del río.

20) Relieve del terreno, fijando el límite de las propiedades ribereñas, para deducir las superficies, de éstas que puedan ser afectadas por el embalse, por los canales de derivación, casa de máquinas y el desagüe.

30) Examen de los servicios que haya establecidos en el tramo del río que se estudia, tales como derivaciones para riegos.

40) Examen de las laderas y fondo del río, a los efectos de la ubicación y clase de presa que haya de construirse.

50) Conveniente ubicación de la casa de máquinas, tratando de encontrar para ella una buena cimentación, canal de desagüe corto, buen enlace con el canal de derivación o con la cámara de presión y fácil acceso.

60) Aforos, es decir, determinación de los caudales en las diversas épocas del año y en número de éstos el mayor posible para formar concepto de la riqueza hidráulica disponible y llegar a su mejor aprovechamiento.

70) Para conocer la altura de salto aprovechable en un tramo de río es necesario hacer un reconocimiento topográfico en la porción de corriente que se ha de aprovechar además estudiar la ubicación más conveniente de la presa y canal de derivación y se debe tener en cuenta las disminuciones de salto.

En las centrales hidroeléctricas no se aprovecha toda la altura de salto; existen pérdidas de altura por diversas causas. Llamaremos salto total a la diferencia de las cotas máximas y mínimas del salto correspondientes respectivamente, al sitio donde se inicia el salto y el sitio donde se realiza el desagüe; salto bruto o salto disponible se le denomina a la diferencia de niveles de agua entre la cámara de presión y el final del tubo de aspiración; salto neto al efectivamente utilizado por la turbina.

De acuerdo con esto, estudiaremos las pérdida de altura que se producen en un salto de agua con ayuda de la fig.2.3 donde se representa los saltos total bruto y neto.

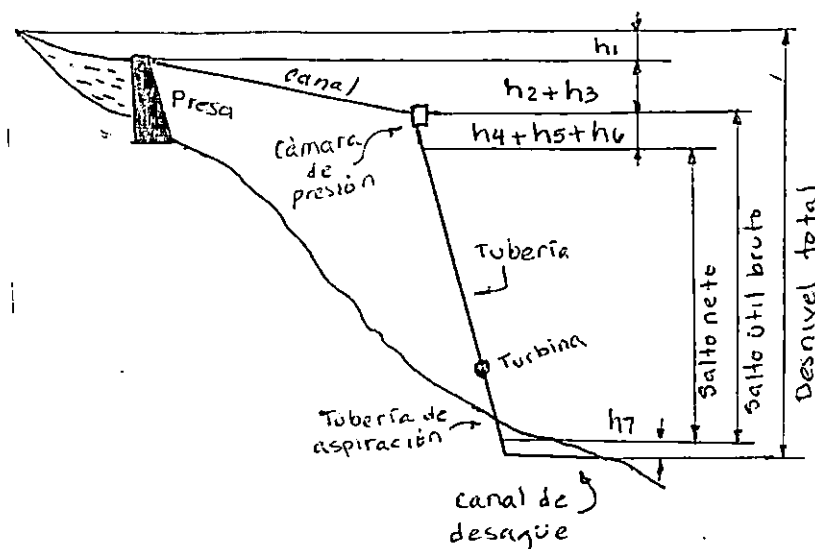


Fig. 2.3: Pérdida de carga en un salto.

Ante todo, la superficie de las aguas remansadas por la presa no es horizontal, sino que forma una curva cuya pendiente va disminuyendo a medida que nos acercamos a la presa. De manera que, desde la superficie del agua en contacto con la presa, a la superficie de aguas en el enlace de la curva de remanso con la corriente primitiva, hay un desnivel le llamaremos pérdida debido al remanso que indicaremos por  $h_1$ .

Desde la presa, el agua entra en el canal de derivación; y al pasar por todos los elementos constructivos de éste, sufre pérdidas de nivel, variables según las circunstancias de pendiente, sección de contacto con el agua, rugosidad de las paredes, etc... tendremos por lo tanto, una pérdida en el

canal, que denominaremos  $h_2$

En la cámara de presión (o, en su caso, en la chimenea de equilibrio), se dispone una rejilla para detener los cuerpos flotantes e impedir su entrada en la tubería de presión; al atravesar esta rejilla, el agua sufre un rozamiento que equivale a una pérdida de altura y a la que llamaremos pérdida en la cámara de presión, representada por  $h_3$ .

Desde la cámara de presión, el agua entra en la tubería forzada y ésta se producen nuevas pérdidas por rozamiento, cambios de sección, cambios de dirección, etc... englobadas bajo la denominación general de pérdida en la tubería y representada por  $h_4$ .

Al final de la tubería de presión, el agua entra en las turbinas que, como toda máquina motriz, tienen un rendimiento inferior a la unidad, es decir, que en ellas se producen pérdidas de potencia debidas a los rozamientos, mal aprovechamiento de la energía cinética del agua, etc... englobamos todo ello con el nombre de pérdida en la turbina, representada por  $h_5$ .

También en el tubo de aspiración de la turbina existen pérdidas de rozamientos y otras causas, a las que denominaremos, en general, pérdida en el tubo de aspiración y representaremos por  $h_6$ .

Finalmente, en el canal de desagüe y por causas parecidas hay una pérdida en el canal de desagüe representada por  $h_7$ .

En resumen tendremos:

$h_1$  = pérdida debido al remanso

$h_2$  = pérdida en el canal de derivación

$h_3$  = pérdida en la cámara de presión

$h_4$  = pérdida en la tubería de presión

$h_5$  = pérdida en la turbina

$h_6$  = pérdida en tubo de aspiración

$h_7$  = pérdida en el canal de desagüe

## 2.2 MEDICION DE CAUDAL

Para llegar a conocer los recursos hidráulicos de una cuenca, que sirvan de base a la obra ingenieril que se proyecta, es necesario medir, con constancia, el caudal diariamente y durante el mayor número posible de años, para saber las alternativas que sufre con la sucesión de éstos, según la importancia de las precipitaciones.

Los aforos pueden tener otro fin: el que sirvan de base para calcular el rendimiento de las turbinas que instalen en un aprovechamiento de energía. En este último caso la precisión de ellos debe ser mayor, porque, corrientemente, el rendimiento que se obtenga ha de depender de la recepción de la maquinaria.

Si los aforos han de repetirse con continuidad, en los mismos puntos, se establecen lo que se llama "estaciones de aforo", que son construcciones o disposiciones en el lecho del

río que facilitan la toma de datos para obtener los caudales deseados.

Si el aforo ha de ser aislado, verificado con premura, los medios empleados han de ser rudimentarios, y los resultados deficientes. Dependiendo del caudal de la sección mojada y de la velocidad, hay que proceder a medir estos dos elementos.

Entre los procedimientos más importantes para medir la velocidad (en el anexo A se presentan métodos de aforos para tuberías), se encuentran los siguientes:

- a) Aforos por flotadores.
- b) Aforos por vertederos.
- c) Aforos por estrangulación de la corriente.
- d) Aforos por hidrotímetros (molinete).

**2.2.1 AFOROS POR FLOTADORES.** Pueden éstos medir la velocidad superficial o la que corresponde a diversas profundidades.

Los flotadores empleados para el primer fin pueden ser recortes de madera, esferas de metal huecas, rodajas de corcho, algunos frutos pequeños, frascos lastrados, varillas de maderas lastradas, etc.

Las condiciones que han de reunir los flotadores son:

1º Las partes expuestas al viento han de ser lo más reducidas posible, pero teniendo las dimensiones necesarias para su visibilidad y con flotación suficiente.



2° Las partes sumergidas han de ser pequeñas, a fin de producir escasa perturbación en el movimiento del agua.

3° Conviene que el flotador presente a la corriente y al viento próximamente la misma superficie al girar sobre sí mismo durante el movimiento.

4° Deben ser de fácil manejo, suficientemente fuertes para resistir las sacudidas bruscas, económicos y ligeros, a fin de que sean fácilmente construidos, y que puedan transportarse sin dificultad.

Con flotadores arrojados en el filete líquido central de la corriente se obtiene la velocidad máxima superficial. Y para deducir la media, se pueden emplear las siguientes fórmulas recomendadas: %

$$V = \frac{V_s}{1 + 14 \sqrt{b}} \quad b = \alpha + \frac{\beta}{R} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

En las que V es la velocidad media de la sección.

$V_s$  es la velocidad superficial máxima.

R es el radio hidráulico en metros (sección mojada dividida por el contorno bañado).

$\alpha$  y  $\beta$ , coeficientes que varían según la naturaleza de las paredes; los cuales se agrupan de la manera siguiente: %

1° Canales de paredes muy lisas (tablas

cepilladas, enlucidos de cemento, etc).....  $\alpha=0.000015$

---

41 Saltos de agua y presas de embalse. José Juan Aracil.

% Saltos de agua y Presas de embalse. José Juan Aracil.

		$\beta=0.0000045$
2°	Canales con paredes lisas (tablas ordinarias, fábricas regulares).....	$\alpha=0.00019$
		$\beta=0.0000133$
3°	Canales con paredes poco lisas (mamposterías ordinarias).....	$\alpha=0.00024$
		$\beta=0.00006$
4°	Canales con paredes de tierra.....	$\alpha=0.00028$
		$\beta=0.00035$
5°	Canales y ríos sobre terreno de guijo o grava.	$\alpha=0.0004$
		$\beta=0.0007$
5° bis.	Canales en tierra con hierbas.....	$\alpha=0.00046$
		$\beta=0.0007$

Para estos valores, y con los del radio hidráulico que se indican en la tabla 2-1, se obtienen los de la relación  $\frac{V}{V}$

Tabla 2-1. Relación de velocidades máxima y media para diferentes valores de R.

R en metros	TIPOS DE CANALES					R en metros	TIPOS DE CANALES				
	1	2	3	4	5		1	2	3	4	5
0,05	0,82	0,75	0,65	>	>	0,25	0,85	0,82	0,77	0,64	0,56
0,10	0,83	0,79	0,70	0,54	>	0,50	0,85	0,83	0,80	0,70	0,62
0,15	0,84	0,81	0,74	0,58	0,50	1,00	>	>	0,80	0,75	0,68
0,20	0,84	0,82	0,76	0,62	0,53	2 a 5	>	>	0,81	0,78	0,74

Los flotadores sumergidos, que sirven para determinar la velocidad a diversas profundidades de la corriente, consiste en un sistema de flotadores unidos entre sí por una cuerda de alambre fino. El flotador de la superficie sostiene a otro inferior, más voluminoso y lastrado, de manera que se sumerja a la profundidad que se desee, y que determina la longitud del hilo de enlace. Para que éste sistema de flotadores funcione bien, es preciso:

1° Que la velocidad del conjunto sea aproximadamente la misma que la de los filetes líquidos que rodean al flotador inferior.

2° Que éste se mantenga a la profundidad a que ha sido sumergido.

Estas dos condiciones no pueden realizarse por completo. El flotador inferior es, en parte, arrastrado por el de la superficie. Por otra parte, los movimientos irregulares, que se propagan en la masa líquida, cuando la velocidad de la corriente es grande, tienden a desplazar hacia arriba el flotador inferior. De aquí dos causas de error, que contribuyen a dar velocidades erróneas. Estos errores aumentan con la profundidad, y por ello no deben emplearse flotadores más que para media profundidad.

Se puede aceptar que la velocidad media de una vertical es 0.95 de la que existe a la mitad de la profundidad. También se puede tomar como velocidad media de una vertical la

que resulta para un flotador colocado a 0.60 de la profundidad a partir de la superficie.

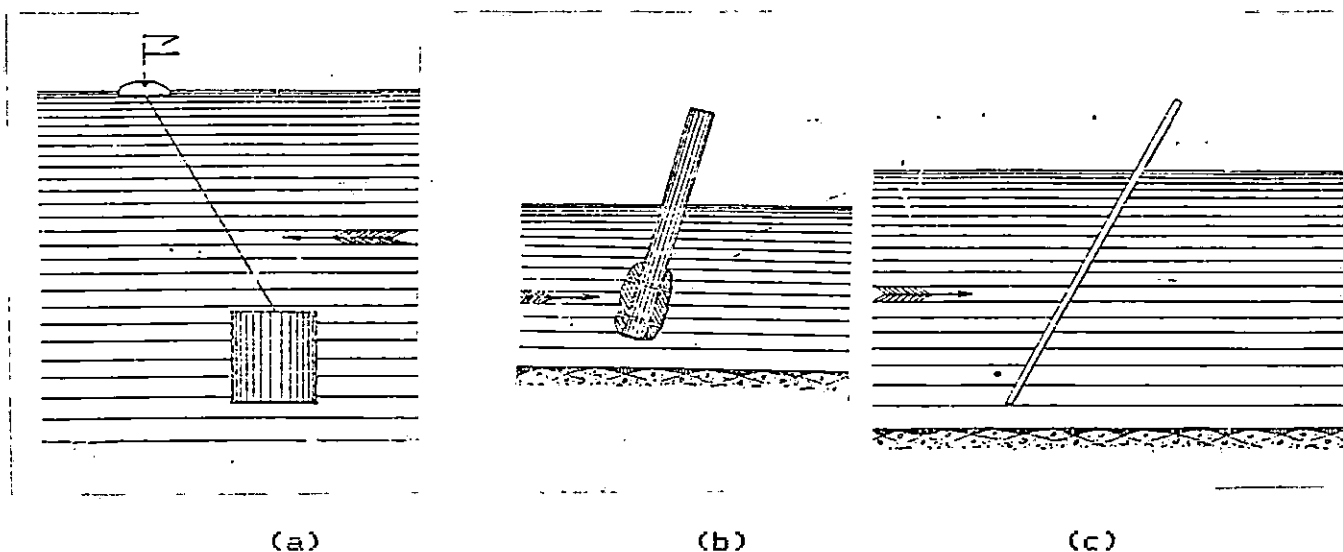


Fig. 2.4: Flotador: a) Sumergido, b) barra de madera lastrada, c) varilla hidrotimétrica.

En ríos de profundidad relativamente constante, o en canales reguladores, se puede emplear otro flotador llamado varilla hidrotimétrica, que consiste en una barra de madera lastrada (fig. 2.4b) o varilla hueca de hojalata o metal cerrado por el extremo inferior y convenientemente lastrada (fig. 2.4c), de modo que se sumerja en el agua con el extremo hundido, quedando cerca del fondo, pero sin llegar a tocarlo, y el superior sobresaliendo de la superficie del agua unos 15cm. Si la longitud de la varilla alcanzase a toda la profundidad, la velocidad de ella sería la media de la vertical; pero como la parte sumergida debe ser sólo unos 9/10

de la profundidad, la velocidad de aquella resulta mayor que la media y se toma el 0.95 de la velocidad.

Es preciso hacer los aforos por flotadores en días de atmósfera tranquila. De lo contrario, el viento falsearía las observaciones.

El tramo elegido para el aforo debe ser lo más recto posible y lo más uniforme en sección transversal, con una pendiente suave y constante, sin que la corriente se halle perturbada por rocas, hierbas, torbellinos, etc.

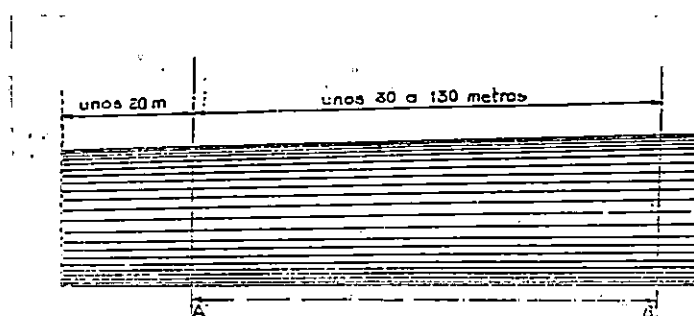


Fig. 2.5: Tramo del río en aforo por flotador.

Se obtiene bastante exactitud en la determinación de la velocidad media procediendo de la siguiente forma:

Se mide una base constituida por una paralela a una dirección de la corriente y lo más cerca posible de la misma. La extensión del tramo conviene que sea, al menos, de 30 metros, y mejor si llega a unos 130 (fig. 2.5).

Se marcan por medio de cuerdas, alambres o cables, que se

tienden de una a otra orilla, dos secciones transversales, colocada una al final del tramo elegido y otra en el origen de él. Estas cuerdas, alambres o cables se dividen en distancias iguales a partir de la base, poniendo en cada punto de división señales visibles para el observador colocado en la orilla. Se mide la profundidad del agua en la vertical correspondiente a cada señal (que debe enumerarse, indicando la distancia a la base). Se hace lo mismo en las dos líneas, y se forma un perfil transversal (fig. 2.5) con profundidad en cada punto correspondiente a cada señal, tomando la medida de las halladas en las dos líneas de tránsito. Después, por medio de flotadores sumergidos, que se arrojan unos 20 metros agua arriba de la sección primera, para que al pasar por ésta hayan adquirido la velocidad de régimen, se averigua la velocidad media de cada sección, y para ello se gradúa la longitud del hilo fiador, para que, próximamente, el flotador inferior quede a media profundidad de cada sección. Un observador anota la distancia a que pasa por una y otra línea de tránsito. Estas observaciones se llevan a una curva, que se forma tomando como abcisas las distancias a la base, medias de las observaciones en cada línea, y como ordenadas, las velocidades. De esta curva se sacan los valores que corresponden a la velocidad de las verticales media de cada sección. La suma de los productos de las áreas de éstas secciones, por las velocidades correspondientes y por 0.95,

nos dará el caudal.

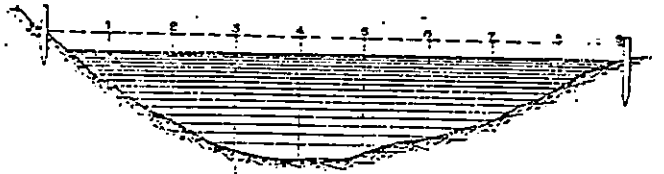


Fig. 2.6: Perfil medio del río en aforo por flotador.

Este procedimiento de aforo por flotadores no da la exactitud deseada, y sólo se debe emplear cuando por alguna circunstancia, le sea materialmente imposible al aforador el emplear otro más preciso, o cuando se desee conocer sólo aproximadamente el régimen de una corriente, o si la premura del tiempo impide construir una estación de mejores condiciones o emplear un medio de aforo más riguroso.

En los ríos torrenciales en los que no pueda encontrarse un tramo de las condiciones antes indicadas, no se puede emplear el procedimiento de flotadores.

Si se trata de hallar velocidades de algunos centímetros por segundo, se emplea de ordinario el método llamado del flotador integrante (fig.2.7). Se basa en que si desde el fondo del cauce se suelta un cuerpo, A, más ligero que el

agua, no se eleva, cuando hay corriente, según la vertical A B, sino que se desvía la distancia B C o L, que, dividida por el tiempo, T, invertido, en subir a la superficie, da la velocidad media  $V_m = L/T$ . En la práctica se coloca el cuerpo A, que es esférico, dentro de una rejilla de alambre, y se suelta, levantando dicha rejilla por medio de cuerda A B; la distancia L que se separa de la vertical se mide por una reglilla convenientemente colocada.

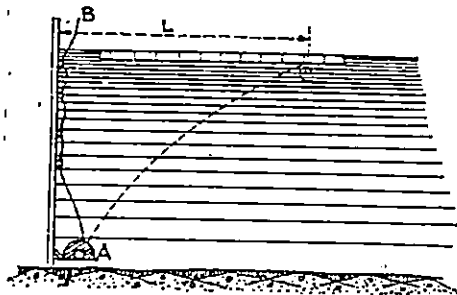


Fig. 2.7: Flotador integrante.

### 2.2.2 AFOROS POR VERTEDEROS

Vertedero es una pared o dique que intercepta la corriente del río, causando la elevación del nivel aguas arriba y se emplea para medir el caudal, ya que este es función de la única variable,  $h$ , por lo cuál se simplifica la medida.

En la figura 2.8, se presenta un vertedero rectangular sin



contracción lateral. El dique sencillamente podrá ser de chapa, ladrillo, hormigón o tablonés de madera.

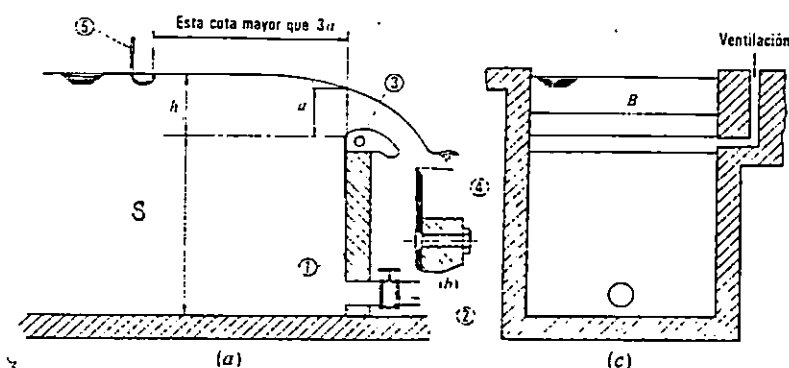


Fig 2.8: Corte longitudinal (a) y transversal (c) de un vertedero rectangular de pared delgada sin contracción lateral. (b) detalle de la cresta del vertedero.

- Aguas arriba del vertedero el canal ha de tener sección uniforme y la pared 1 debe estar bien lisa.
- 2 es una válvula de drenaje.
- 3 es la ventilación o comunicación con la atmósfera que debe tener todo vertedero.
- 4 es la cresta del vertedero, que suele ser de bronce, acero inoxidable, etc. Y debe tener aristas vivas.
- 5 es una regleta graduada con nonios terminada en gancho,

que junto con un nivel de burbuja sirve para medir  $h$ , espesor del agua, medida desde la cresta del vertedero hasta la superficie libre del agua, esta lectura conviene efectuarse a una distancia de  $3a$  como se indica en la misma figura.

#### TIPOS DE VERTEDEROS

Los vertederos se clasifican:

- Según la altura de la lámina aguas abajo, en vertederos de lámina libre y vertederos sumergidos.
- Según la disposición en planta de vertedero con relación a la corriente, en vertederos normales, inclinados, quebrados y curvilíneos.
- Según el espesor de la pared, en vertederos de pared delgada y vertederos de pared gruesa.

##### a) VERTEDEROS DE PARED DELGADA

Constituyen un procedimiento muy exacto de aforos, y a él se acude corrientemente, siempre que el caudal del río se preste a ello pues por su índole no son aptos para aforar grandes caudales.

Tanto en estos vertederos como en los de pared gruesa, al aplicar las fórmulas hay que tener muy en cuenta que las características de aquellos queden dentro de los límites de las experiencias que han servido para obtener dichas fórmulas. El vertedero en pared delgada, ha de disponerse con lámina

libre; y al efecto en la parte inferior a ésta ha de reinar la presión atmosférica.

Si el vertedero es de contracción lateral (fig 2.9) la ventilación se establece naturalmente. Pero si es sin contracción lateral, hay que proporcionar artificialmente suficiente adición de aire, por medio de un tubo de ventilación.

El vertedero ha de ser plano y perpendicular al eje del caudal, y su labio horizontal, el cuál está en contacto con la lámina de líquido y suele ser una chapa, de 5mm de espesor, achaflanada.

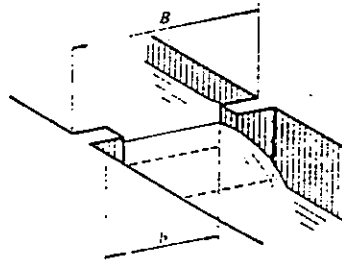


Fig. 2.9: Vertedero con contracción lateral.

Para calcular el caudal en este tipo de vertederos varios autores presentan la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde  $Q$  es el caudal en metros cúbicos por segundo;  $b$ , el ancho en metros;  $h$  el espesor de la lámina vertiente en metros, tomada antes de la depresión superficial de la corriente;  $g$  es la gravedad en metros/seg<sup>2</sup>;  $\mu$ , coeficiente de caudal son muy utilizadas las fórmulas siguientes, para calcular el coeficiente de caudal, propuestas por la S.I.A. (Sociedad de Ingenieros y Arquitectos Suizos).<sup>9/</sup>

1° Vertedero Rectangular sin contracción lateral

$$\mu = 0.615 \left( 1 + \frac{1}{1000 h + 1.6} \right) [ 1 + 0.5(h/h+s)^2 ] \quad (\text{Ec 2.3})$$

Donde  $h$  y  $s$  están en metros. Esta fórmula es valida siempre que  $0.025 < h < 0.8$ ; y  $s > 0.3$  y finalmente  $h/s \leq 1$

2° Vertedero Rectangular con contracción lateral.

$$\mu = \frac{[0.578 + 0.037(b/B)^2 + 3.615 - 3(b/B)^2]}{1000 h + 1.6} [1 + 0.5(b/B)(h/h+s)^2] \quad (\text{Ec 2.4})$$

Donde las longitudes están en metros.

De estos dos tipos de vertederos, el vertedero sin contracción lateral da resultados más precisos. Los vertederos rectangulares se adaptan para medir caudales desde 6 Lts/seg. hasta 10 m<sup>3</sup>/seg.

b) VERTEDEROS DE PARED GRUESA

Los aforos sobre pared gruesa no dan la misma exactitud que los de pared delgada, pues en ellos depende en gran manera el coeficiente  $\mu$  del perfil transversal de dicha pared o presa,

---

<sup>9/</sup> Saltos de Agua y Presas de Embalse. Juan José Aracil.

su altura sobre el cauce, espesor de la lámina vertiente, dirección con respecto a la corriente, si ésta se estrecha o no sobre el vertedero, etc.

Se acude a este sistema de aforo aprovechando alguna presa existente en el río; porque en una estación de aforos no se va a construirla, cuando la pantalla delgada da más exactitud y es más fácil de disponerla y más barata. Pero al aprovechar una obra existente, aparte del error antes indicado, es necesario disminuir las causas de otros; y entre ellos, la posible filtración de agua por el cuerpo de la presa o por debajo de ella; el agua que consume el aprovechamiento hidráulico, que aunque se mida bien y se tenga en cuenta, cabe que dicha instalación, al consumir menos agua que la que fluya del río, ésta, vaya elevando su nivel en el remanso, a pesar de verter sobre la presa parte de la excedente: de modo que el caudal que aporta el río se divide en tres partes: la vertiente sobre la presa, la que pasa por las máquinas y la almacenada en el remanso. Se pueden medir las dos primeras, pero la última es muy difícil apreciarlas.

### 2.2.3 AFOROS POR ESTRANGULACION DE LA CORRIENTE

Llamado "VENTURI" en canales por su parecido al aforo venturi y "AFORO POR RESALTO" por emplear el principio de resalto hidráulico, su ventaja sobre los aliviaderos consiste en que la pérdida de cota de agua es menor, requieren menos

obra y altera menos el régimen del canal, también no tiene órganos delicados o faciales de alterar.

Dos son los tipos corrientemente empleados: uno, norteamericano, o aforador "Parshall", basado en estudios experimentales profusos que han conducido a una fórmula empírica del caudal, y otro, basado en la formación del régimen crítico y resalto.

#### a) AFORADOR "PARSHALL"

El estudio es válido para canales de 0.30 a 2.40m de ancho.

(fig 2.10)

La fórmula es:

$$Q = 0.37W (3.28 H_a)^{1.567} W^{0.026} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

Q = Caudal en metros/segundos.

W = Ancho en metros.

H<sub>a</sub> = Altura o cota de agua en el punto de observación antes de la garganta en metros.

También se utiliza la tabla (2-2) para facilitar su empleo

Tabla 2-2: Caudal que pasa por el aforador "Parshall".

Carga de agua $H_g$ en mm.	Caudal en litros por segundo. Ancho de la garganta, W, en milímetros.							
	305	610	914	1219	1524	1829	2134	2438
61	10	19	26	36	—	—	—	—
76	14	26	39	51	63	74	—	—
91	18	35	51	68	84	100	115	131
107	23	44	66	86	106	127	148	168
122	28	54	80	106	132	158	183	208
137	36	65	96	129	159	190	220	251
152	39	77	115	152	189	224	261	300
168	45	89	133	176	219	262	306	346
183	52	101	152	202	251	300	351	398
198	58	116	173	230	286	342	399	453
213	65	130	194	258	323	384	446	510
229	72	145	216	288	359	430	500	570
244	80	160	240	320	396	475	554	633
259	88	176	263	361	438	494	610	695
274	96	193	288	385	477	575	670	762
290	104	209	314	418	520	625	729	835
305	113	226	340	453	566	679	792	905
320	122	244	368	490	612	732	856	978
335	131	262	394	526	659	790	924	1.054
350	140	281	421	563	707	849	990	1.130
366	149	300	453	604	755	908	1.060	1.214
381	159	320	482	645	806	969	1.130	1.297
396	169	339	512	685	856	1.003	1.205	1.375
411	179	359	542	726	910	1.094	1.282	1.466
427	189	382	574	770	965	1.162	1.358	1.559
442	199	401	602	814	994	1.228	1.440	1.672
457	210	424	638	856	1.078	1.298	1.519	—
472	220	446	674	905	1.135	1.368	1.600	—
488	231	469	710	952	1.195	1.440	1.680	—
503	242	492	744	1.000	1.252	1.508	—	—
518	254	514	782	1.048	1.282	1.582	—	—
533	265	537	815	1.095	1.375	1.660	—	—
549	276	562	850	1.145	1.438	—	—	—
564	288	588	890	1.191	1.505	—	—	—
579	300	610	928	1.250	1.569	—	—	—
594	314	636	965	1.298	1.632	—	—	—
610	326	662	1.002	1.352	1.705	—	—	—
625	336	686	1.042	1.410	—	—	—	—
640	351	715	1.088	1.460	—	—	—	—
655	362	740	1.128	1.512	—	—	—	—
671	376	770	1.170	1.570	—	—	—	—
686	388	795	1.204	1.630	—	—	—	—
701	401	824	1.252	1.690	—	—	—	—
716	415	850	1.298	—	—	—	—	—
731	430	880	1.340	—	—	—	—	—
762	455	935	1.429	—	—	—	—	—

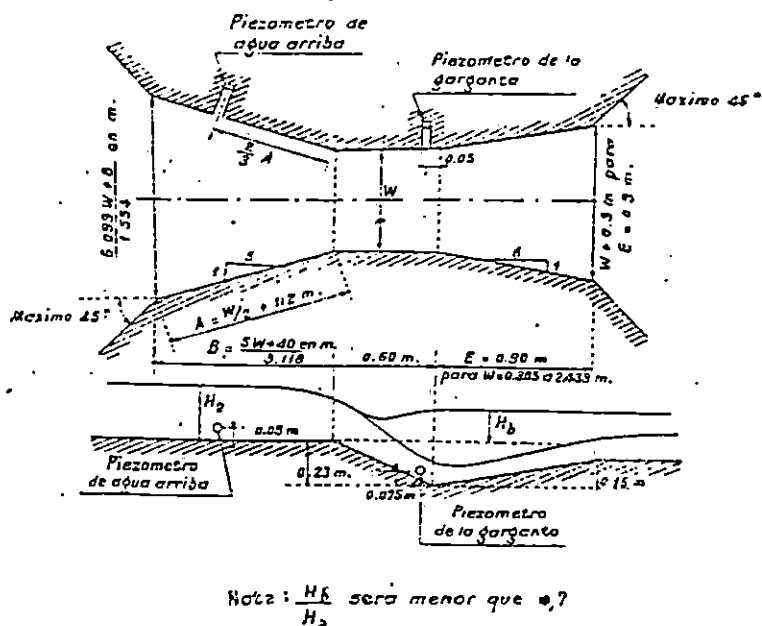


Fig. 2.10: Aforador de resalto PARSHAL.

#### b) AFORADOR DE RESALTO.

Consiste en un estrechamiento lateral o de fondo, o ambos a la vez, realizado en forma gradual en un canal para que al velocidad en éste, inferior a la crítica en M-M (Fig. 2.11), alcance en C-C la velocidad crítica, para formar un resalto en R-R y pasar nuevamente a la velocidad de régimen en V-V.

El estrechamiento lateral lleva, del ancho mayor del canal, B, al ancho menor de la garganta del aforador, b. El estrechamiento de fondo se obtiene introduciendo un umbral de altura. a. También puede haber entre los tramos del canal de agua arriba y de agua abajo del aforador un salto o escalón.



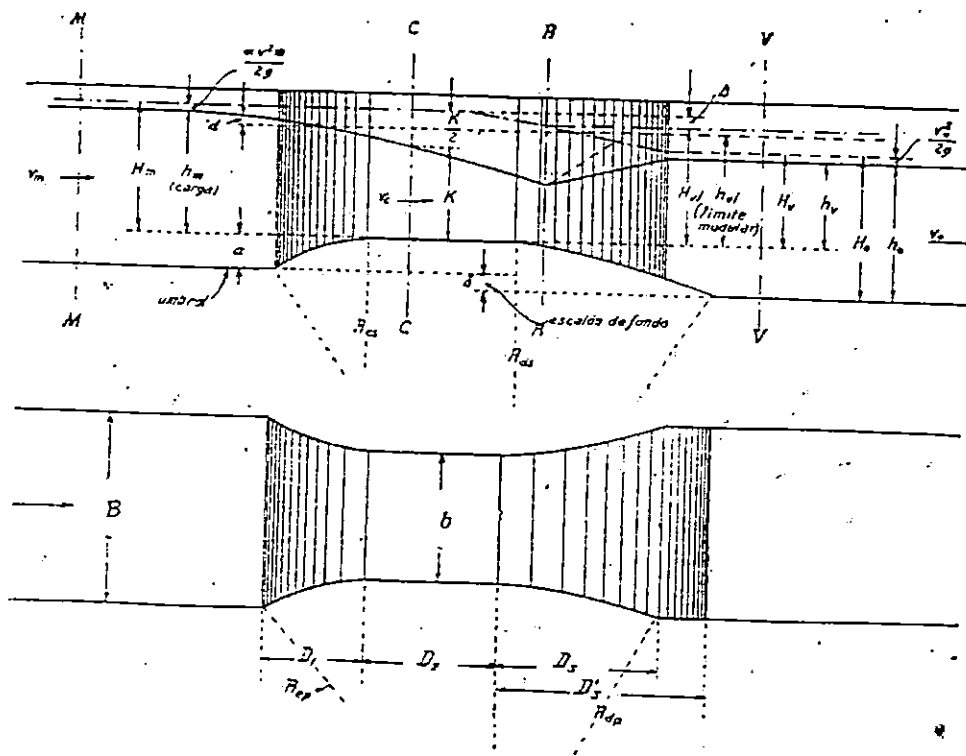


Fig. 2.11: Aforador de resalto.

Caudal.- Si es  $Q$  el caudal que pasa por el canal;  $K$ , la altura crítica (fig 2-11);  $b$ , el ancho en el estrechamiento. La condición de paso por el régimen crítico es entonces,

$$\frac{Q^2}{g} = \frac{S}{b}$$

siendo  $S$  la sección en nuestro caso de sección rectangular  $S=Kb$ . En función de la velocidad.

$$\frac{v^2 S^2}{g} = \frac{S}{b} ; \frac{v^2}{g} = \frac{S}{b} ; v = \sqrt{Sg/b} = \sqrt{gK};$$

el caudal será:

$$Q = S \times v = bK \sqrt{gK}; \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Como no es posible medir  $K$ , hay que encontrar el caudal midiendo la cota  $h_c$  del agua arriba, y entonces:

$$Q = \mu b h_c \sqrt{2gh_c}; \quad (\text{Ec. 2.7})$$

el valor de  $\mu$  para valores de  $\tau p < 0.72$  puede calcularse por la fórmula:  $\mu = 0.385 + 0.108(\tau p)^2$ ;

siendo:  $\tau = b/B$  y  $p = h_0/h_a + a$

Si  $\tau p > 0.72$ , lo que es poco común en la práctica, los valores obtenidos antes deben aumentarse en un 3 por 100. Las experiencias indican que el valor de  $\mu$  debe de afectarse de un coeficiente que varía entre 0.96 y 1.01, siendo los valores más comunes 0.97 a 0.99; los valores más bajos corresponden a los aforadores de fondo plano, y los más altos, a los de umbral.

Resulta pues,

$$Q = C\mu b h_0 \sqrt{2gh_a}; \quad (\text{Ec } 2.8)$$

con  $C = 0.97$  el error no superará el 2 por 100 y el valor de  $h_a$  será:  $h_a = Q^{2/3} / 2.64\mu^{2/3} b^{2/3}$  (Ec. 2.9)

La fórmula anterior es válida mientras la profundidad del canal de aguas abajo no influya en la profundidad crítica.

Dimensionamiento del aforador. Las longitudes de  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  de la embocadura de la garganta y desembocadura de un aforador, serán, conservando las proporciones de los modelos ensayados por el prof. DE MARCHI, según la figura 2.12.

Aforadores con umbral:

$$D_1 = 0.5 B; \quad D_2 = 0.66 B; \quad D_3 = 0.83 B; \quad a = 1.3 B;$$

$$D_3 = 0.83 B; \quad \tau = 1/3, \quad 2/3 \text{ ó } 1$$

Radios de curvatura del umbral:

$$R_s = B; \quad R_{ds} = 2B$$

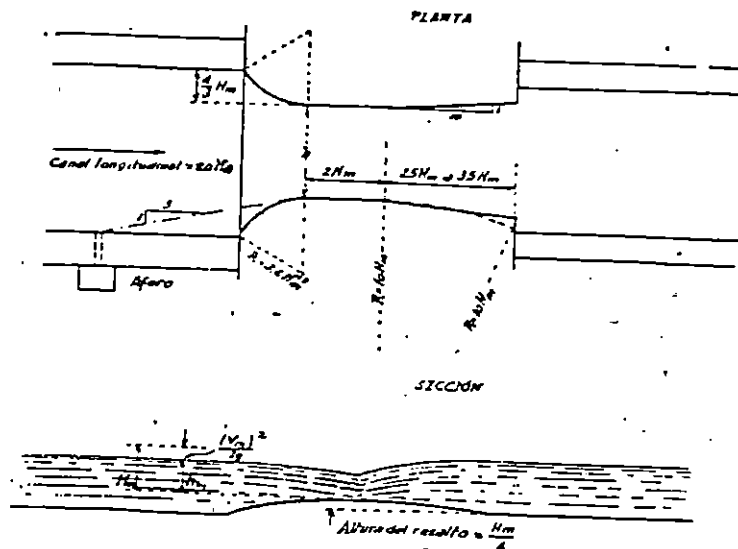


Fig. 2.12: Aforador de resalto INGLIS.

Altura del umbral:  $a = 0.17B$

Radios de curvaturas de los muros:

$$R_{op} = B; \quad R_{op} = 2B$$

Aforadores de fondo plano:

$$D_2 = 0.66B; \quad D_3 = 0.83B; \quad a = 1.3B; \quad D_1 = 0.5B; \quad a = 0.9B; \quad \tau = 1/2 \text{ ó } 2/3$$

Radios de curvatura de los muros:

$$R_{op} = B; \quad R_{op} = 2B$$

Aforadores con escalón de fondo:

$$D_1 = 0.5B; \quad D_2 = 0.66B; \quad D_3 = 0.83B \text{ a } 1.3B; \quad D_4 = 0.23B \text{ a } 0.83B$$

$$\tau = 1/3 \text{ ó } 2/3$$

Radios de curvatura del escalón =  $17.7B$

Altura del escalón  $0.023B$  a  $0.212B$

Radios de curvaturas en los muros,  $R_{op} = B; \quad R_{op} = 2B$

Las longitudes recomendadas por C.C INGLIS para los aforadores

con umbral las indica la figura (2.11).

#### 2.2.4 AFOROS POR HIDROTIMETROS

##### MOLINETES

Constituye un método de aforo excelente de gran exactitud, en todos aquellos casos en que la introducción de éste aparato sea posible y no altere sensiblemente el régimen de la corriente.

El molinete consiste en una rueda hélice, o formada de varios casquetes o copas, que gira por la presión debido a la velocidad del agua, rueda que se orienta en la dirección de los filetes líquidos, por un timón. El eje de ésta transmite su movimiento, por medio de un sistema de engranaje, a un excéntrico que establece sucesivos contactos a un circuito eléctrico, que transmite las indicaciones a un contador de vueltas.

Acompañan al molinete los elementos necesarios para su función, como son: la pila originaria de la corriente eléctrica, los cables de conexión del circuito que se forma, el contador eléctrico de revoluciones, los cables de suspensión, para cuando el molinete funcione suspendido; el contrapeso para mantener tirante el cable; la varía por la que puede sujetarse a diversas alturas del molinete cuando se adopta esta disposición de colocación en el punto deseado, varilla que tiene una zapata inferior para apoyarse en el

fondo y que está graduada. La figura 2.13 representa los cuatro tipos de molinete que se emplearon en los aforos de la central de Amsteg (Suiza).

La velocidad se determina en función del número de vueltas, en virtud de una ecuación que figura en cada aparato, fijadas por la casa constructora.

PROCEDIMIENTO PARA LA COLOCACION DEL MOLINETE. Varían según las circunstancias de ancho y calado del río, y según que las observaciones vayan o no a seguirse sistemáticamente, es decir, se van a constituir parte de una estación de aforos.

Distinguiremos los casos siguientes:

1º Río vadeable.

2º Río en que haya establecido un puente o se pueda establecer con facilidad y economía, o que tenga otra obra de fábrica, como una presa vertedero, desde la que pueda colocarse el molinete en los puntos adecuados.

3º Río en el que sea más conveniente utilizar un cable y canastilla que corra a su largo.

En todos los casos conviene elegir para el aforo un tramo de río lo más regular posible, evitando lechos permeables, en los que parte del agua discurre a través del subsuelo, en que la velocidad no sea impetuosa para evitar que los cuerpos flotantes que arrastren deterioren el molinete, ni muy reducida, que no mueva el aparato. En general, y salvo el

empleo de aparatos especiales para velocidades reducidas, conviene que éstas queden comprendidas entre 0.10 y 2.00 metros.

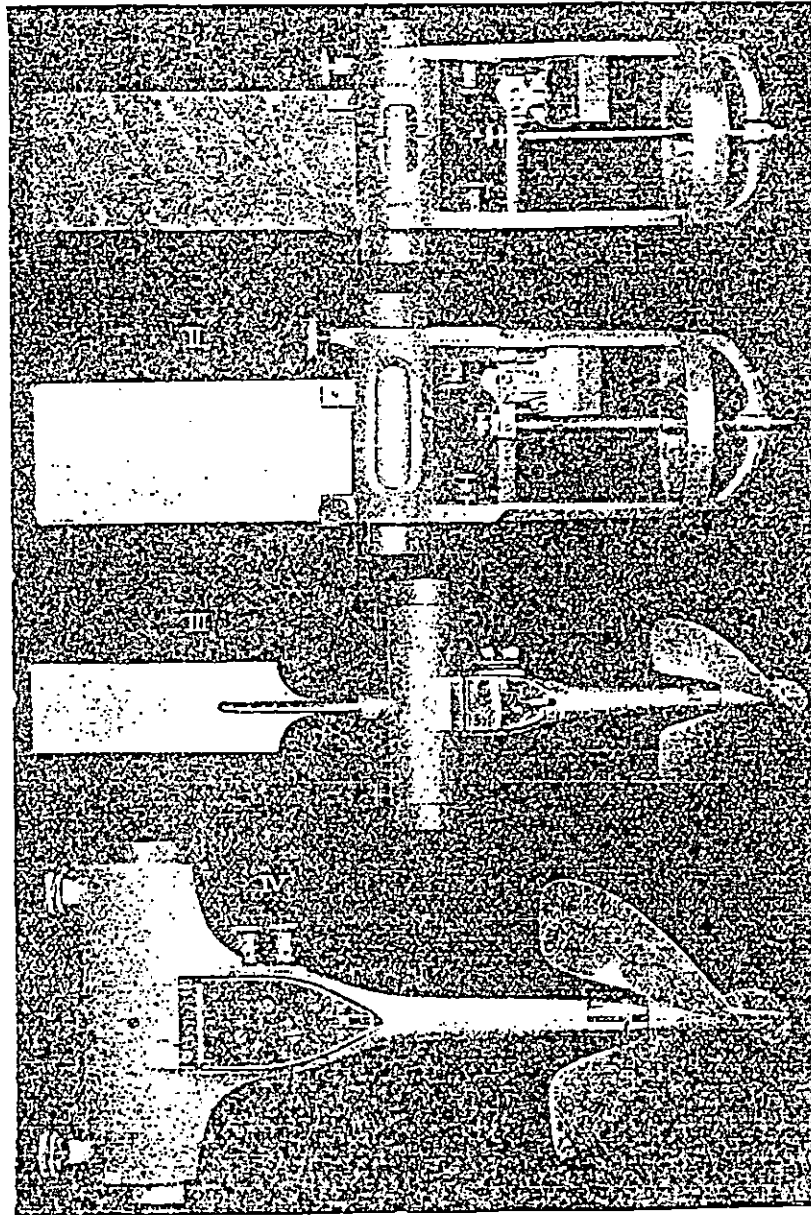


Fig.2.13: Tipos de molinetes empleados en los aforos [en la central de Amsteg (Suiza)].

Solución en río vadeable. Calados hasta 0.60 metros.

El molinete se monta en una varilla, que se apoya en el fondo y es manejada por el observador, que se introduce en el río, tratando de colocar el molinete lo más alejado de su cuerpo, para que no quede influido por la alteración del régimen del agua que contornea sus piernas.

Se instala con anticipación, en la sección de aforo, una cuerda o alambre, tendido entre orillas, con señales que marquen las distancias a una estaca de origen colocadas en una de aquellas.

Por procedimiento análogo, de vadeo, se toman los datos para obtener la sección mojada. Esta sección conviene que sea lo más uniforme en calado de aguas de fondo firme y libre de grandes piedras.

Observaciones desde un puente. Si existe construido, se puede utilizar, siempre que en él la corriente sea tranquila que las pilas no sean tan voluminosas que produzcan remolinos y corrientes muy turbulenta. En este caso, sobre el mismo puente se pueden marcar las distancia a un punto origen, y desde él, el molinete suspendido a lo largo de una barra, se puede introducir en el agua en los puntos necesarios.

Empleo de cable y canastilla. Se utiliza una disposición para cauces de ancho mayor de 20 metros.

Consiste en un cable tendido de una a otra orilla, y anclado en ellas con o sin apoyo intermedio en castilletes

capaz para dos personas, que puede correr a lo largo de aquél en virtud de ruedecillas de apoyo de los cables de suspensión, determinándose el movimiento, o por medio de otro cable auxiliar o, lo más corrientemente, por medio de unas pinzas que abrazan el cable soporte, y que con un mango puede manejar el observador.

A esta instalación ha de acompañarse, como en las otras, un cable de distancias y una escala para medir alturas de agua.

La distancia de las verticales, en las que, en diferentes puntos, se coloca el molinete depende de la anchura del río, variando entre 0.20 metros para ancho de 1.20 hasta 5 metros en anchos mayores de 50 metros. Y estas distancias pueden variar con la configuración de la sección transversal, conviniendo que dichas verticales correspondan, especialmente, a los puntos más hondos y a los más altos del fondo del cauce.

**PROFUNDIDAD DE COLOCACION DEL MOLINETE.** Se ha indicado antes la distancia de las verticales en que se colocan los molinetes. Para la elección de los puntos, dentro de éstas, hay que tener en cuenta la precisión que se desee.

Con el molinete es muy importante tener en cuenta que no se puede encontrar la velocidad propiamente superficial, por lo que debe de quedar completamente sumergido.

a) Método de varios puntos. Cuando el calado de agua es mayor de dos metros, o aunque, sin serlo, se crea prudente la obtención de velocidades en más de dos puntos sobre cada



vertical, para mayor exactitud o para comprobar el valor relativo de las velocidades, se coloca el molinete en puntos cerca de la superficie y del fondo y en otros intermedios, de tal manera que disten entre sí menos de un metro y de modo que resulten más próximos en las zonas de más fuerte variación de velocidad, en particular cerca de la superficie y del fondo, en donde debe colocarse el molinete lo más cerca posible de estos puntos, compatible su posición con las aspas de la hélice, ni afloren a la superficie ni toquen el fondo.

b) Escalas o limnímetros. Para la observación de las distintas alturas de agua en el río se instalan escalas, colocadas en puntos fijos, en que la lectura sea fácil y donde no puedan ser arrastradas por la corriente (estribos de puentes, muros, taludes insocavables, etc.). Son parte importante de las estaciones fijas de aforo, y es muy corriente el que se establezcan en pozos comunicados con el río por tuberías de escaso diámetro, para que las oscilaciones de nivel lleguen muy amortiguadas. El extremo de la tubería de entrada del agua debe quedar rodeado de tela metálica, para evitar la entrada de cuerpos extraños y prever los medios de desobstruir esta tubería en caso, posible de obstrucción por sedimentos. Dicho pozo suele quedar alojado en una caseta establecida en la ladera, en donde se colocan, además, otros aparatos de observación meteorológica.

Si, como ocurre frecuentemente, estas escalas han de servir

de base para aforar los ríos, es necesario elegir un tramo de cierta constancia de perfil, en que éste no sea erosionado o sedimentado.

En algunas estaciones, para fijeza del perfil, se coloca agua abajo un umbral de fondo, de madera o de fábrica. Pueden colocarse verticales o inclinadas, sobre el talud regularizado. Las primeras se colocan con las divisiones ya hechas. Las segundas hay que graduarlas después de colocadas. La división se hace en metros, decímetros y centímetros, y deben elegirse el tamaño y los colores de los números que marquen los metros y los decímetros (los centímetros no se numeran) de modo que la lectura sea fácil y sin peligro de equivocación.

El cero de las escalas debe colocarse por debajo del nivel inferior de las agujas con el fin de evitar lecturas negativas, que pueden ocasionar errores por confusión de signos. Conviene relacionar con un punto invariable del terreno, o construyendo un macizo de mampostería.

c) Limnígrafos. En las estaciones de aforo, y como uno de los aparatos que se alojan en la caseta que da acceso al pozo de medición del nivel de aguas, además de la escala vertical fija, figura un limnígrafo, que automáticamente marca, sobre un tambor cubierto con papel graduado, la altura del nivel de agua. Los limnígrafos, teniendo cuidado de mudar las hojas y colocarlas bien y que marque debidamente la pluma y que

funcione la transmisión sin el menor entorpecimiento, son preferibles a las escalas fijas, porque eliminan el error personal.

**AFORO EN CANALES REGULARES.** Cuando el aforo se practique en canales rectangulares, como ocurre frecuentemente al determinar el caudal en un aprovechamiento hidroeléctrico para calcular el rendimiento de las turbinas, entonces la distribución de los puntos de colocación de los molinetes puede hacerse de una manera más ordenada distribuyéndolos en los puntos de cruce de una retícula formada por igual número de horizontales que de verticales.

Tanto en estas observaciones de exactitud como en los que se verifican en los aforos corrientes, el tiempo de funcionamiento del molinete en cada punto debe ser, al menos, de 60 segundos, medidos con un cronómetro de escape o cronógrafo registrador.

#### **DETERMINACION DEL CAUDAL DE AFORO.**

Conocida y representada gráficamente la sección transversal de aforo, y obtenidas las velocidades en puntos suficientes, si llevamos estas velocidades, octogonalmente, a la sección en los puntos a que corresponde, el lugar geométrico de los extremos de ellas originará una superficie que, con base en la sección indicada, determinará un cuerpo cuyo volumen será el caudal citado, como indica la figura 2.14.

Para encontrar los volúmenes intermedios, podemos ocupar

las fórmulas de los troncos de pirámide; y así, el comprendido entre los perfiles 2 y 3 será:

$$V_{23} = (l_{23}/3)[v_2 h_2 + v_3 h_3 + \sqrt{(v_2 h_2 v_3 h_3)}] \quad (\text{Ec. 2.10})$$

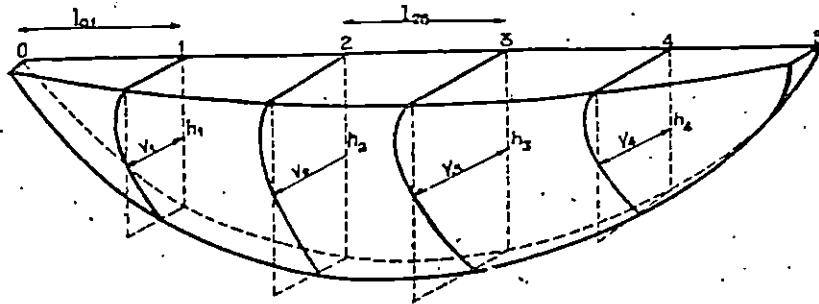


Fig. 2.14: Cuerpo sólido cuyo volumen es el caudal aforado.

Y para los volúmenes extremos se aplicara la fórmula del de las pirámides; y así, el comprendido entre 0 y 1 será:

$$V_{01} = (l_{01}/3)(v_1 h_1) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

En estas fórmulas  $V$  son volúmenes parciales;  $h_1, h_2, \dots$ , los calados de agua;  $v_1, v_2, \dots$ , las velocidades medias.

Puede procederse de manera análogas como sigue: Dibujando el perfil transversal del río (figura 2.15) y marcado en él las verticales en que se han practicado los aforos, y dibujada también las figuras representativas de la variación de las

velocidades de las verticales, es decir, las diferentes secciones del sólido a que antes nos referimos, se miden estas áreas, y sobre cada vertical del perfil anterior se llevan las indicadas áreas, obtenidas con la misma unidad de medida en que se dibuje el perfil. Se unen los puntos extremos de dichas verticales, y la línea que se obtenga y el nivel del agua del perfil limitarán una figura cuya área expresará, en unidades cúbicas, en caudal de aforo.

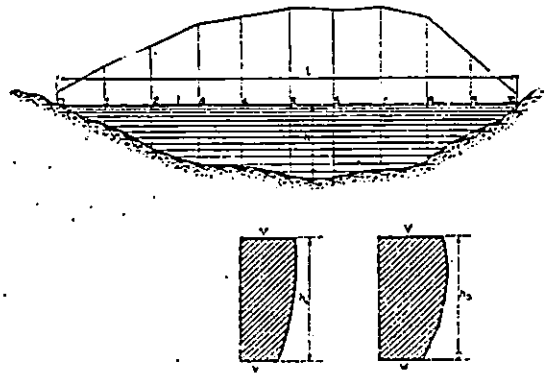


Fig. 2.15: Obtención gráfica del caudal aforado.

### 2.3 ELECCION Y CONDICIONES DE APLICACION.

Como antes ya indicamos, distinguiremos los casos:

1º Aforos en un río o corriente natural, con el fin de conocer los cursos hidráulicos de una cuenca.

2º Aforos de una derivación artificial de las corrientes en obra ya construida, para determinar el rendimiento de la maquinaria instalada.

La enumeración de éstos dos casos basta para comprender que el segundo requiere más precisión en los procedimientos, y corrientemente las condiciones de las obras presentadas se prestan a ello.

PRIMER CASO. Podemos considerar en él:

- a) Aforos aislados, para deducir una idea aproximada del caudal.
- b) Aforos sistemáticos que van a prolongarse durante mucho tiempo, quizá en número indefinido de años.

CASO a) Si el aforo ha de realizarse con premura, y se trata de un río en que se puede elegir un tramo de cierta regularidad en perfil, sección transversal y velocidad, se puede emplear el procedimiento de flotadores.

Si el río es vadeable, conociéndolo puede utilizarse en una barca que no altere sensiblemente el régimen de la corriente o existe una obra desde la que es fácil operar, se puede elegir el de molinete, que da resultados bastantes exactos.

Si hay alguna presa verdadera y se puede establecer con

facilidad el régimen de constancia de nivel en el embalse y, por tanto, de caudal vertiente, se puede aforar por el procedimiento de vertedero en paredes gruesas, con la salvedad de incertidumbre en el perfil y el espesor de la lámina vertiente no coincide con algunos de los casos experimentados.

CASO b) Si se trata de aforos sistemáticos, hay que establecer una estación de aforos, con todos los aparatos y condiciones necesarios a la mayor eficiencia.

El trato que se elija deben ser rectilíneo y regular en sección y perfil, o disponer así artificialmente, dejándola libre de isletas, de grandes piedras, hierbas, árboles, etc.

Si el río no es muy caudaloso se puede elegir como uno de los procedimientos de verdadero en pared delgada, cuidando de establecer en escala un sitio protegido, mejor un pozo en comunicación de la corriente, cubierto con caseta y con aparatos de precisión o escala indirecta para apreciar la altura de la línea vertiente.

El procedimiento de disoluciones comparadas, por sus excelentes resultados, debe generalizarse y establecerse en las estaciones de aforo. Hecha una primera instalación, los aforos resultan baratos o sencillos.

Se puede emplear también el procedimiento de el molinete, si la sección se presta al introducir éste, que no altere el régimen.

Si el río es relativamente caudaloso, el procedimiento más

indicado es el de molinete, con cualquiera de las alturas auxiliares a su fácil colocación, según el ancho del río.

SEGUNDO CASO. Si lo que se desea es medir el caudal para determinar el procedimiento de la maquinaria instalada, según la cuantía del caudal, las condiciones de instalación y las obras necesarias, se acuden a los procedimientos volumétricos, de verdadero en pared delgada, molinetes o disoluciones comparadas preferentemente.

#### 2.4 VELOCIDAD ESPECIFICA.

Es el parámetro que caracteriza mejor a una turbomáquina, ya que relaciona el caudal a la carga, que son las variables fundamentales, así como también la velocidad de giro, variables cinéticas de gran importancia.

La velocidad específica puede expresarse de forma adimensional por la expresión siguiente:

$$N_{s1} = \frac{NQ^{1/2}}{g_c^{3/4} H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde N es la velocidad de giro, Q es caudal o gasto, y H es la carga efectiva sobre la máquina.

El nombre de velocidad específica, en la práctica, se define como el número de revoluciones por minuto que da una turbina que desarrolla la unidad de potencia trabajando bajo la unidad de carga y es proporcional a la velocidad de giro, se representa por Ns o ns:



$$N_s = \frac{NF^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{cv})^{1/2}}{(\text{m})^{5/4}} = (\text{sistema métrico}) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$N_s = \frac{NF^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{Hp})^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} = (\text{sistema inglés}) \quad (\text{Ec. 2.14})$$

### 3.0 DISEÑO HIDRAULICO DEL MODELO

#### 3.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES.

Para la construcción de un modelo de turbina Pelton, se debe establecer una serie de parámetros que determinan las características hidráulicas de la turbina que será diseñada.

Los valores a obtener son los que definirán las condiciones de operación nominal, los cuales inciden directamente en la eficiencia total que desarrollará la turbina.

El caudal y altura neta, se utilizan para calcular el diámetro del chorro, que es la magnitud fundamental para la determinación de los subsiguientes parámetros, los cuales detallamos a continuación:

##### a) Caudal y altura útil (Q, H)

Para el diseño de un rodete Pelton es necesario conocer los valores del caudal y altura neta del salto nominal o de diseño.

Estos datos serán establecidos y son los valores con los cuales será diseñado éste modelo. Los valores se han obtenido de las especificaciones técnicas de una bomba centrífuga marca Red Jacket y sus correspondientes datos de placa (ver anexo B).

Modelo : 50 RJ

Potencia : 1/2 Hp

Altura de succión : 5 pies

Estilo de inyector : Alta capacidad

Caudal : 996 GPH

Altura Neta : 20 Psi (14.0627 m)

b) Diámetro del chorro (d)

Para obtener el diámetro del chorro es necesario conocer la sección transversal del mismo, por medio de la siguiente ecuación:

Sección transversal del chorro (S) %

$$S = \frac{Q}{C_c \sqrt{2gH}} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Donde:

Q = Caudal [m<sup>3</sup>/s]

H = Altura neta [m]

C<sub>c</sub> = Coeficiente de tobera (0.98 valor promedio) <sup>9/</sup>

Además, se sabe que:

$$S = \frac{\pi d_o^2}{4} \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Iguando la Ec.(3.1) y Ec.(3.2) se tiene:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_c \sqrt{2gH}}} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

c) Diámetro del rodete (D)

El diámetro primitivo, es el diámetro tangente a la línea

---

<sup>9/</sup> Ec. 27-4 de "Saltos de agua y presas de embalse"  
José Luis Gómez Navarro y Juan José Aracil  
Madrid, España, Marzo de 1958.

<sup>10/</sup> Saltos de agua y presas de embalse. Juan J. Aracil.

eje del chorro del inyector, el cual está relacionado con el diámetro del chorro  $d_c$ , por medio de la siguiente expresión:<sup>11/</sup>

$$\delta = d_c/D \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Donde:

$\delta$  = Relación de diámetros

$d_c$  = Diámetro del chorro

$D$  = Diámetro del rodete.

Para determinar el diámetro del rodete se debe asumir la eficiencia total.

En nuestro caso la eficiencia total ( $\eta_T$ ), asumiremos que es del 90% y con la ayuda de la tabla 3-1 <sup>12/</sup> para ésta eficiencia se tendrá que  $\delta = 1/20$ , sustituyendo valores en la Ec.(3.4) obtenemos:

$$D = 20d_c \quad \text{Ec. (3.5)}$$

d) Velocidad específica (Ns) <sup>13/</sup>

$$Ns = 2406\sqrt{z} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Donde  $z = 1$  = número de chorros.

Según la Ec.(3.6)  $Ns$  es directamente proporcional a  $\delta$ ; de

<sup>11/</sup> Turbomáquinas Hidráulicas. Claudio Mataix.

<sup>12/</sup> Tabla 13-3. Turbomáquinas Hidráulicas. Claudio Mataix

<sup>13/</sup> Ec. 1.3.7 "Turbomáquinas Hidráulicas". Claudio Mataix; obtenida de la ec. 13-6, la cual puede obtenerse con la misma deducción que la Ec.(11-4). Se puede comprobar planteando las mismas Ecs. (11-1) a (11-3) sustituyendo  $d_c$ ,  $d$  y  $K_{c3}$  por  $d_c$ ,  $D$  y  $C_t$ .

TABLA 3-1

Variación del rendimiento total de la TP con la relación de diámetros

<i>relación de diámetros</i>				
$\delta = \frac{d_0}{D}$	6,5	7,5	10	20
<i>rendimiento total</i>				
$\eta_{\text{tot}} (\%)$	82	86	89	90

donde se deduce que una turbina rápida se distingue por un diámetro de rodete pequeño, un diámetro de chorro grande y por unas cucharas grandes; y una turbina lenta se distingue por un diámetro de rodete grande, un diámetro de chorro pequeño y unas cucharas pequeñas.

e) Velocidad de giro.

El valor de  $n$  se deduce despejando esta magnitud de la Ec.(2-13) que define  $N_s$

$$n = N_s \frac{H^{5/4}}{P^{1/2}} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

### 3.2 DISEÑO DEL RODETE.

#### 3.2.1 NUMERO DE ALABES.

El número de álabes de una turbina Pelton suele ser de 16 a 26 por rueda <sup>14</sup>, dependiendo de la velocidad específica de la turbina. A medida que la velocidad específica aumenta, el número de álabes disminuye. Así se tiene que para una rueda que posea un diámetro que es determinado por una carga y una velocidad de giro, si la velocidad específica es grande es por que el caudal es grande, por lo cual necesita álabes mayores, por lo tanto caben menos en la periferia de la rueda. En cualquier caso, el número de álabes debe ser tal que el agua proveniente del chorro no tenga lugar para pasar entre dos álabes sin acción sobre alguno de ellos, y además deben ser

---

<sup>14</sup> Según Claudio Mataix en "Turbomáquinas Hidráulicas"; sección 13.7.3.1.

suficientes para utilizar completamente la energía cinética del agua. Para determinar el número de álabes se tiene una ecuación empírica aproximada: <sup>15/</sup>

$$N^{\circ} \text{ Alabes} = 15 + \frac{1}{2} \phi \quad \text{Ec. (3.8)}$$

### 3.2.2 FORMA Y DIMENSIONES DE LOS ALABES.

Los álabes de una rueda Pelton tienen la forma de doble cuchara, con una arista mediana donde se produce el ataque del chorro de agua. Para determinar las dimensiones de los álabes, Claudio Mataix sugiere el método de las trayectorias relativas. <sup>16/</sup>

También proporciona el método de las curvas de nivel, donde el diseño del álabe se realiza definiendo las líneas de nivel de la superficie, cuyo trazado está basado en la práctica y la experiencia; las dimensiones del álabe son proporcionales al diámetro del chorro; éste a su vez es función del diámetro de la rueda y de la velocidad específica.

---

<sup>15/</sup> "Turbomáquinas Hidráulicas", Claudio Mataix

<sup>16/</sup> Sección 13.7.3.3 "Turbomáquinas Hidráulicas" Claudio Mataix, pag 758 - 762.

Otros autores <sup>17/</sup> consultados presentan las dimensiones de los álabes en forma de relaciones empíricas en función del diámetro del chorro.

Claudio Mataix proporciona en su libro "Turbomáquinas Hidráulicas" las siguientes relaciones para determinar las dimensiones geométricas, encontrándose algunas en la Fig. 3.1.

$$\begin{aligned} B &= (2.8 - 3.2)d_0 & 2\alpha &= (10^\circ - 15^\circ) \\ L &= (2.3 - 2.8)d_0 & \beta &= (8^\circ - 12^\circ) \\ S &= (1.1 - 1.2)d_0 & f &= (0.95 - 1.05)d_0 \\ T &= (0.6 - 0.9)d_0 \\ m &= (0.18 - 0.20)d_0 \end{aligned}$$

En el "Manual del constructor de máquinas" de H. Dubbel, se mencionan las siguientes:

$$\begin{aligned} f &= 0.85d_0 & L &= 2.1d_0 & T &= 0.85d_0 \\ e &= 0.35d_0 & B &= 2.5d_0 & S &= 1.1d_0 \\ \alpha/2 &= (7^\circ - 15^\circ) & \beta &= (4^\circ - 20^\circ) \end{aligned}$$

Y Viejo Zubicaray en "Energía Hidroeléctrica" sugiere:

$$\begin{aligned} B &= (3.0 - 3.5)d_0 & L &= (2.5 - 2.8)d_0 \\ S &= (1.1 - 1.25)d_0 & b &= (1.2 - 1.7)d_0 \end{aligned}$$

Con la ayuda de estas relaciones la determinación de las

- <sup>17/</sup> - "Turbomáquinas Hidráulicas", Claudio Mataix, Capítulo 13 página 760.
- "Manual del Constructor de Máquinas", H. Dubbel, página 437.
- "Saltos de Agua y Presas de Embalse", José Luis Gómez Navarro y Juan José Aracil, página 909.
- "Energía Hidroeléctrica", Viejo Zubicaray y Alonzo, Capítulo 10, página 249.

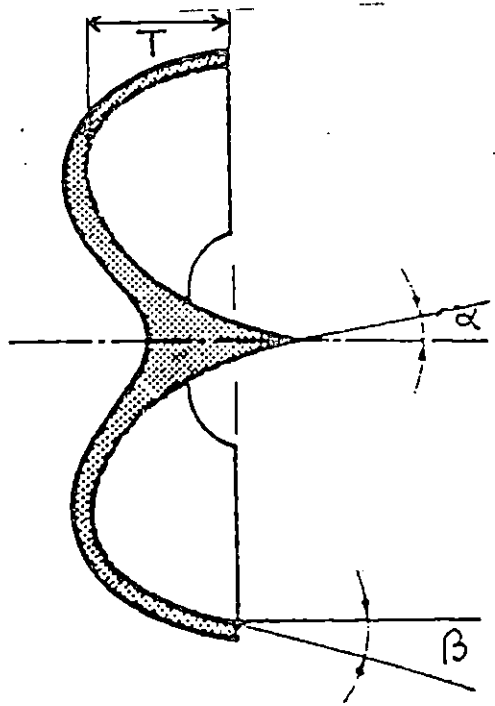


dimensiones se simplifican.

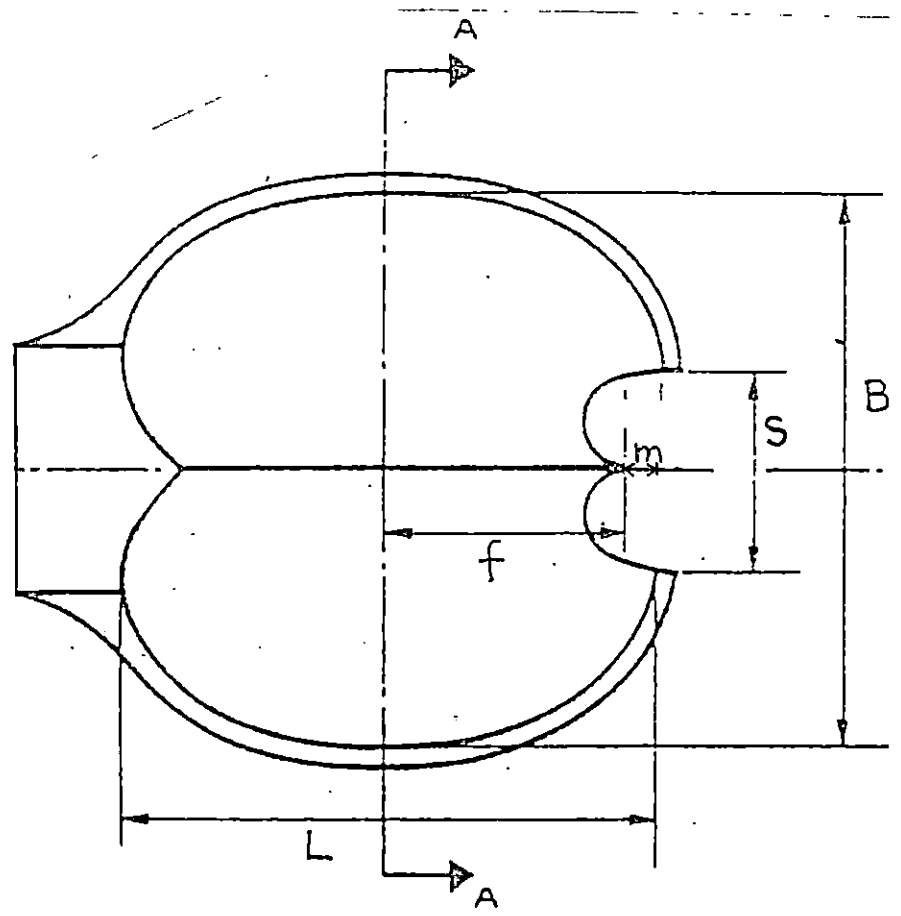
Basados en lo anterior, para el diseño del modelo de turbina Pelton, se tomará una recopilación de todas las relaciones empíricas proporcionadas, utilizando un valor promedio de ellas, por ser éste el más representativo, encontrándose entre los valores límites. (Fig. 3.1).

$B = (2.8 - 3.2)d_0$	$B = 3d_0$	$2\alpha = (10^\circ - 15^\circ)$
$L = (2.3 - 2.8)d_0$	$L = 2.55d_0$	$\alpha = 6.25^\circ$
$S = (1.1 - 1.2)d_0$	$S = 1.15d_0$	$\beta = (8^\circ - 12^\circ)$
$T = (0.6 - 0.9)d_0$	$T = 0.75d_0$	$\beta = 10^\circ$
$m = (0.18-0.20)d_0$	$m = 0.19d_0$	$f = 0.85d_0$
	$e = 0.35d_0$	

Fig. 3.1



SECCION AA



#### 4.0 CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO MECANICO

##### 4.1 FACTORES DE DISEÑO.

Para diseñar las partes que conformarán el modelo de turbina Pelton, como son los cangilones y el rodete, es necesario tomar en consideración el aspecto mecánico, paralelo a lo que es el diseño hidráulico. Una característica sobresaliente y que además es necesaria para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento, es la resistencia, por lo que se dice que la resistencia es un factor de diseño.

Existen algunos factores que determinan las características finales en el diseño del elemento o mecanismo.

Los más importantes a considerar, en nuestro caso en particular son:

Resistencia: Es una propiedad intrínseca de un material o de un elemento mecánico. Esta depende de la clase, tratamiento y procesado del material.

Esta propiedad nos permite estimar, si alguna pieza fallará, cuando esté sometida a un valor de esfuerzo específico. En apartados posteriores se estudia más ampliamente este término.

Rigidez: Esta condición es necesaria para que en los elementos del modelo no se produzca deflexión, ni deformación.

Propiedades anticorrosivas: El material a utilizar debe ser resistente al deterioro producido por la oxidación atmosférica directa de una superficie metálica y por el rozamiento.

En las piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurre una disminución en su resistencia a la fatiga por lo que es necesario minimizar los factores que afectan la duración a la fatiga; éstos son:

Concentración de electrolitos, oxígeno disuelto en electrolito, propiedades y composición del material, temperatura, frecuencia cíclica, flujo o movimiento de fluido alrededor del elemento y grietas locales.

Resistencia a la abrasión: El elemento mecánico a diseñar y construir, debe ser resistente al desgaste por fricción, ocasionado por partículas en suspensión en el fluido.

Acabado superficial: La superficie debe de estar perfectamente pulida para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales, esto disminuye la posibilidad de falla por fatiga.

Costo: Este tópico, se refiere a la factibilidad económica para la construcción de un elemento mecánico, tomando en consideración los precios de los materiales, mano de obra y de los procesos de construcción, que se modifican constantemente.

#### 4.2 MATERIALES Y SUS PROPIEDADES.

En la fabricación de las turbinas hidráulicas los materiales que se utilizan deben poseer características que puedan contrarrestar la corrosión y la cavitación, además poseer excelente resistencia mecánica.

En los aceros austenoferríticos, el Cromo aumenta la resistencia a la corrosión y a la oxidación, resiste a la abrasión y al desgaste; con alto contenido de carbono, el forjado.

material del disco de la rueda puede ser de acero fundido o resistencia extraordinaria a la cavitación y a la abrasión. El austenoferríticos (Cr 20, Ni 8, Mo 3) presentan una (0.3). El acero con 13% de Cromo y los aceros acero al carbono aleado con Níquel (0.7 a 1) y Molibdeno Si las condiciones son más drásticas debe recurrirse al afectivamente al acero contra muchos medios corrosivos.

de óxido de Cromo o de óxido de Níquel que protege corrosión se debe a una película delgada, adherente, estable corrosión y al calor. La propiedad de resistencia a la Los aceros inoxidables tienen aplicaciones resistentes a la inoxidable.

fundición de grafito laminar, acero, acero aleado o acero Cuando estas acciones son moderadas puede bastar la a la corrosión.

además el material de éstos debe ser resistente a la fatiga y erosión en ellos es muy fuerte debido a la velocidad del agua, atención, en cuanto a la resistencia, son los álabes. La En las turbinas Pelton, el principal elemento que merece necesario prestarle mayor atención a los efectos corrosivos. Debido a las condiciones tropicales de El Salvador es

Níquel hace resistente al acero no templado o recocido y aumenta la tenacidad y la ductilidad; el Molibdeno forma partículas resistentes a la abrasión, mejora la resistencia a la corrosión en aceros inoxidable y profundiza el endurecimiento.

Las características del acero aleado antes mencionadas, resultan adecuadas en la fabricación de turbinas hidráulicas.

Otro material con el cual se pueden obtener buenos resultados es el Bronce al Aluminio, ya que presenta buenas propiedades de trabajo en frío y gran resistencia a la corrosión por ataque atmosférico o por agua. Elementos como el Hierro, Níquel, Manganeso y Silicio se añaden frecuentemente.

El Hierro incrementa la resistencia y la dureza; el Níquel tiene el mismo efecto pero no es tan efectivo; el Silicio mejora la maquinabilidad; el Manganeso disminuye la formación de defectos en las piezas fundidas al combinarse con gases y mejora la resistencia.

La composición porcentual de los elementos aleantes en un Bronce al Aluminio son:

Rango (%)	Elemento
4.0 a 11.0	Aluminio
0.5 a 5.0	Hierro
Hasta 5.0	Níquel
Hasta 2.0	Silicio

Basados en las propiedades anteriores y por la facilidad de obtención de éste tipo de aleación en nuestro medio, para la construcción de nuestro modelo se utilizará una aleación de Bronce al Aluminio, la cual tiene la siguiente composición 88% (13.2 lbs.)Cu, 3% (0.45 lbs.)Fe, 9% (1.35 lbs)Al, cuya denominación ASTM es B150-74, que posee resistencia mecánica alta ( $S_y = 2250 \text{ Kg/cm}^2$ ) y gran resistencia a la corrosión, al choque y a la fatiga, esta aleación se utiliza para piezas fundidas. (ver anexo C)

#### 4.3 FUERZAS INVOLUCRADAS.

Existen dos fuerzas que actúan sobre el cangilón. La primera es cuando el agua incide en la cuchara, y la fuerza centrífuga que es intrínseca en un elemento que posee movimiento circular.

La fuerza ejercida por el chorro en el cangilón, Viejo Zubicaray, la define de la siguiente manera:

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2) \quad \text{Ec. (4.1)}$$

Donde:

$\gamma$ : Peso específico del agua [ $\text{Kg/m}^3$ ]

$Q$ : Caudal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$g$ : Gravedad [ $\text{m/s}^2$ ]

$\alpha_1$ : Angulo de entrada entre  $C_1$  y  $U_1$

$\alpha_2$ : Angulo de salida entre  $C_2$  y  $U_2$

$C_1, C_2$ : Velocidad a la entrada y salida del cangilón.

Para calcular la fuerza del chorro actuante es necesario conocer los valores de velocidad a la entrada y salida del álabe por lo que se necesita analizar el triángulo de velocidades de las condiciones respectivas, como se detalla a continuación fig. 4.1:

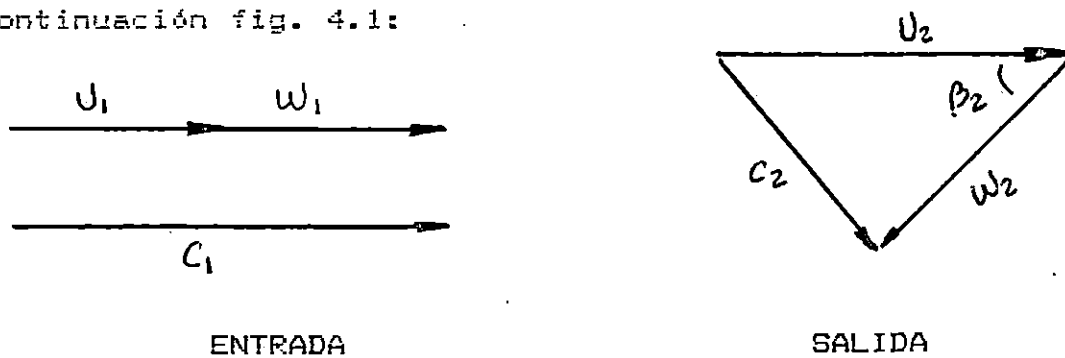


Fig. 4.1: Triángulos de velocidades a la entrada y salida del cangilón.

Los triángulos de velocidades en mención son reales, para los cuales se cumplen varias condiciones, así:

- Velocidad del fluido a la entrada

$$C_1 = C_v \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. (4.2)} \quad C_v = 0.98$$

- Angulo entre  $c_1$  y  $U_1$ ,

$$2\alpha_1 = 10^\circ - 15^\circ; \quad \alpha_1 = 6.25^\circ$$

- Velocidad del álabe:

$$U = C_u \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. (4.3)}$$

$$C_u = 0.45$$

- Velocidad relativa a la salida (velocidad del fluido con respecto al álabe)



$$W_2 = (0.96 - 0.98)w_1 \quad \text{Ec. (4.4)}$$

$$W_2 = 0.97W_1$$

Causada por la fricción

- Velocidad del fluido a la salida:

$C_2 = 0$  solamente para caudal nulo, pero realmente  $C_2$  debe ser perpendicular a  $U_2$  y con un valor pequeño (óptimo rendimiento)

- Angulo formado entre  $W_2$  y  $(-U_2)$ . Debe considerarse un ángulo de desviación, porque si  $\beta_2 = 0$ , el agua al salir de la cuchara chocaría con la cuchara precedente.

$$\beta_2 = 8^\circ - 12^\circ ; \quad \beta = 10^\circ$$

El otro tipo de fuerza involucrada, como se citó anteriormente, es la fuerza centrífuga, que viene dada por;

$$F_c = mu^2/R \quad \text{Ec. (4.5)}$$

m: Masa del cangilón

u: Velocidad del álabe

R: Radio del rodete.

#### 4.4 ANÁLISIS DE RESISTENCIA.

En el capítulo anterior se determinaron las dimensiones del cangilón; en esta parte se analizará el efecto que producen las fuerzas actuantes, sobre ellos, que fueron determinadas en la sección anterior, éste objetivo se realiza por medio de un análisis de resistencia estática y resistencia a la fatiga.

El primer análisis desarrolla las relaciones entre las

resistencias y las cargas a fin de lograr dimensiones óptimas de los componentes, con el requisito que el elemento no falle en funcionamiento.

La resistencia a la fatiga de un material, es aquel valor máximo de un esfuerzo alternativo (por lo general, el valor máximo de la amplitud de variación de tensiones) que puede ser justamente soportado sin rotura para un número arbitrario de oscilaciones (es decir, indefinidamente).

Tomando en cuenta que el material a utilizar en la fabricación del modelo es una aleación no ferrosa (Bronce al Aluminio). "Para este tipo de aleaciones la razón de resistencia a la fatiga es de  $10^6$  ciclos, respecto a la resistencia estática la tensión varía entre 0.25 y 0.5 en la mayoría de los casos". <sup>18/</sup>

Por lo cual cuando se somete a un ciclo elevado de esfuerzos, el elemento no se rompe, sino que se produce deformación.

Considerando lo anterior se realizará únicamente el análisis estático del elemento en estudio.

#### 4.4.1 RESISTENCIA ESTÁTICA.

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento causado por una fuerza; puede ser de tensión o compresión axial, fuerza cortante o momento de flexión o de

---

<sup>18/</sup> "Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica" Robert C. Juvinall. Editorial Limusa (pag. 245).

torsión o cualquier combinación de estas acciones.

En la turbina de acción a construir se tomará en consideración la fuerza ejercida por el chorro en los cangilones y la fuerza centrífuga, cuyos valores serán calculados en las condiciones de rodete frenado, funcionando bajo condiciones nominales y embalamiento de la turbina respectivamente.

En este caso la pieza ya ha sido diseñada y se necesita saber si el elemento soportará los esfuerzos a los que estará sometido, producido por las fuerzas antes mencionadas, de no ser así será necesario modificar sus dimensiones.

Para conocer dichas magnitudes se utilizará el criterio del cortante máximo, que es la teoría de falla más confiable debido a que los resultados obtenidos no se encuentran en los límites de falla. <sup>19/</sup>

#### 4.4.1.1 Teoría del esfuerzo cortante máximo.

Esta es una teoría fácil de utilizar, que siempre está en la zona de seguridad de los resultados de los ensayos.

Este criterio predice que la fluencia empieza cuando el esfuerzo de cortante máximo iguala a la tensión de corte correspondiente al límite de fluencia en el ensayo de tracción simple. Así la fluencia empezará cuando  $\tau_{max} = S/2$ . Fig. 4.2 (ver anexo D).

---

<sup>19/</sup> "El diseño en Ingeniería Mecánica". Cap. 6, sección 6.5, Joseph Shigley, Editorial McGRAW-HILL.

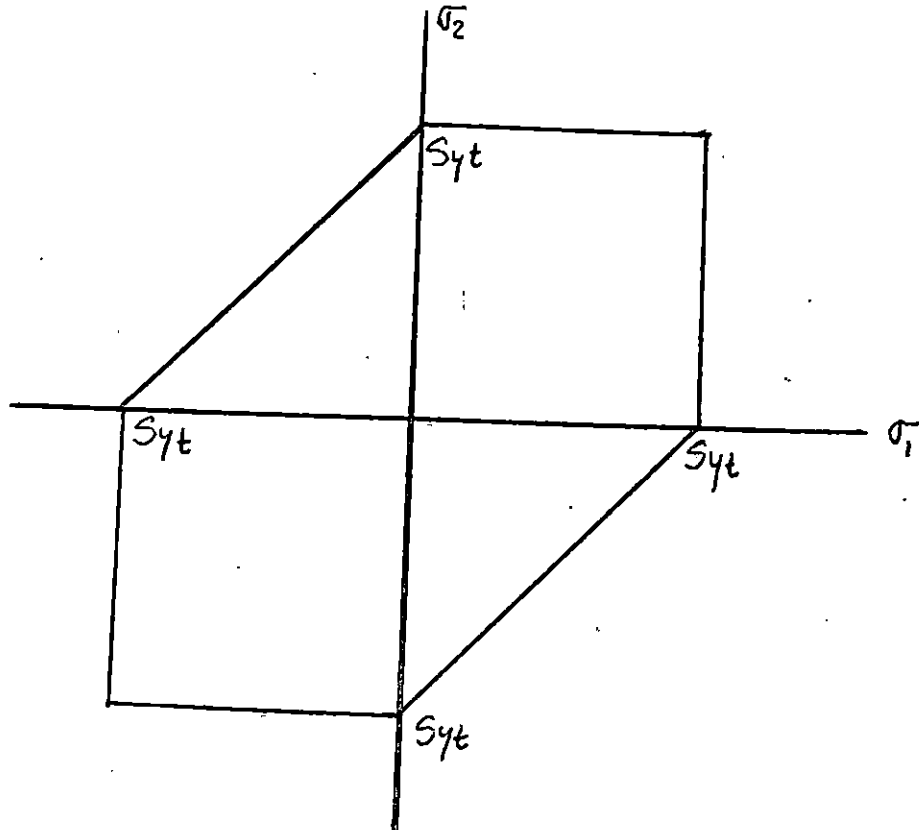


FIG. 4.2 Teoría del fallo por tensión de corte máxima.

### 5.0 METODOLOGIA DE DISEÑO

En ésta sección se desarrollan las etapas a seguir para calcular y obtener el diseño del modelo de turbina Pelton de la manera siguiente:

#### 1) Cálculo de caudal y altura:

Estos parámetros son proporcionados por los datos técnicos de la bomba Red Jacket modelo 50RJ

$$Q = 996 \text{ GPH} \quad H_p = 20 \text{ Psi}$$

En el S. I.

$$Q = 1.0458 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad H = 14.0627 \text{ mts.}$$

#### 2) Diámetro del chorro:

De la ecuación 3.3, tenemos:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_d \sqrt{2gH}}}$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4(1.0458 \times 10^{-3})}{\pi (0.98) \sqrt{2(9.81)(14.0627)}}$$

$$d_o = 9.044 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

$$d_o = 9.044 \text{ mm.}$$

#### 3) Diámetro del Rodete:

De la ecuación 3.5 y con  $d_o = 9.044 \text{ mm}$  se obtiene:

$$D = 20d_o$$

$$D = 20(9.044)$$

$$D = 180.88 \text{ mm}$$

## 4) Velocidad específica:

Con la ecuación 3.6:

$$N_s = 240\delta\sqrt{z} \quad \text{siendo } z = 1 \quad \text{y } \delta = d/D \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$\delta = (9.044)/(180.88) = 0.05$$

$$N_s = 240(0.05)\sqrt{1}$$

$$N_s = 12 \quad (\text{Sistema métrico})$$

## 5) Velocidad de giro:

$$n = \frac{n_s H^{5/4}}{P^{1/2}} \quad \frac{(\text{mts})}{(\text{CV})}$$

$$Pot = \frac{\gamma Q H}{75} \quad (\text{CV})$$

Donde:

$$\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q = 1.0458 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 14.0627 \text{ mts.}$$

$$Pot = \frac{1000 * 1.0458 \times 10^{-3} * 14.0627}{75}$$

$$Pot = 0.19609 \text{ CV}$$

Sustituyendo en la ecuación de velocidad de giro:

$$n = \frac{12 (14.0627)^{5/4}}{(0.19609)^{1/2}} = 737.98$$

$$n = 738 \text{ RPM}$$

## 6) Número de álabes:

Con la ecuación 3.8 se obtiene el número de álabes:

$$N_{\text{alabes}} = 15 + \frac{1}{2}\delta$$

$$N_{\text{álaves}} = 15 + 0.5(0.05) = 15.025$$

$$N_{\text{álaves}} = 15 \text{ álabes}$$

### 7) Forma y dimensiones de los álabes:

Basándose en la figura 3.1 de la sección 3.2.2

$$B = (2.8 - 3.2)d_0 \quad B = 3.0d_0 \quad \Rightarrow B \approx 34 \text{ mm}$$

$$L = (2.3 - 2.8)d_0 \quad L = 2.55d_0 \quad \Rightarrow L \approx 29 \text{ mm}$$

$$S = (1.1 - 1.2)d_0 \quad S = 1.15d_0 \quad \Rightarrow S \approx 13 \text{ mm}$$

$$T = (0.6 - 0.9)d_0 \quad T = 0.75d_0 \quad \Rightarrow T \approx 9 \text{ mm}$$

$$m = (0.18 - 0.20)d_0 \quad m = 0.19d_0 \quad \Rightarrow m \approx 2 \text{ mm}$$

$$f = 0.85d_0 \quad \Rightarrow f \approx 10 \text{ mm}$$

$$e = 0.35d_0 \quad \Rightarrow e \approx 4 \text{ mm}$$

$$2\alpha = 10^\circ - 15^\circ \quad \Rightarrow \alpha \approx 6.25^\circ$$

$$\beta = 8^\circ - 12^\circ \quad \Rightarrow \beta \approx 10^\circ$$

Según Viejo Zubizaray los valores obtenidos teóricamente deben modificarse en la práctica, para compensar los efectos de fricción, por ésta razón las magnitudes nominales han sido aumentadas en 25% (Ver anexo : Plano de construcción).

### 8) Fuerzas involucradas:

Fuerza del chorro sobre el álabe.

Según la ecuación general (Ec. 4.1) tenemos:

$$F_{CH} = \frac{\rho Q}{g} (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)$$

Donde:

$\alpha_1 =$  ángulo que forman las dos velocidades  $C_1$  y  $U_1$ .

$\alpha_2 =$  ángulo que forman las dos velocidades  $C_2$  y  $U_2$ .

Fuerza centrífuga:

Utilizando la Ec. 4.5

$$F_c = m \frac{U^2}{R}$$

9) Análisis de condiciones de trabajo:

10 Condición de rodete frenado:

En esta condición el chorro ejerce la fuerza máxima sobre el cangilón, y la fuerza centrífuga tiene un valor de cero, puesto que no existe rotación. A continuación se presenta el análisis numérico de las fuerzas:

$$F_{CH} = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)$$

Analizando el triángulo de velocidades a la entrada:

De la Ec. 4.2:

$$C_1 = C_c \sqrt{2gh} ; \quad \text{donde } C_c = 0.98$$

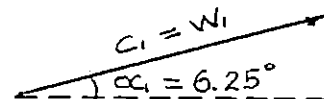
$$C_1 = 0.98 \sqrt{2 * 9.81 * 14.0627}$$

$$C_1 = 16.28 \text{ mt/seg}$$

$$U = 0$$

$$C_1 = U_1 + w_1 \quad \implies \quad C_1 = w_1$$

$$\alpha_1 = 6.25^\circ$$



A la salida tenemos:

$$w_2 = 0.97 w_1 \quad (\text{Ec. 4.4}) \implies w_2 = 0.97(16.28)$$

$$w_2 = 15.79 \text{ mt/seg}$$

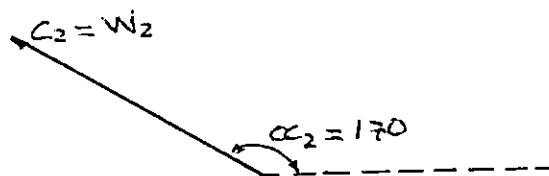


$$C_2 = U_2 + w_2 \implies U_2 = U_1 = 0$$

$$C_2 = w_2$$

$$\beta_2 = 10^\circ$$

$$\alpha_2 = 170^\circ$$



$$F_{CH} = \frac{1000 * 1.0458 * 10^{-3}}{9.81} (16.28 \cos(6.25) - 15.79 \cos(170))$$

$$F_{CH} = 3.38 \text{ Kgf}$$

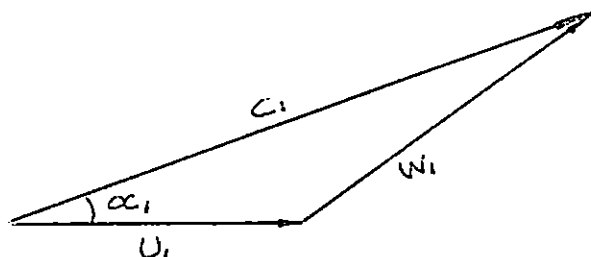
$$F_{CH} = 33.18 \text{ Nt}$$

$$F_c = 0 \text{ Nt}$$

#### 29 Operación bajo condiciones nominales:

En este caso la turbina está operando bajo condiciones de carga nominal, con velocidad de giro de 738 RPM, en esta situación las fuerzas involucradas son diferentes de cero ( $\Sigma F = ma$ ), actuando conjuntamente.

- Triángulo de velocidades a la entrada:



De la Ec. 4.2:

$$C_1 = C_c \sqrt{2gH} \quad ; \quad \text{donde } C_c = 0.98$$

$$C_1 = 0.98 \sqrt{2 * 9.81 * 14.0627}$$

$$C_1 = 16.28 \text{ mts/seg}$$

De la Ec. 4.3:

$$U_1 = C_u \sqrt{2gH} \quad ; \quad \text{donde } C_u = 0.45$$

$$U_1 = 0.45 \sqrt{2 * 9.81 * 14.0627}$$

$$U_1 = 7.47 \text{ mts/seg}$$

Por medio de la ley de cosenos:

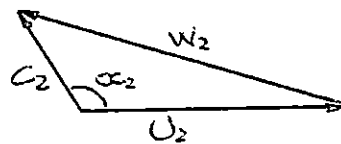
$$w_1 = \sqrt{U_1^2 + C_1^2 - 2U_1 C_1 \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{(7.47)^2 + (16.28)^2 - 2(7.47)(16.28) \cos(6.25)}$$

$$w_1 = 8.89 \text{ mts/seg}$$

- Triángulo de velocidades a la salida:

$$\text{Con } U_2 = U_1$$



De la Ec. 4.4:

$$w_2 = 0.97 w_1$$

$$w_2 = 0.97(8.89)$$

$$C_2 = 1.81 \text{ mts/seg}$$

$$C_2 = \sqrt{(1.019042831)^2 + (1.496847291)^2}$$

$$C_2 = \sqrt{C_x^2 + C_y^2}$$

$$C_{zy} = -8.62 \sin(10^\circ) \implies C_{zy} = -1.496847291$$

$$w_2 \sin(10^\circ) + C_{zy} = 0$$

$$C_{zy} = ?$$

$$w_2 = w_2 \sin(10^\circ)$$

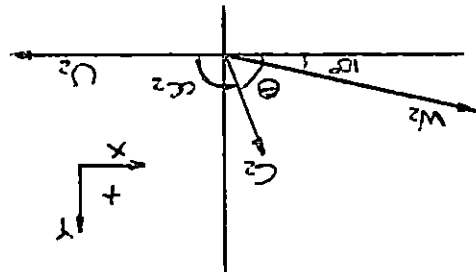
$$C_{zx} = -1.019042831$$

$$C_{zx} = 7.47 - 8.62 \cos(10^\circ)$$

$$C_{zx} = U_x - w_2 \cos(10^\circ)$$

$$C_{zx} = U_x - w_2$$

obteniendo la resultante:



$$C_{zx} = ?$$

$$U_{zx} = U_z$$

$$w_{zx} = w_2 \cos(10^\circ)$$

$$C_2 = 1.81 \text{ mts/seg}$$

$$C_2 = \sqrt{(7.47)^2 + (8.62)^2 - 2(7.47)(8.62)\cos(10^\circ)}$$

$$C_2 = \sqrt{U_z^2 + w_2^2 - 2U_z w_2 \cos \theta}$$

Con  $\theta = 10^\circ$  tenemos:

$$w_2 = 8.62 \text{ mts/seg}$$

$$\tan\theta = \frac{C_{2y}}{C_{2x}} = \frac{-1.496847291}{-1.019042831}$$

$$\theta = 55.75^\circ$$

$$\alpha_2 = 180 - \theta \implies \alpha_2 = 124.25^\circ$$

Cálculo de fuerzas involucradas:

FUERZA DEL CHORRO:

$$F_{ch} = \frac{\rho Q}{g} (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2)$$

$$F_{ch} = \frac{1000 * 1.0458 * 10^{-3}}{9.81} [16.28 \cos(6.25^\circ) - 1.81 \cos(124.25^\circ)]$$

$$F_{ch} = 1.8338 \text{ Kgf} \quad \text{o} \quad F_{ch} = 17.989 \text{ Nt}$$

FUERZA CENTRIFUGA:

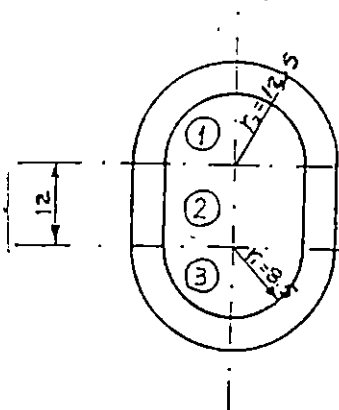
$$F_c = m(U^2/R)$$

Cálculo aproximado de la masa del álabe:

$$\rho = m/V \implies m = \rho V$$

Primeramente se hará el cálculo aproximado del volumen, de la siguiente manera:

Supondremos un volumen, con la siguiente sección transversal, siendo:



$$V_T = V_1 + V_2 + V_3$$

$V_T$ : volumen aproximado.

$V_1 + V_3 =$  esta suma produce el volumen de una esfera hueca.

$$V_{\text{esf hueca}} = V_1 + V_3$$

$$V_2 = V_{\text{cili hueco}}$$

$$V_T = V_{\text{osf}} + V_{\text{cili}}$$

$$V_{\text{osf}} = (4/3)\pi(r_2^3 - r_1^3)$$

$$V_{\text{osf}} = (4/3)\pi[(12.5 \times 10^{-3})^3 - (8.5 \times 10^{-3})^3]$$

$$V_{\text{osf}} = 5.6087 \times 10^{-6} \text{ mt}^3$$

$$V_{\text{cili}} = \pi L(r_2^2 - r_1^2)$$

$$V_{\text{cili}} = \pi(12 \times 10^{-3})[(12.5 \times 10^{-3})^2 - (8.5 \times 10^{-3})^2]$$

$$V_{\text{cili}} = 3.1667 \times 10^{-6} \text{ mt}^3$$

$$V_T = 5.6087 \times 10^{-6} + 3.1667 \times 10^{-6}$$

$$V_T = 8.775 \times 10^{-6} \text{ mt}^3$$

$$m = \rho V$$

$$m = 7.75 \times 10^2 [\text{Kg}/\text{mt}^3] * 8.775 \times 10^{-6} [\text{mt}^3]$$

$$m = 0.068 \text{ Kg}$$

$$F_c = m(U^2/R) ; U = 7.47 \text{ mt}/\text{seg}, R = 0.09 \text{ mt}$$

$$F_c = 0.068[(7.47)^2/0.09]$$

$$F_c = 42.160 \text{ Nt}$$

### 3º Condición de embalamiento:

En esta situación la velocidad del chorro es igual a la velocidad del álabe, por lo cual la fuerza que ejerce el chorro es nula, actuando solamente la fuerza centrífuga, en su valor máximo.

$$F_c = m(U^2/R) ; U = C_1$$

$$F_c = 0.068 * [(16.28)^2/0.09]$$

$$F_c = 200.25 \text{ Nt}$$

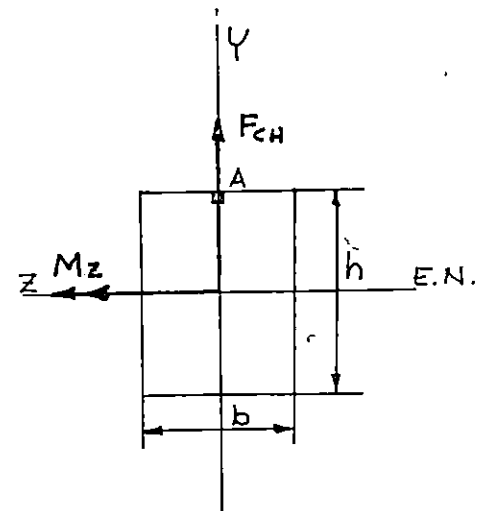
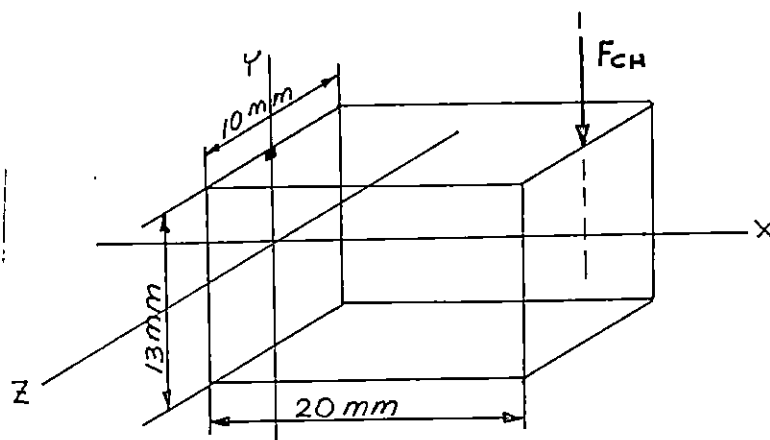
$$F_{\text{ch}} = 0$$

### 10) Resistencia estática. Determinación de esfuerzos:

Para encontrar las magnitudes de los esfuerzos haremos varias consideraciones:

- Para el análisis se considera, el cangilón, como una viga en voladizo.
- Se analizará la sección transversal entre el disco y el cangilón (sección rectangular;  $A = 13 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ ).
- Se determinará los esfuerzos involucrados para cada una de las tres situaciones anteriores.

### 12 Condición del rodete frenado.



$$R = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ mt}$$

$$F_{ch} = 33.18 \text{ Nt}$$

$$M_z = F_{ch} * R$$

$$M_z = 33.18 * 0.002$$

$$M_z = 0.6636 \text{ Nt-mt}$$

$$b = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ mt}$$

$$h = 0.013 \text{ mt}$$

En esta situación solamente existe esfuerzo de tracción, producido por un momento flexionante, así:

$$\sigma_M = \frac{6Mz}{bh^2} = \frac{6 * 0.6636}{(0.01)(0.013)^2}$$

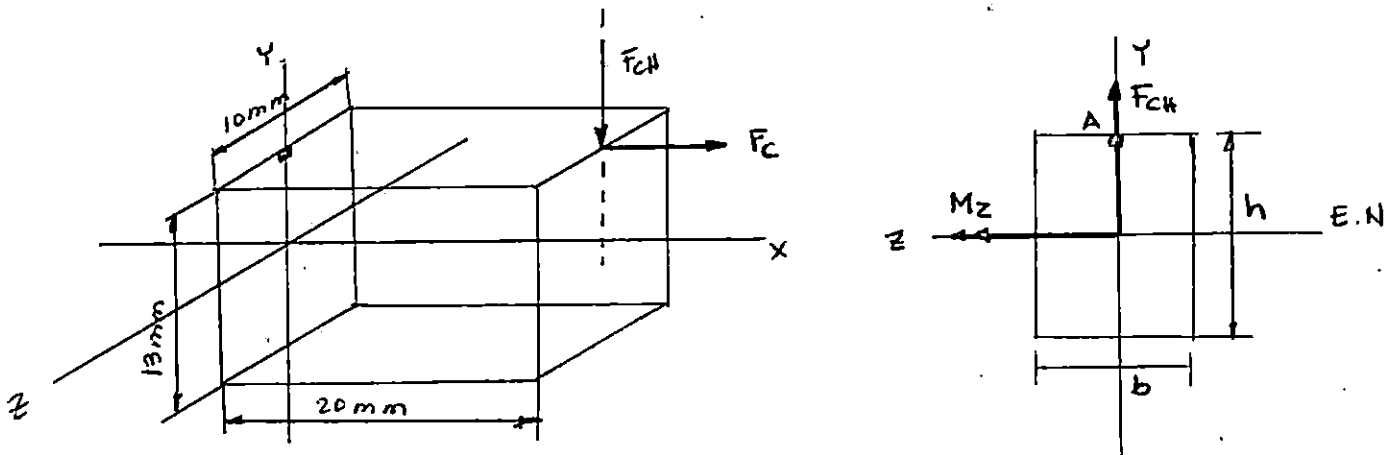
$$\sigma_M = 2355976.331 \text{ Nt/mt}^2$$

$$\sigma_M = 2.356 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{\sigma_y}{2} = \frac{2.356}{2}$$

$$\tau_{máx} = 1.172 \text{ MPa}$$

2º Operación bajo condiciones nominales:



$$h = 0.013 \text{ mts}$$

$$F_{ch} = 17.989 \text{ Nt}$$

$$b = 0.01 \text{ mts}$$

$$F_c = 42.160 \text{ Nt}$$

$$R = 0.02 \text{ mts}$$

$$M_z = F_{ch} * R = 17.989 * 0.02$$

$$M_z = 0.35978 \text{ Nt-mt}$$

ESFUERZOS AXIALES:

$$\sigma_M = \frac{6Mz}{bh^2} = \frac{6 * 0.35978}{(0.01)(0.013)^2}$$

$$\sigma_M = 1277325.44 \text{ Nt/mt}^2 \quad \circ \quad \sigma_M = 1.277 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{42.160}{(0.01 * 0.013)}$$

$$\sigma_c = 324307.6923 \text{ Nt/mt}^2 \quad \text{o} \quad \sigma_c = 0.324 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_c$$

$$\sigma = 1.277 + 0.324 \quad \Rightarrow \quad \sigma = 1.601 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{\sigma}{2} = \frac{1.601}{2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0.8005 \text{ MPa}$$

### 3º Condición de embalamiento:

Bajo esta condición solamente existe esfuerzo axial, producido por la fuerza centrífuga.

$$F_c = 200.25 \text{ Nt}$$

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{200.25}{(0.01 * 0.013)}$$

$$\sigma_c = 1540384.615 \text{ Nt/mt}^2 \quad \text{o} \quad \sigma_c = 1.54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{\sigma_c}{2} = \frac{1.54}{2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0.77 \text{ MPa}$$

Aplicación de la teoría de falla:

### TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO:

El mayor valor de esfuerzo cortante, ocurre cuando el rodete está frenado, que es en el momento que actúa solamente la



fuerza producida por el chorro, aplicando la teoría, se tiene:

$$\tau_{\max} = 1.172 \text{ MPa}$$

$$S_{xy} = 0.5S_y$$

$$S_y = 220.725 \text{ MPa}$$

$$S_{xy} = 0.5 * 220.725$$

$$S_{xy} = 110.362 \text{ MPa}$$

$$\implies \tau_{\max} \lll S_y$$

Por lo tanto la sección en estudio soporta el esfuerzo máximo permisible.

#### 11) Resistencia a la fatiga:

Para el tipo de aleación empleado, la razón de resistencia a la fatiga es de  $10^9$  ciclos respecto a la resistencia estática a la tensión varía entre 0.25 y 0.5 en la mayoría de los casos.

$$S_f = 0.25S_y$$

$$S_f = 0.25 * 220.725$$

$$S_f = 55.18125 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de tensión máximo ocurre en la condición de rodete frenado, con un valor de  $\sigma_m = 2.356 \text{ MPa}$

$$\implies \sigma_m \lll S_f$$

Por lo que el elemento diseñado se considera que tendrá vida infinita.

## 6.0 FABRICACION DEL RODETE

El rodete Pelton, está constituido por un disco con álabes periféricos en forma de doble cuchara, estos pueden estar fundidos con el disco en una sola pieza o individualmente, provistos de patas, sujetándose después al disco por medio de bulones.

La fundición por separado del disco y álabes ha sido la forma más tradicional, ya que se facilita la construcción (fundición, maquinado y ensablado) y además hace posible la reposición de chucharas averiadas. Sin embargo, se recomienda fundir el disco y álabes en una sola pieza. Con este procedimiento se obtiene mayor rigidez y solidez, uniformidad en la resistencia y montaje rápido, también se ahorran costos altos de maquinado y ensamble.

Debido a las ventajas antes mencionadas y por el tamaño que tendrá el modelo, la construcción se realizará por medio de fundición en una sola pieza, para lo cual se emplearán moldes transitorios, fabricados en arena de moldeo.

Después de la fundición es necesario darle un acabado final, lo cual se realizará utilizando máquinas herramientas (torno y fresadora).

En la siguiente sección se describe el proceso de elaboración de una pieza fundida.

### 6.1 PROCESO DE FUNDICION.

El objetivo de la fundición y colado de un metal es principalmente cambiar su forma para asegurarse así la obtención de otra adecuada para un trabajo subsecuente. La fusión hace posible en las aleaciones, la mezcla de los constituyentes metálicos deseados, de tal manera que se logre la composición requerida.

La fundición es uno de los procesos más importantes debido a que tiene varias ventajas: Pueden producirse formas intrincadas de cualquier tamaño, y con secciones delgadas si es necesario, a partir de cualquier material que pueda fundirse, y distribuyéndolo donde la mayor resistencia a los esfuerzos lo requiera sin desarrollar propiedades direccionales.

Para la elaboración de piezas por medio de fundición es necesario someter los materiales a una serie de operaciones sucesivas que constituyen las etapas de fabricación, y se describen a continuación (Fig. 6.1).

#### 1- PROYECTO DEL MODELO DE TURBINA PELTON.

En esta etapa se decide la forma de cada elemento que debe poseer un cuerpo resistente y duradero; se calculan las dimensiones de los cangilones y el disco, también se realizan los diseños de conjunto y los de detalle de cada pieza, debidamente acotada.

## 2- FABRICACION DEL MODELO EN MADERA

Una vez revisado el diseño, pasa al modelista para construir el modelo en madera.

Como la construcción se realiza por medio de fundición, el modelista construye el modelo teniendo en cuenta el sistema de moldeo que aportará el fundidor, el grado de contracción del metal y los espesores de mecanización.

Si la pieza ha de tener algún hueco interno o configuración intrincada, el modelista hará también la correspondiente caja de machos.

## 3- PREPARACION DE LAS ARENAS PARA FABRICACION DEL MOLDE Y MACHOS.

La arena de moldeo es una mezcla de arena silicea, un material ligante adecuado y otros aditivos. Cuatro requerimientos debe cumplir la arena de moldeo, estos son:

- a) Debe ser altamente refractaria, para soportar la alta temperatura del metal fundido.
- b) Debe ser lo suficientemente cohesiva de modo de retener la forma dada al aglomerarse en el molde (adherencia de la arena).
- c) Debe ser permeable para permitir escapar a los gases incluidos.
- d) Debe aplastarse para permitir la contracción del metal después de la solidificación.

## 4- ELABORACION DEL MOLDE.

Una vez comprobado el modelo pasa al moldeador, quien hará el molde o forma, reproducción en negativo de la configuración y las dimensiones de la pieza que se fundirá

El molde a utilizar será transitorio, ya que para la obtención de otra pieza es necesario repetirlo. En este caso el molde se hace comprimiendo arena de fundición al rededor del modelo colocado en el interior de un bastidor adecuado llamado caja, posteriormente se extrae el modelo y sierra el molde para llenar con metal líquido.

## 5- ELABORACION DE MACHOS.

Se prepara la caja de machos con grafito, después se le añade arena de moldeo hasta alcanzar el nivel de la caja y se compacta, luego se desarma y se extrae el núcleo.

## 6- RECOMPOSICION DE LA FORMA.

Hecho el molde es necesario levantar la caja, extraer el modelo, perfilar y asentar las partes arrancadas, colocar los machos necesarios, y volverlo a cerrar.

## 7- PREPARACION DEL METAL LIQUIDO.

El metal se llevará a la temperatura de fusión, con lo cual pasa del estado sólido al líquido, efectuándose este proceso en un horno de fundición.

## 8- COLADA.

Cuando el molde está listo, de modo que resista la presión metalostática, se puede introducir el metal

fundido a través de las aberturas de colada (bebederos).

#### 9- ENFRIAMIENTO Y SOLIDIFICACION.

Después de la colada, se debe esperar que la pieza se solidifique y se enfrie en el molde. El tiempo de solidificación y enfriamiento es directamente proporcional al tamaño.

#### 10- DESMOLDEO.

Cuando la pieza se ha enfriado hasta el punto de ser manipulada sin peligro se procede a romper el molde, con el uso de martillos adecuados, para la extracción de la pieza.

#### 11- LIMPIEZA Y DESBARBADO.

La pieza extraída del molde está aspera, tiene incrustaciones de arena y las rebabas que corresponden a las juntas de las cajas, y lleva unidos todavía los bebederos. Es necesario pulir la pieza, cortar los bebederos, desbarbarla y limpiarla, etc., con el objeto de mejorar su aspecto y hacerla apta para los procesos sucesivos.

#### 12- MECANIZACION.

Finalmente la pieza pasa al taller para su mecanización por medio de máquinas herramientas. Esta mecanización es precisa y tiene por objeto dimensionar exactamente la pieza para que las partes ajusten y asegurar el perfecto funcionamiento de la turbina.

El proceso de maquinado, es la remoción de rebabas del material por medio de una herramienta cortante hasta obtener la forma deseada.

En este proceso se utilizan máquinas herramientas que trabajan por separación de viruta, que disponen, en general, de una o más herramientas cortantes. Las herramientas o la pieza en que se trabaja, tiene que moverse y este movimiento será en línea recta o en forma circular (torneado y fresado).

Los tipos más importantes de máquinas utilizados en la fabricación de piezas para turbinas hidráulicas son:

- 1) Máquinas de movimiento rectilíneo alternante como por ejemplo la cepilladora que trabaja con herramienta simple.
- 2) Máquinas de movimientos rectilíneo con herramienta múltiple, como la sierra alternativa.
- 3) Máquina de movimiento circular con herramienta de un solo filo, el torno.
- 4) Máquina de movimiento circular con herramienta múltiple filo, la fresadora y la taladradora.

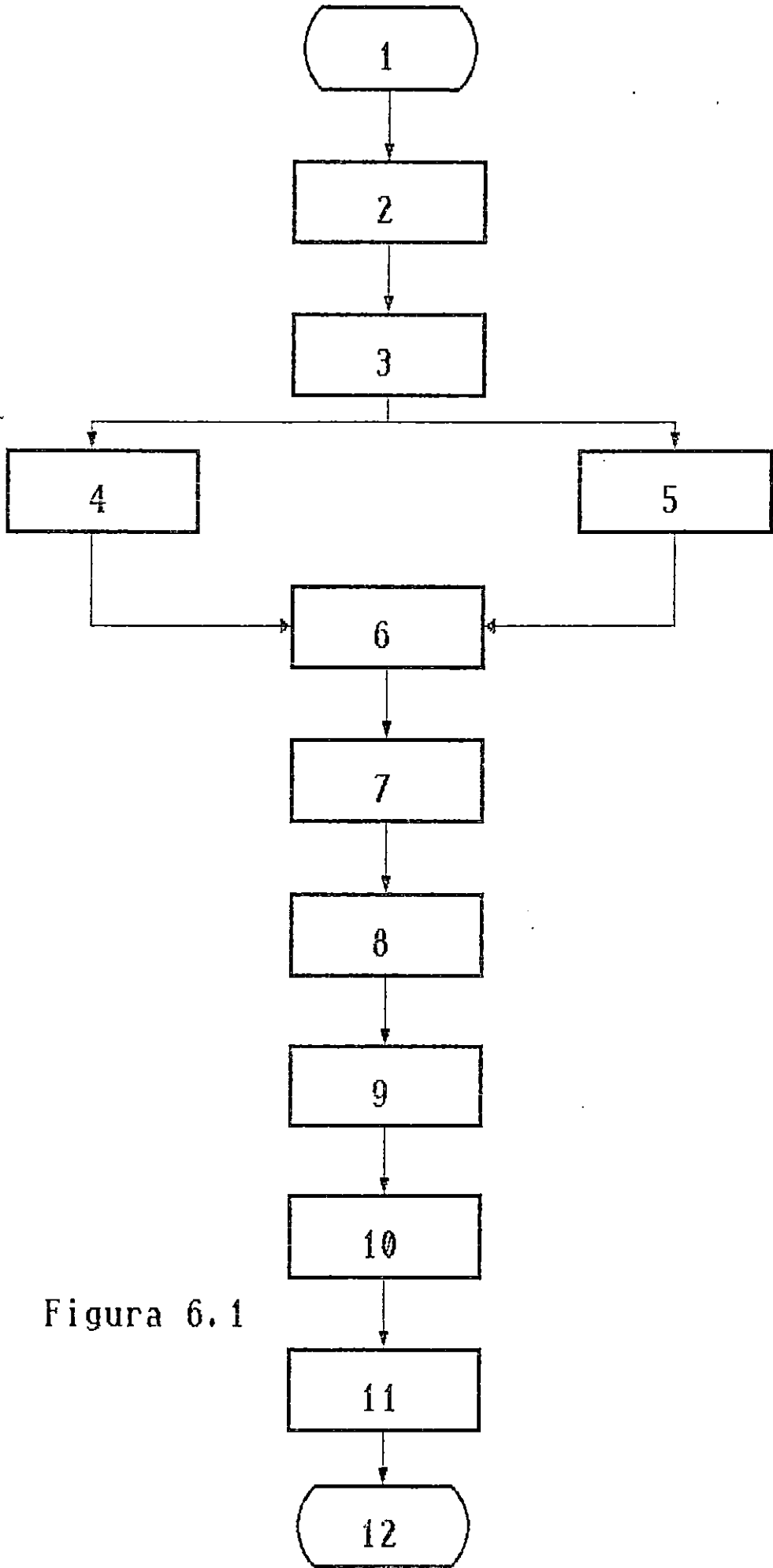


Figura 6.1



## 6.2 PROCESO DE FABRICACION

### 1.0 REALIZACION DEL TRAZO.



Fig. 6.2

#### INSTRUMENTOS DE MEDICION Y TRAZO.

Para obtener medidas y trazar se utiliza una variedad de instrumentos, entre los cuales, hay algunos que son especiales, como lo es el calibrador y la regla de acero que tienen escalas aumentadas en 1.5% (debido a la contracción del metal). Los demás instrumentos, son los comunmente utilizados para hacer trazos en madera, entre los que se pueden observar: Escuadras a 90°, falsa escuadra, compás de puntas, cinta métrica y trazadores.

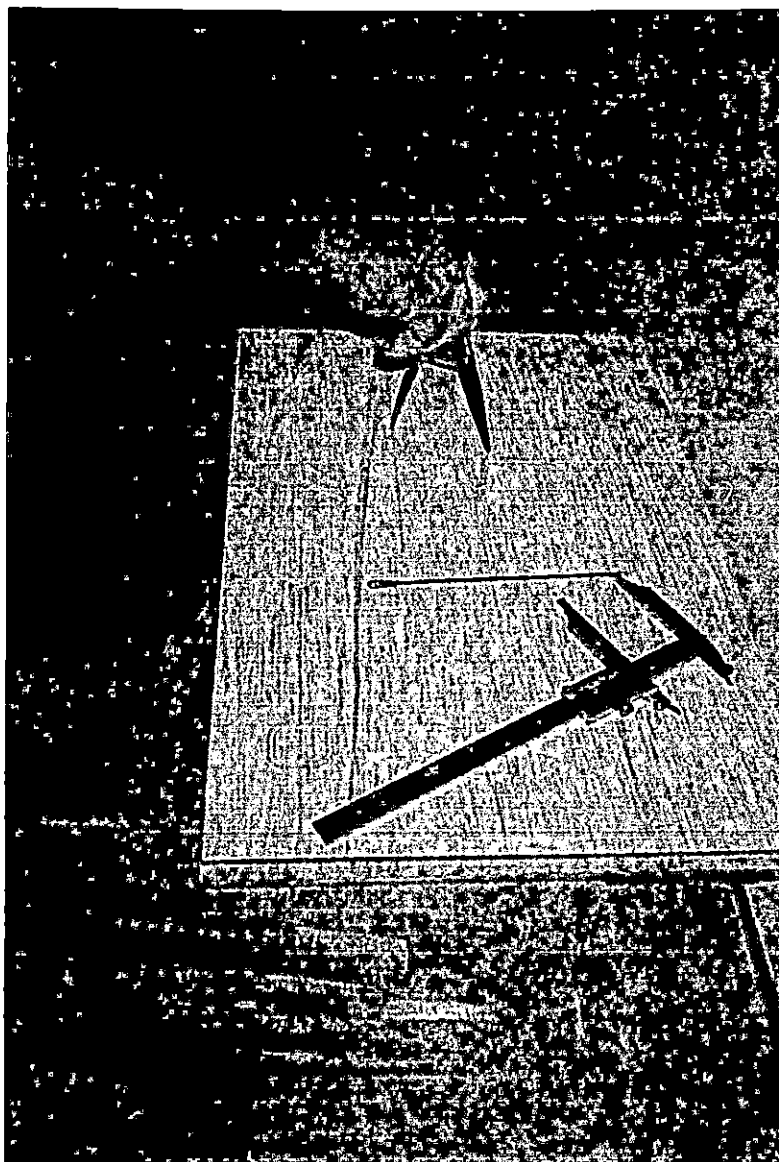


Fig. 6.3

## MARCADO DEL TRAZO.

Como primer paso para la fabricación del modelo en madera, se realiza el trazado de toda la pieza, tomando en consideración un aumento en las medidas debido a las contracciones del metal y el material adicional necesario para el mecanizado, además debe darse la conicidad o el ángulo de salida para el molde.

## 2.0 FABRICACION DEL MODELO EN MADERA.

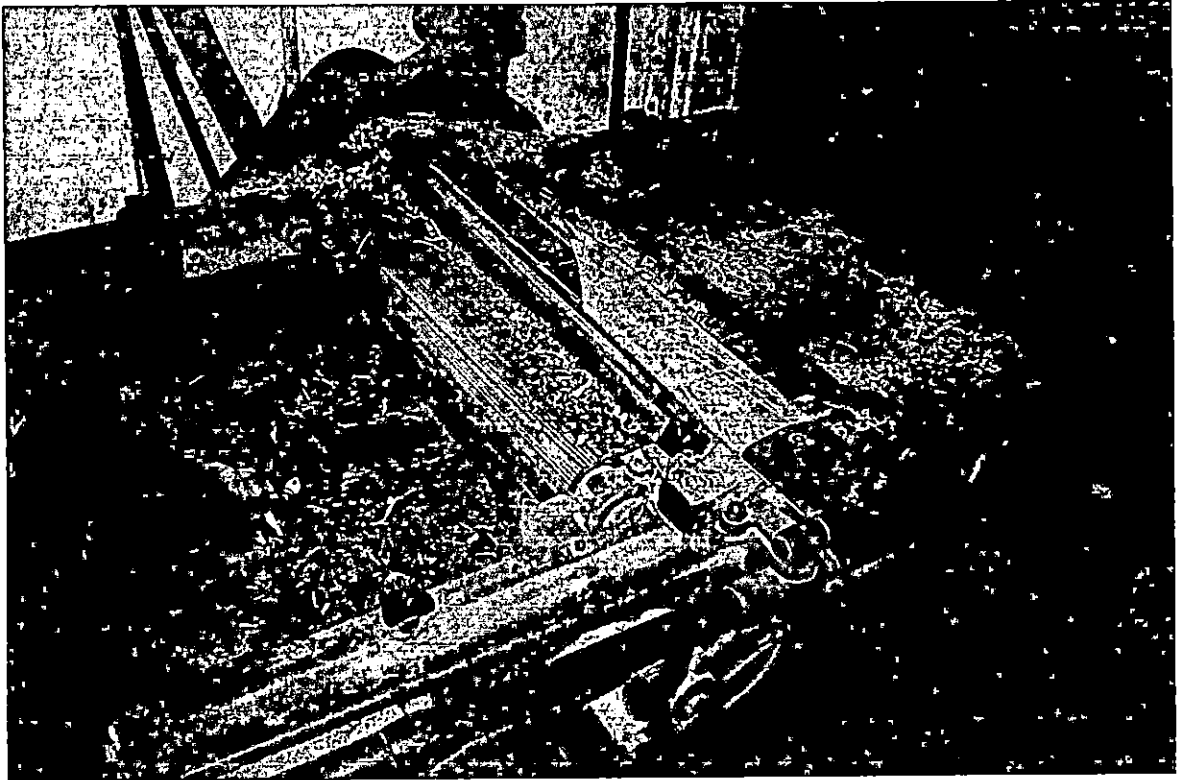


Fig. 6.4

## CEPILLADO DE LA MADERA.

La madera a utilizar debe ser seleccionada adecuadamente y debe poseer características tales como: Conservar su forma con el tiempo, facilidad para ser trabajada con máquina o manualmente y no deberá astillarse.

En este caso la madera seleccionada es cedro.

La fig. (6.4) muestra el momento en que son cepilladas todas las piezas de madera a ser utilizadas.



Fig. 6.5

CORTE DE LAS PIEZAS PARA FORMAR EL MODELO.

Una vez cepillada la madera se vuelven a trazar las figuras para su corte respectivo.

En la fig. (6.5) se observa el momento del corte de dichas figuras.



Fig. 6.6

#### AJUSTE DE MEDIDAS.

Para obtener la forma determinada es necesario hacer un ajuste empleando una lijadora de disco; como puede verse en la fig. (6.6), se lijan las caras que entrarán en contacto cuando se forme la pieza de madera en bruto y así formar el modelo.



Fig. 6.7

#### ENSAMBLE DE LA MADERA.

Una vez ajustadas las piezas se le aplica pegamento a cada una de ellas y se colocan en su lugar para lograr la forma establecida.

Para obtener un mejor pegado se colocan pesas sobre las piezas, como puede verse en la fig. (6.7).

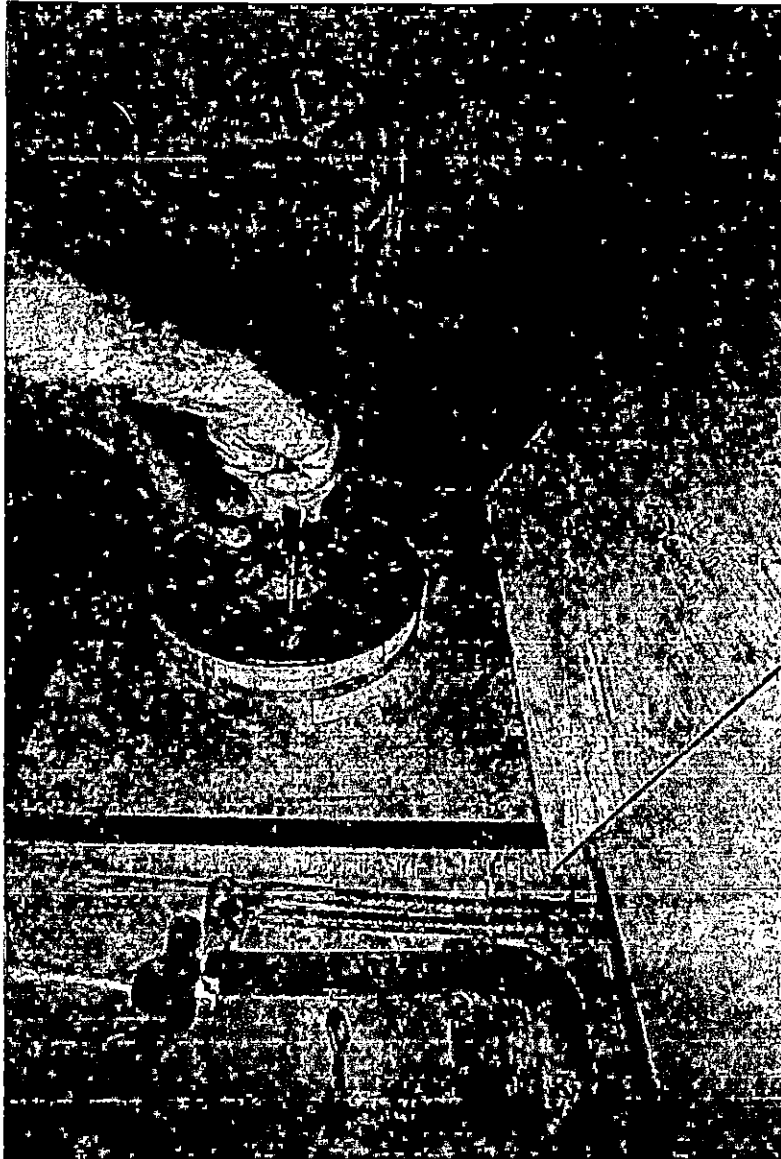


Fig. 6.8

## MONTAJE DEL DISCO EN EL PLATO DEL TORNO.

Como se puede observar en la fig. (6.8) se está sujetando con tornillos la pieza preparada para ser montada en el torno. El centrado de la pieza con el plato de metal es de suma importancia, para que no ocurra vibración.

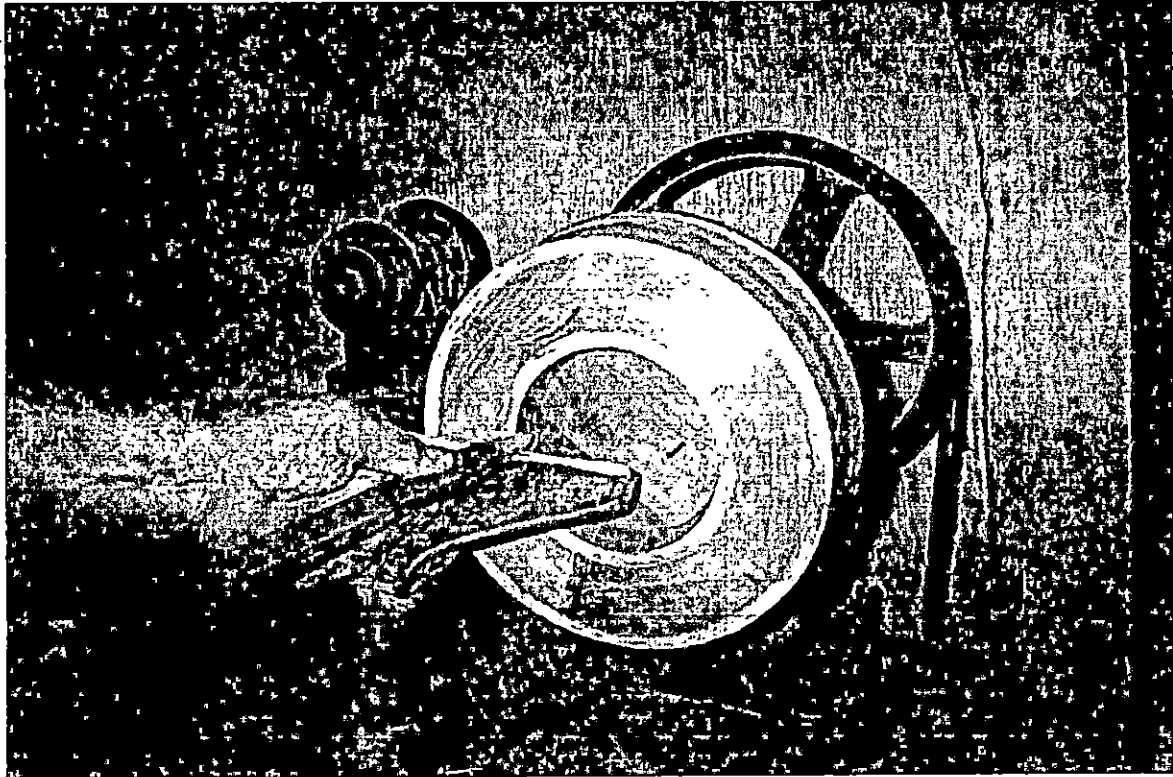


Fig. 6.9

## DESBASTADO DEL MODELO.

Utilizando los formones adecuados se da forma al modelo, siempre teniendo en cuenta la conicidad necesaria para extraer el modelo. fig.(6.9).



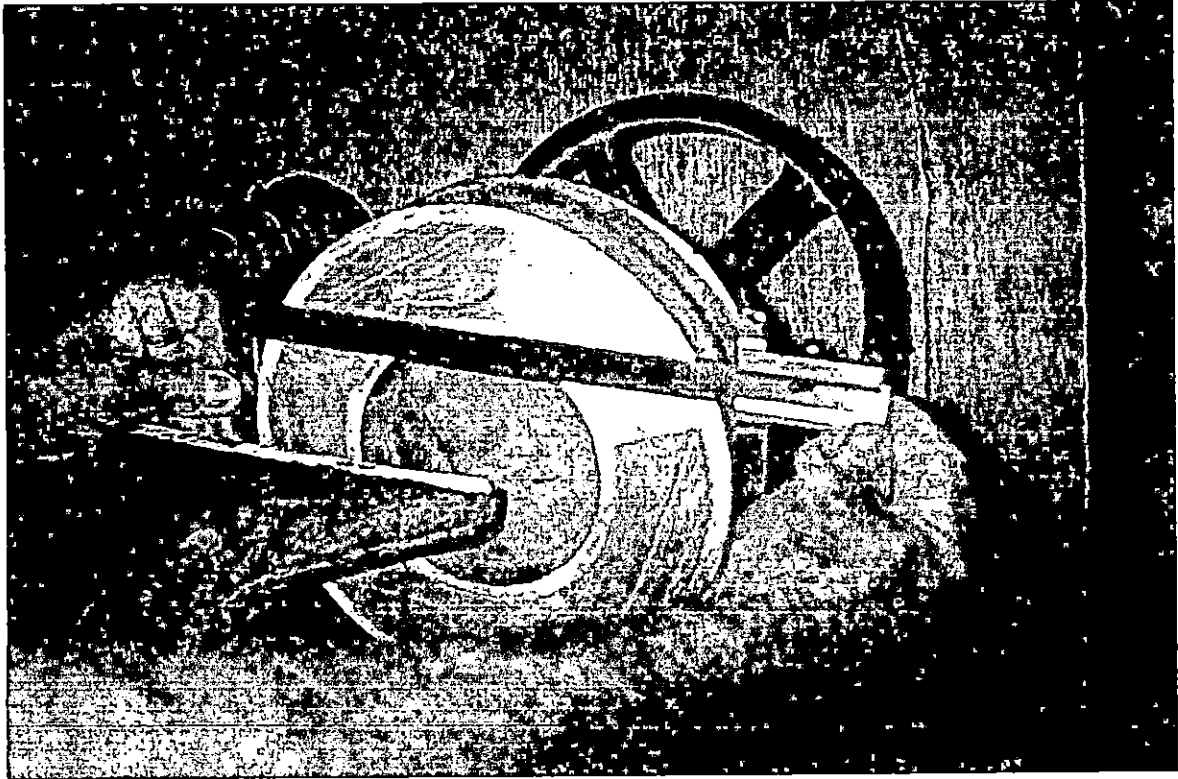


Fig. 6.10

#### VERIFICACION DE MEDIDAS.

Es necesario verificar las medidas en el torneado durante el desbastado de la pieza para llegar a las dimensiones requeridas. Fig. (6.10).

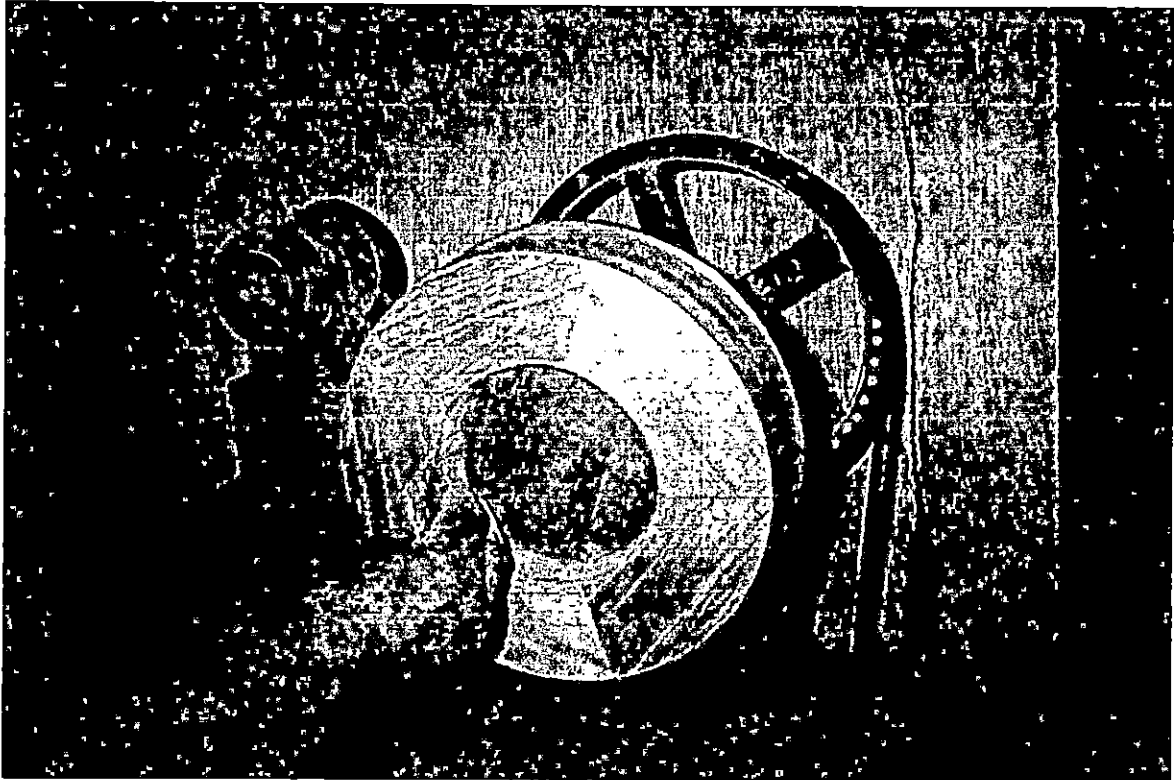


Fig. 6.11

PULIDO.

Finalmente se le da un acabado superficial al modelo para obtener una superficie lisa facilitando así la fabricación del molde en arena.

Esto se logra manualmente frotando la superficie con lija fina. Fig. (6.11).

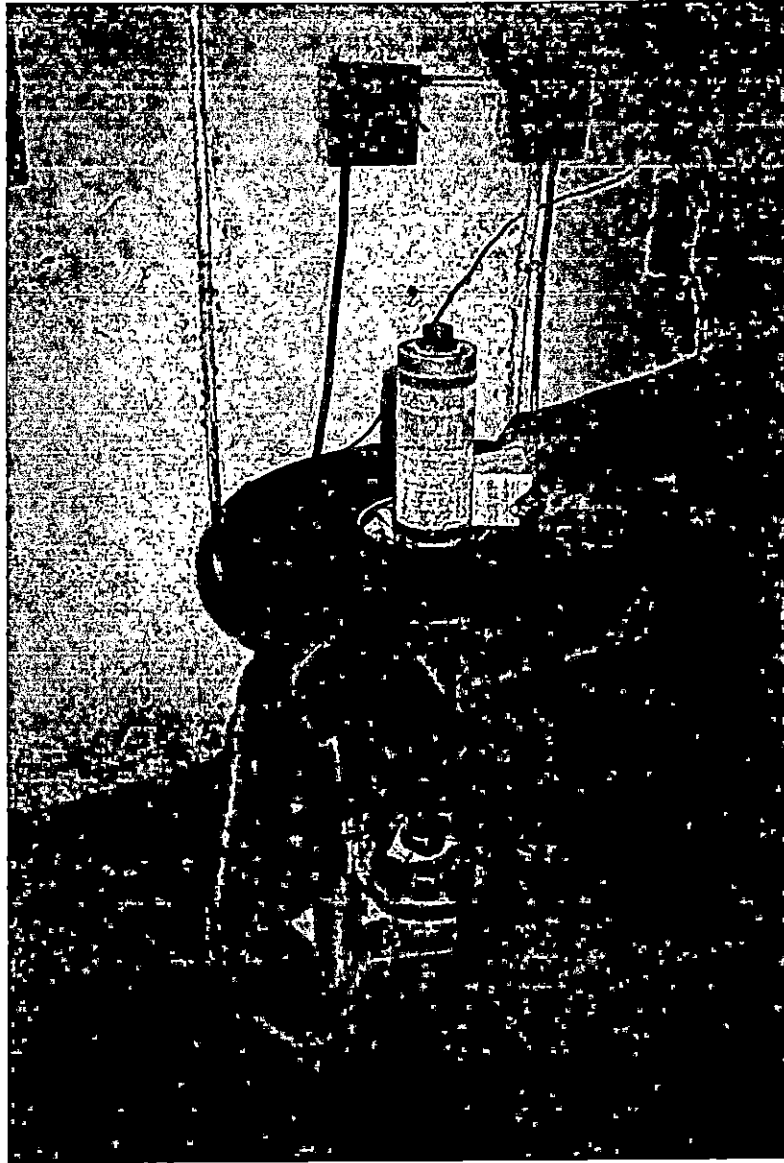


Fig. 6.12

AJUSTE DE LA PIEZA TRASERA DE LA CAJA DE MACHOS.

Se realiza en una lijadora cilíndrica debido a que la superficie a pulir es cóncava. Fig. (6.12).

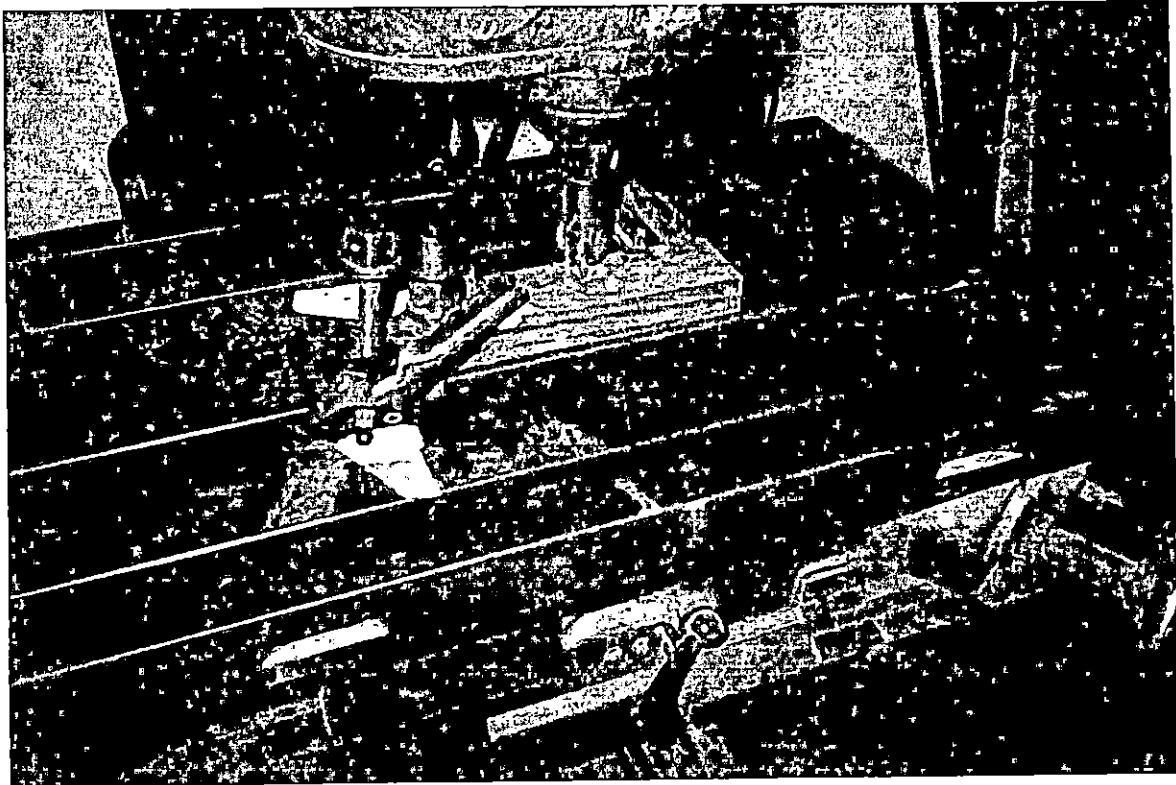


Fig. 6.13

FRESADO DE LA PIEZA LATERAL QUE FORMARA LA CARA INTERNA DEL ALABE.

Este proceso se realiza en una fresadora vertical empleando una herramienta con forma previamente preparada (afilado). Fig. (6.13).

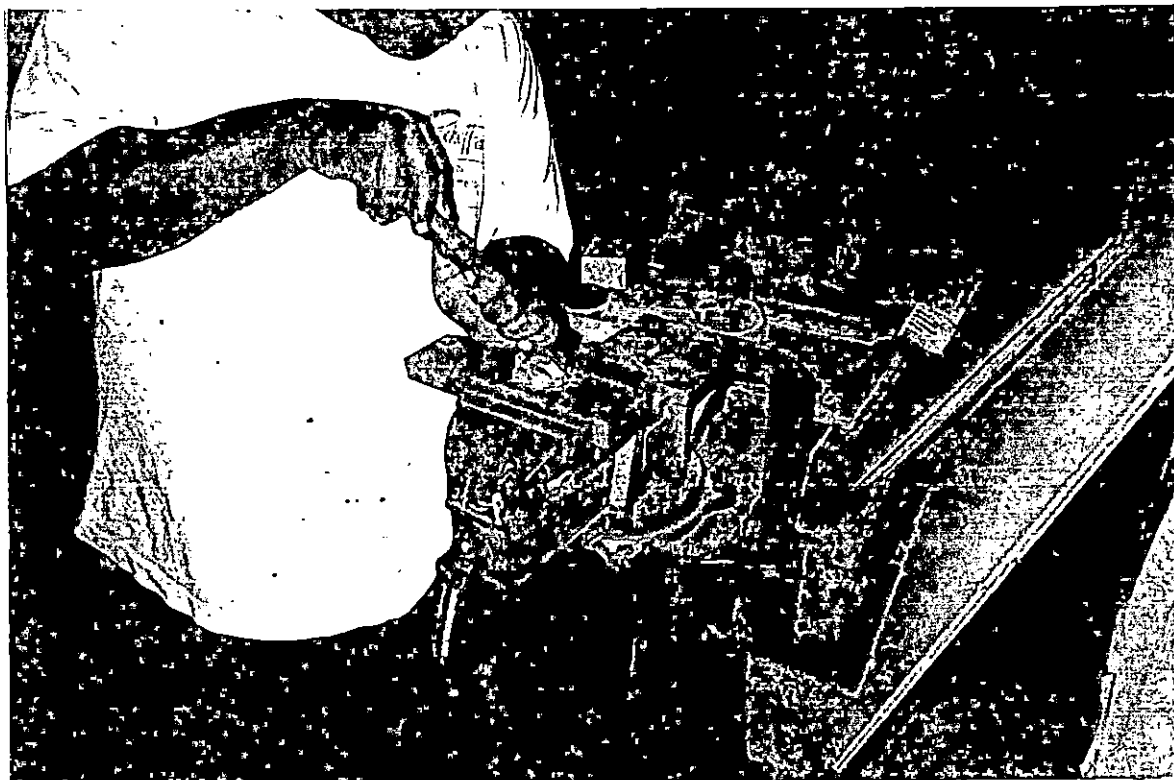


Fig. 6.14

LABRADO DE LA PIEZA LATERAL QUE FORMARA LA SUPERFICIE CONVEXA DEL ALABE.

Esto se realiza utilizando formones que poseen diversas formas, para el corte ordinario y además se pule la superficie utilizando diferentes tipos de limas. Fig. 6.14

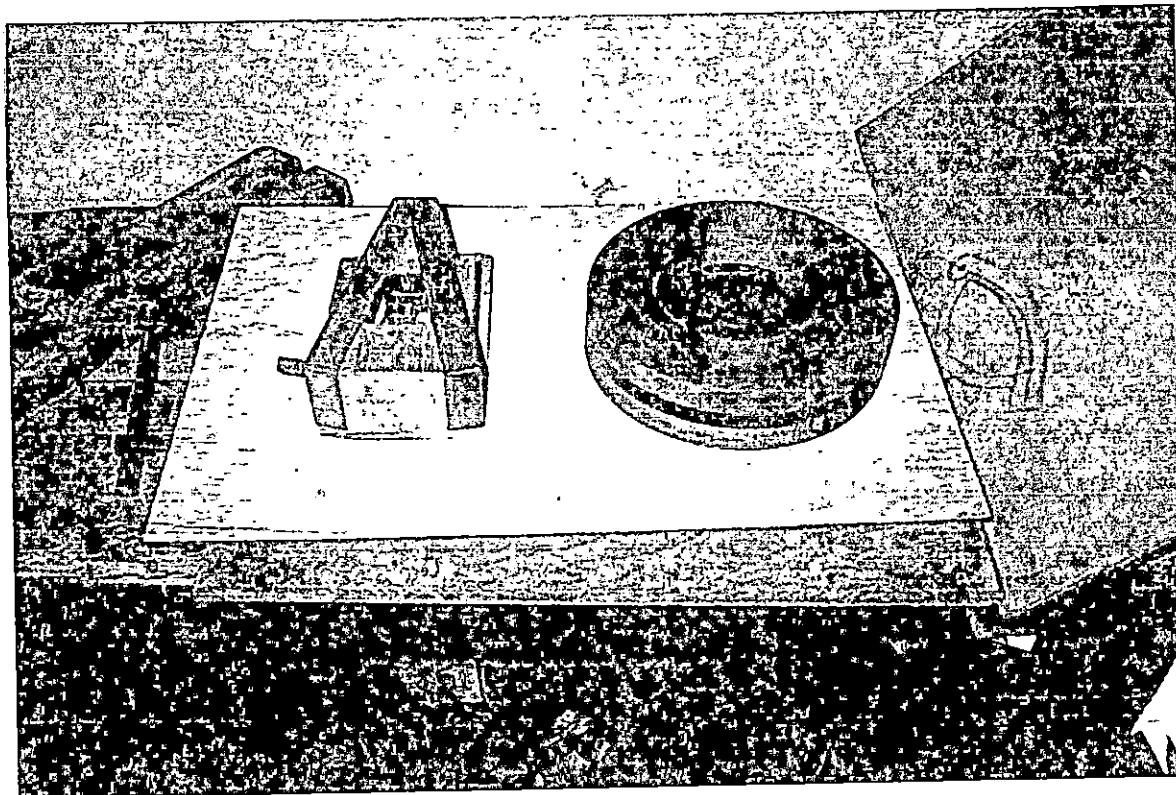


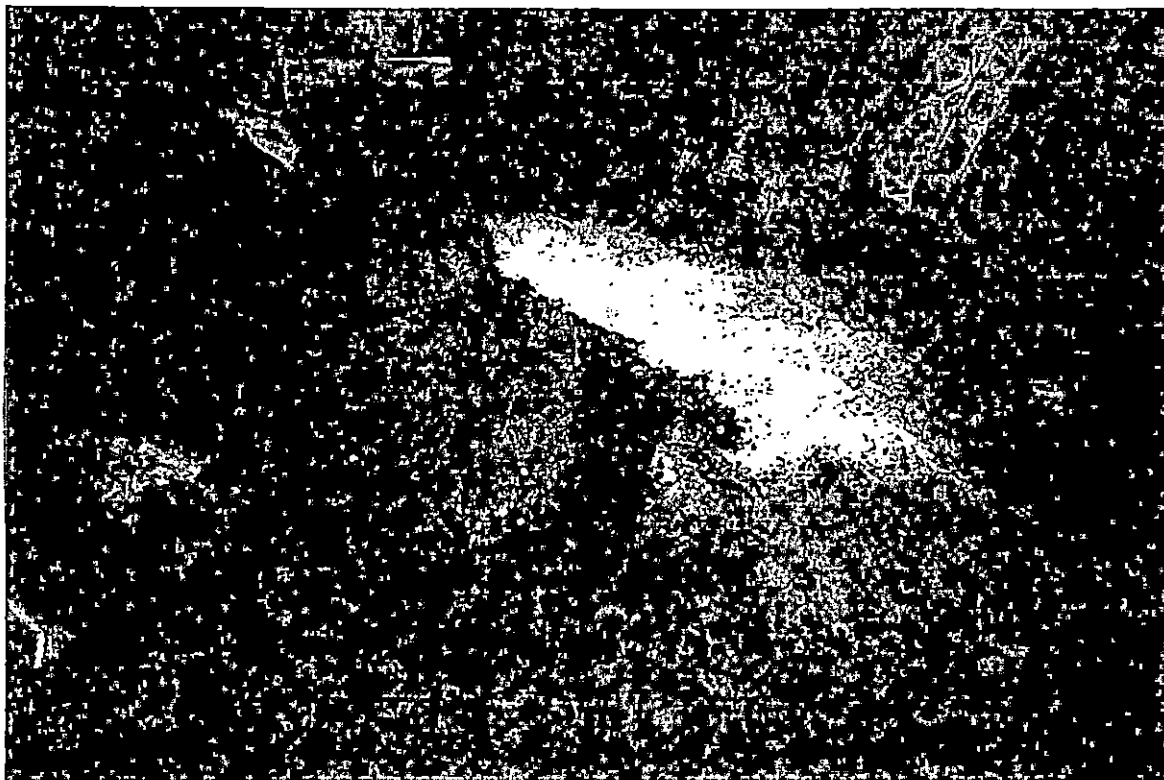
Fig. 6.15

CAJA DE MACHOS Y MODELO DEL DISCO TERMINADO.

La Fig. 6.15 muestra la caja de machos y el modelo del disco terminado.

Se aplica una capa de laca en la superficie de estos elementos para efectos de protección de la madera.

### 3.0 PREPARACION DE LA ARENA



PREPARACION DE LA ARENA DE MOLDEO (Fig 6.16)

Esta arena se prepara agregándole bentonita, que es el aglutinante, en una proporción del 2 al 4% y agua en una proporción del 3 al 4%, mezclándose lo suficiente hasta obtener una consistencia uniforme.

Posteriormente se hace pasar la arena por tamices adecuados y obtener el tamaño de grano requerido para la elaboración del molde. Se emplean dos tipos de arenas: La de modelo y la de relleno; la primera, se aplica en contacto inmediato con el modelo, la cual sufrirá la acción directa del metal líquido. La arena de relleno sirve para completar el molde y no requiere tanto cuidado.

## 4.0 ELABORACION DE MACHOS.

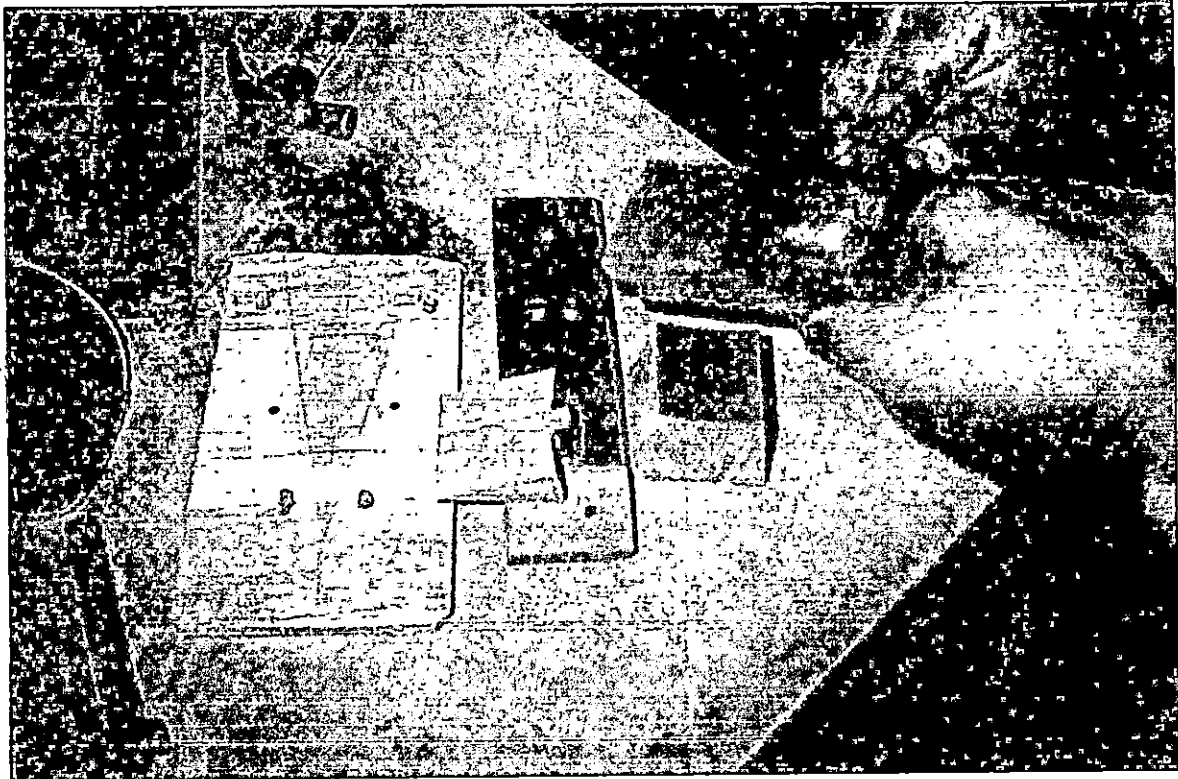


Fig. 6.17

## PREPARACION DE LA CAJA DE MACHOS.

Luego de desarmar la caja de machos, se aplica un revestimiento de grafito en las superficies que están en contacto con la arena, para evitar que ésta se adhiera a las paredes. Fig. 6.17.



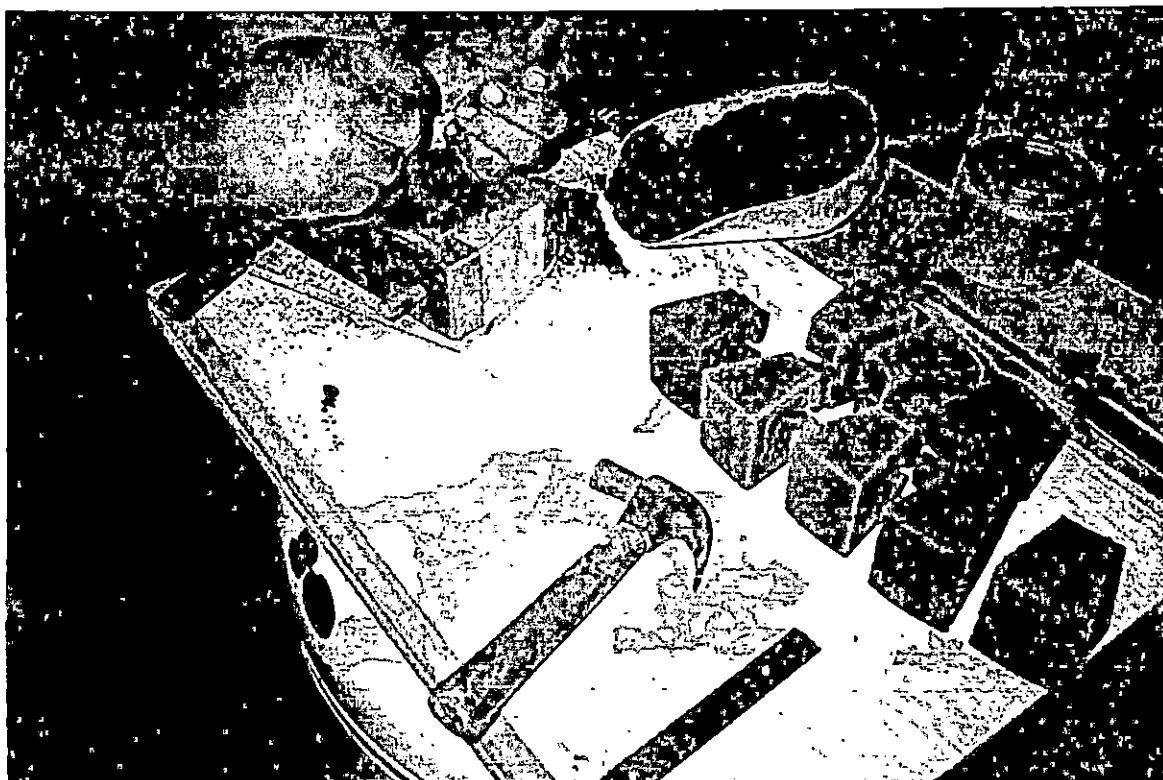


Fig. 6.18

## ELABORACION DE MACHOS.

Se arma la caja y se forman los machos compactando arena de moldeo hasta alcanzar el nivel de la caja, posteriormente ésta se desarma y se extrae el macho. A éste se le aplica pintura de grafito y se seca al horno. Fig. 6.18

## 5.0 ELABORACION DEL MOLDE EN ARENA



Fig. 6.19

## ELABORACION DEL MOLDE EN ARENA.

Se coloca el modelo dentro de la caja inferior de moldeo y se rellena de arena compactándola adecuadamente, teniendo el cuidado de colocar las guías de la caja en la posición correcta. Fig. 6.19

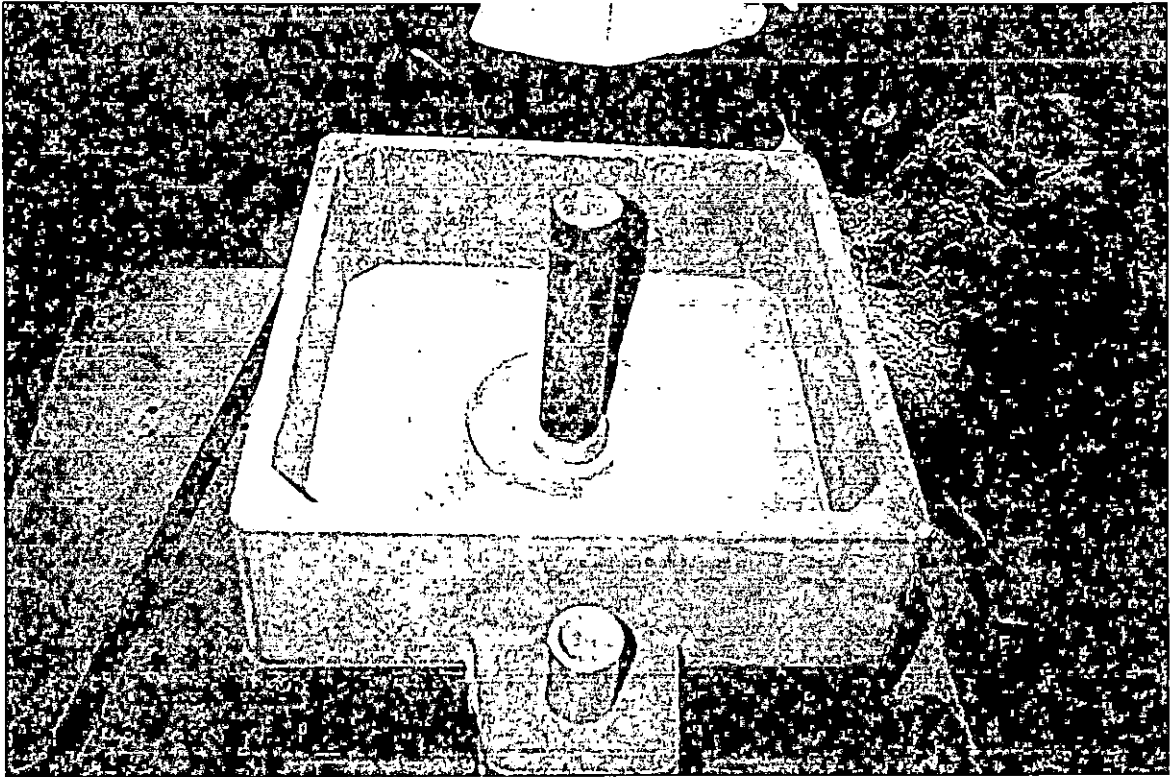


Fig. 6.20

ELABORACION DEL MOLDE EN ARENA.

Se voltea la caja inferior y se coloca encima la caja superior. Se aplica polvo para posteriormente separar las dos partes del molde. No debe olvidarse colocar la pieza que formará el canal de vaciado. Fig. 6.20



Fig. 6.21

EXTRACCION DEL MODELO.

Se abre el molde, se afloja y se extrae el modelo, dejando formada la cavidad donde se formará la pieza. Fig. 6.21

## 6.0 RECOMPOSICION DE LA FORMA.

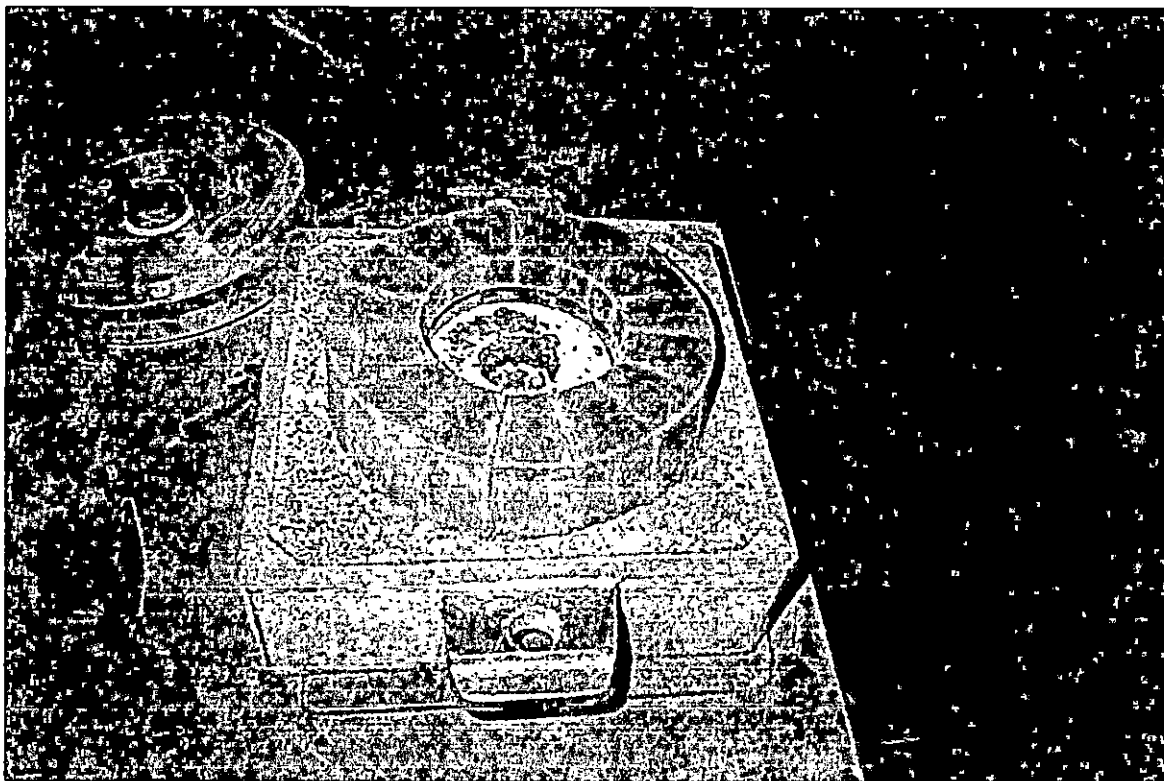


Fig. 6.22

## RECOMPOSICION DE LA FORMA.

Se ordenan los machos donde serán formados los cangilones de la turbina, luego se coloca la caja superior deslizándola en las guías respectivas, quedando listo para la colada. Fig. 6.22

## 7.0 PREPARACION DEL METAL LIQUIDO.

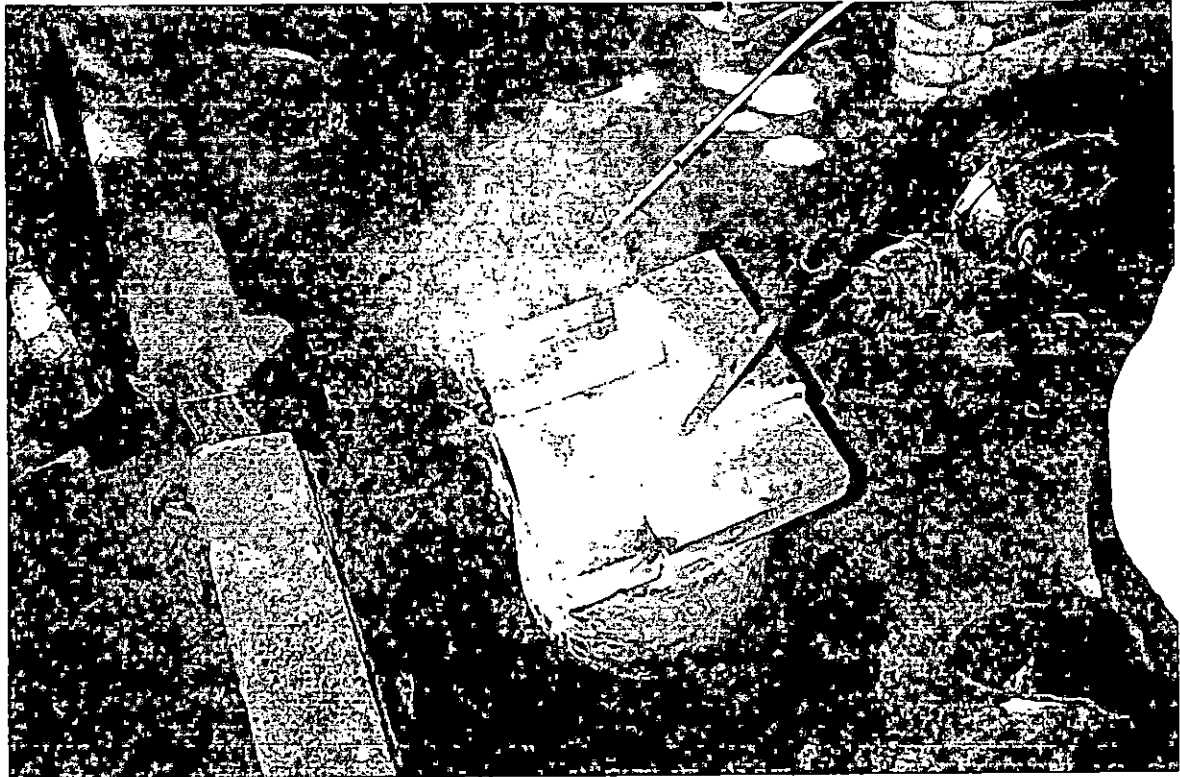


Fig. 6.23

## PREPARACION DEL METAL LIQUIDO.

Se pesan las cantidades de los metales a utilizar en la aleación.

Se precalienta el horno y se introducen los metales en orden desde el de mayor punto de fusión al de menor punto de fusión.

Se aplica calor hasta lograr que el metal líquido alcance la fluidez necesaria. Fig. 6.23

## S.O COLADA.

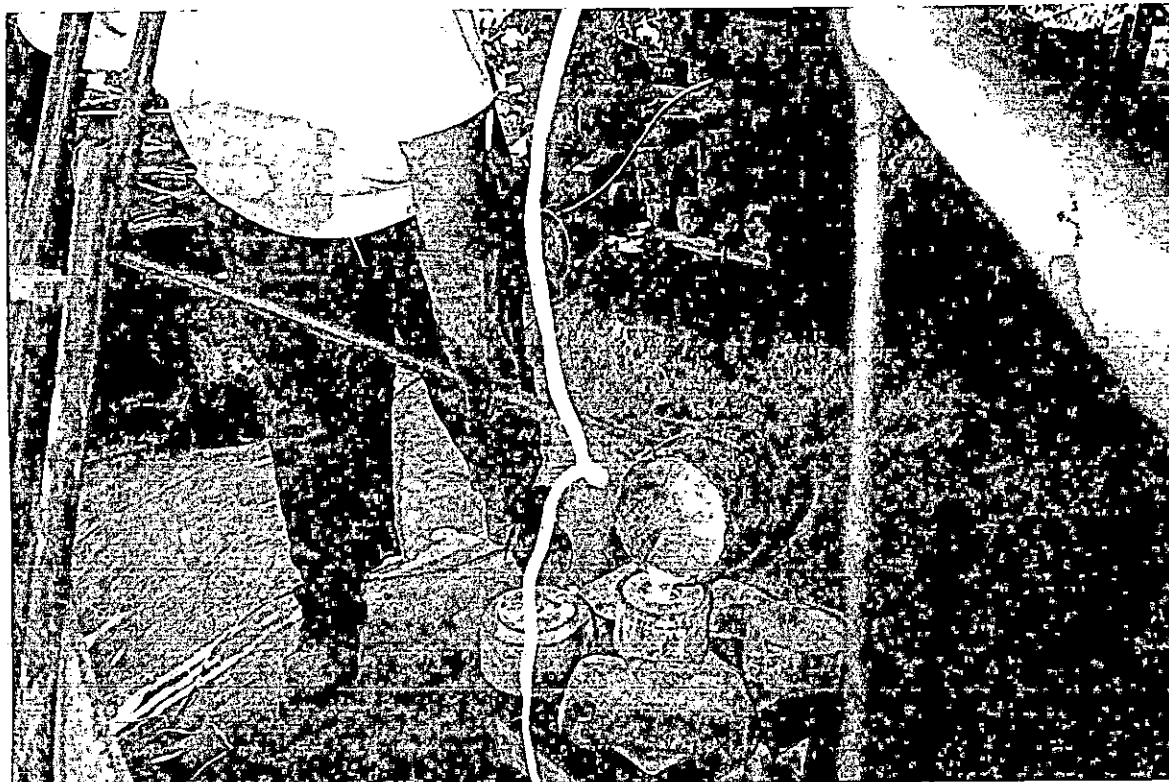


Fig. 6.24

COLADA.

Una vez sacado el crisol del horno, se vierte el metal fundido dentro del bebedero hasta llenarlo completamente y se colocan pesas sobre el molde para contrarrestar la presión metalostática. Fig. 6.24

## 9.0 ENFRIAMIENTO Y SOLIDIFICACION.

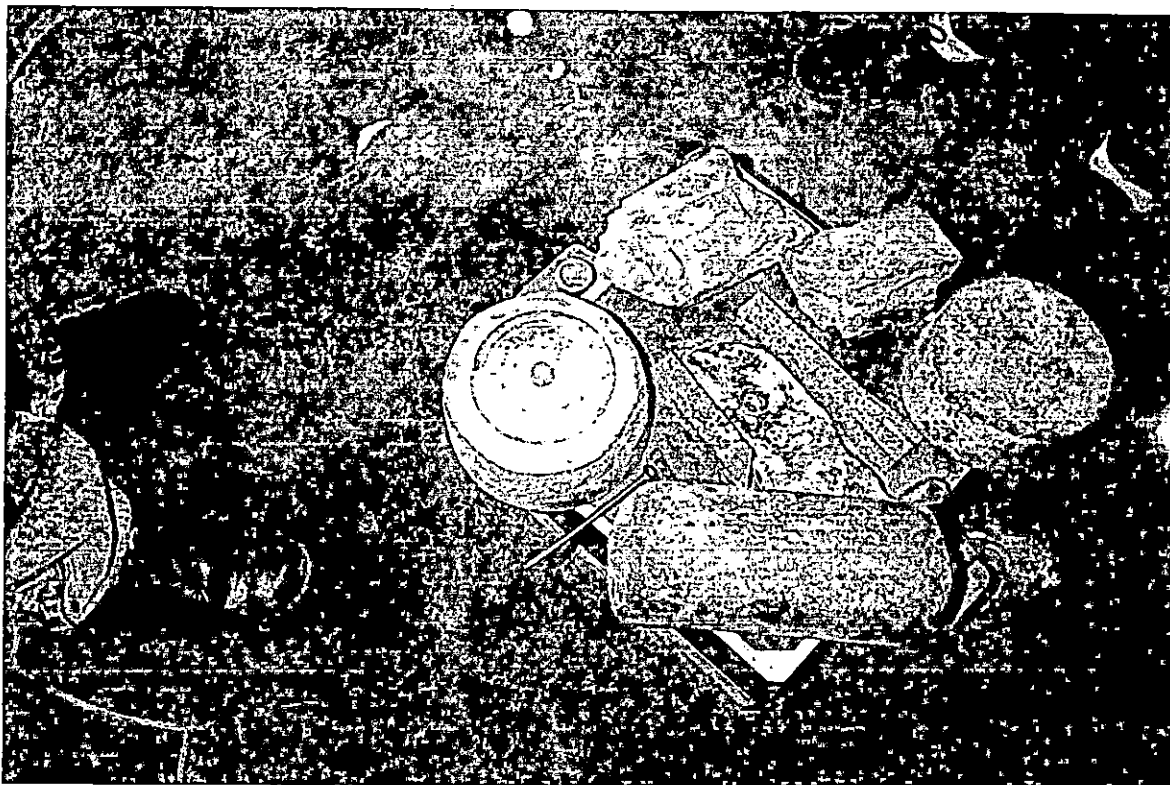


Fig. 6.25

## ENFRIAMIENTO Y SOLIDIFICACION.

Después de la colada es necesario esperar un tiempo prudencial para el enfriamiento y solidificación de la pieza.

Fig. 6.25



## 10.0 DESMOLDEO.

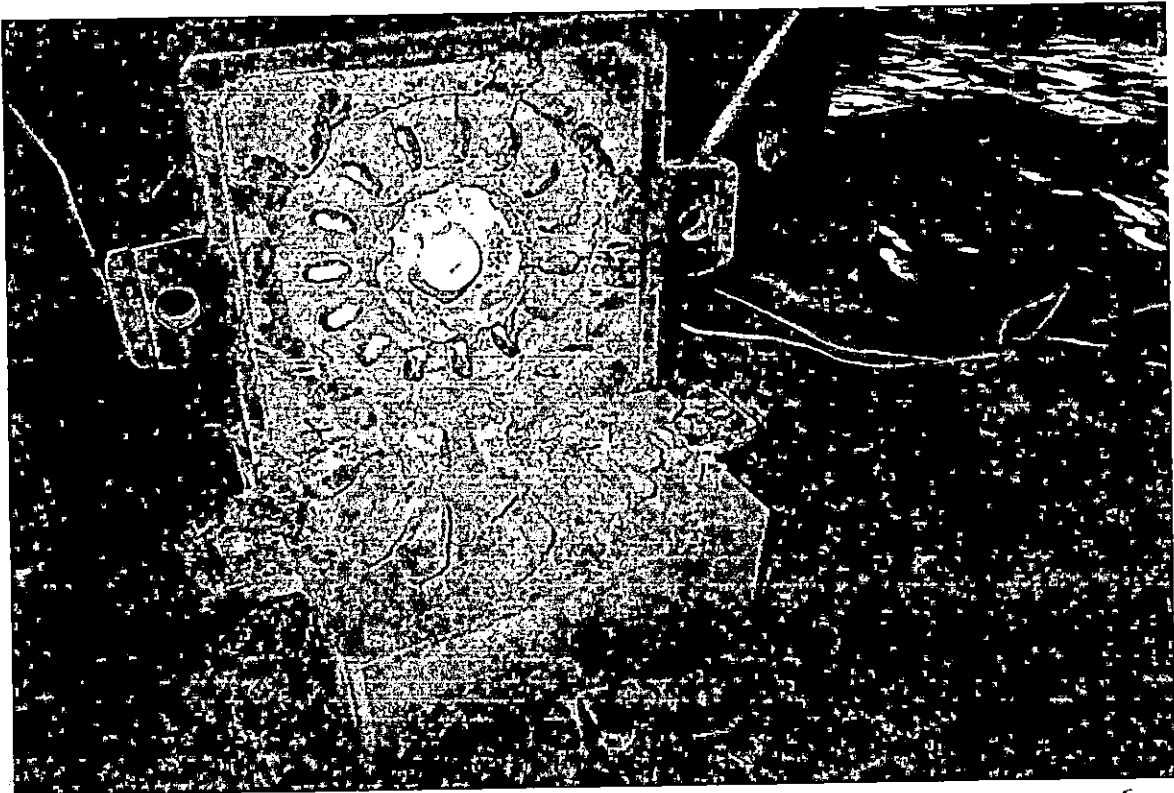


Fig. 6.26

## DESMOLDEO.

El desmoldeo debe realizarse con cuidado para no dañar la pieza recién solidificada. Fig. 6.26

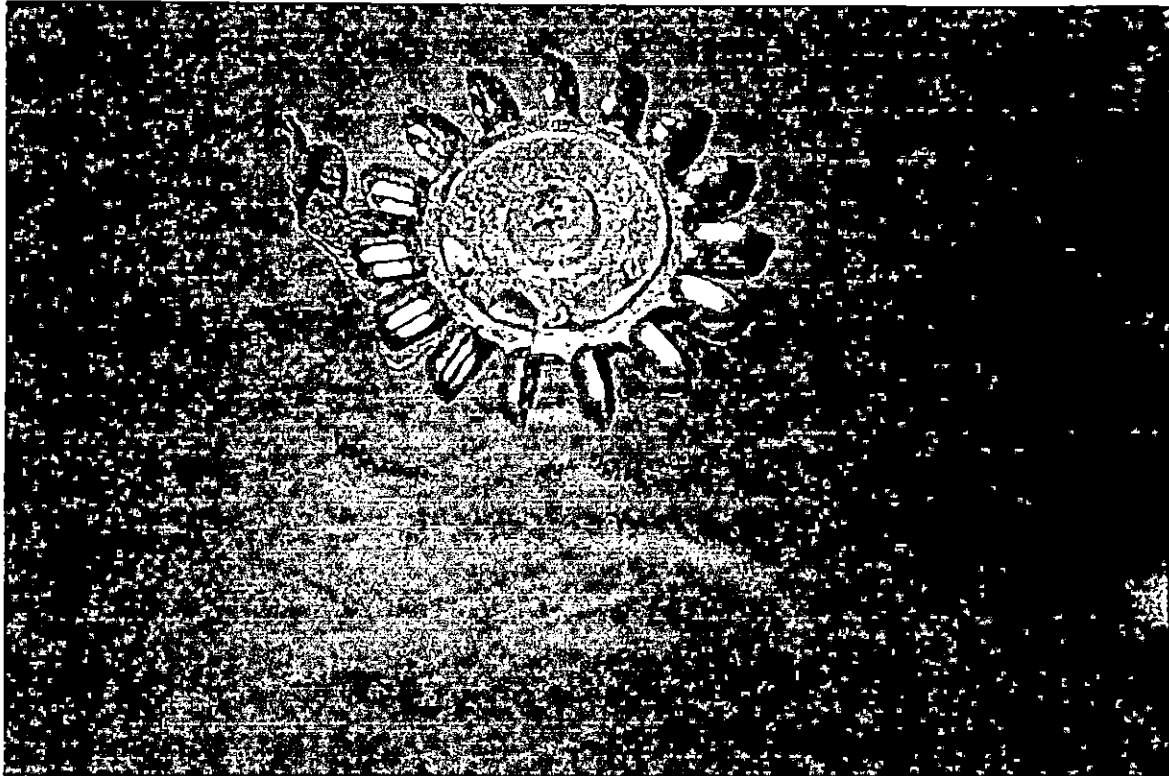


Fig. 6.27

PIEZA OBTENIDA DE LA FUNDICION.

En la Fig. 6.27 se observa la pieza obtenida de la colada, como puede verse existe rebaba como resultado de la infiltración del metal líquido en las uniones del molde.

## 11.0 MECANIZADO.



Fig. 6.28

## TORNEADO.

Para darle el acabado final a la turbina se debe pasar primeramente por un proceso de mecanizado en el torno, consistente en el refrentado, cilindrado del cubo, fabricación del agujero del eje y elaboración del chavetero. Fig. 6.28

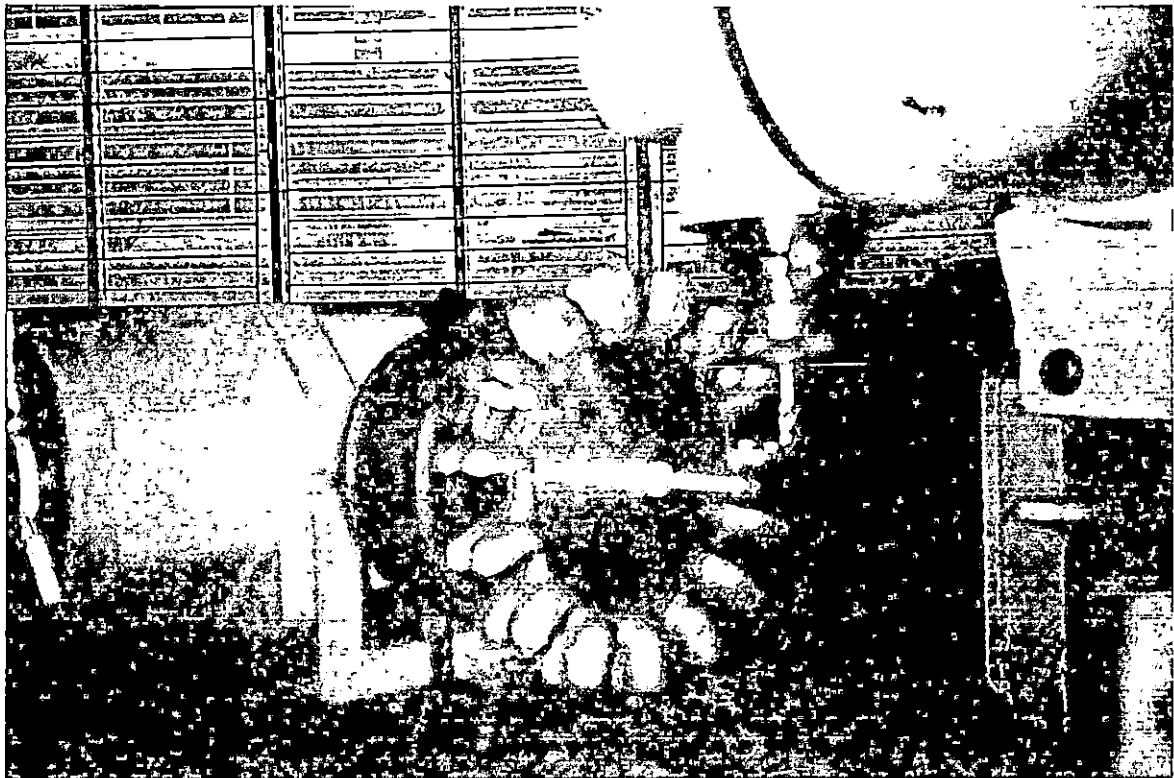


Fig. 6.29

## FRESADO.

Para la formación de la escotadura del cangilón es necesario utilizar la fresadora. El corte deberá hacerse con la fresa teniendo una inclinación de  $24^\circ$ , que será el ángulo de ataque del chorro. Fig. 6.29

## CONCLUSIONES

- Una forma de poder aumentar la potencia en la turbina Pelton, es por medio de la adición de chorros, manteniendo la altura invariable.

- Dos turbinas con número específico de revoluciones idénticos, son geoméricamente semejantes.

- La velocidad de giro de una turbina hidráulica, es necesario ajustarla a condiciones eléctricas (velocidad sincrónica), ya que se emplean para mover generadores eléctricos.

- Cuando una turbina desarrolla su máxima eficiencia hidráulica, entonces se tiene velocidad de giro óptima.

- Para construir un aprovechamiento hidráulico debe hacerse una serie de estudios topográficos, geológicos, e hidráulicos, con el objeto de establecer si el lugar posee las condiciones adecuadas para su instalación.

- Para formar un salto de agua existen tres métodos; por medio de un canal de derivación, por atajamiento de la corriente mediante una presa y el método mixto (una combinación de los dos anteriores), siendo éste el más utilizado.

- Para estimar la altura neta, utilizada en el diseño, deberá considerarse las pérdidas presentes en la trayectoria desde el embalse hasta el caudal de desagüe.

- La determinación de los recursos hidráulicos de una cuenca se pueden efectuar de dos formas.

a) Por medio de aforos aislados, que se utiliza para deducir una idea aproximada del caudal.

b) Por aforos sistemáticos que se prolongan durante mucho tiempo, quizá un número indefinido de años.

- En base a la metodología de diseño realizada, los parámetros principales, para la obtención de las dimensiones del modelo, son caudal y altura.

- Los factores de diseño considerados son las características más importantes que debe poseer los elementos del rodete, para mayor duración.

- Teniendo en cuenta la facilidad de construcción, la metodología de diseño desarrollada, está basada en relaciones empíricas, de las cuales se obtienen las dimensiones geométricas.

- La dimensiones que posee el modelo de turbina Pelton (disco y cangilón) dependen principalmente del diámetro del chorro.

- La eficiencia total de la turbina es directamente proporcional a la relación del diámetro del chorro con respecto al diámetro del rodete de acuerdo a los resultados obtenidos experimentalmente.

- El número de álabes depende del valor de velocidad específica, es decir, cuando la velocidad específica aumenta

el número de álabes disminuye.

- La explotación de energía por medio de este tipo de dispositivos no contaminan nuestro medio ambiente.

- El tipo de aleación utilizado en la fundición es de fácil obtención en El Salvador.

- La metodología de diseño realizada, se ha tratado, dentro de lo posible, que sea lo más sencilla, para que no necesite de estudios especializados, para su aplicación.

- Los recursos a los que se tuvo acceso, solamente permiten la fabricación de rodetes de diámetro pequeño (hasta 40 cm) cuando se requieren de una sola pieza.

- La construcción de dispositivos para pequeños aprovechamientos hidráulicos, puede realizarse con recursos nacionales, como por ejemplo el rodete de turbina Pelton.

- Las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas son instalaciones factibles para la producción de energía eléctrica a bajo costo.

- El modelo de turbina Pelton diseñado y construido permitirá la elaboración de prototipos para ser empleados en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

## RECOMENDACIONES

- Popularizar la utilización de este tipo de dispositivos hidráulicos, a nivel de pequeñas poblaciones rurales, para la obtención de energía mecánica.

- Siendo esta turbina una máquina que transforma energía hidráulica en energía mecánica de forma eficiente y relativamente barata se debe fomentar su investigación y aplicación.

- Profundizar sobre el desarrollo de tecnología apropiada utilizando los recursos disponibles en nuestro medio.

- Desarrollar el diseño y construcción de un inyector, para que sea adicionado al modelo antes construido.

- Continuar, en trabajos posteriores, con la elaboración de un banco de pruebas para instalar el modelo y así determinar las características de funcionamiento.

- Se hace necesario que en futuros trabajos se estudien procesos alternativos de fabricación del modelo.

- Retomar este trabajo de graduación y analizar que mejoras podrán hacerse al diseño obtenido.

- Investigar la factibilidad de fabricación de otro tipo de turbinas, utilizando recursos nacionales, y compararlos para determinar cual es la más recomendable.



## FUENTES DE INFORMACION

- (1) Saltos de agua y Presas de Embalse  
Segunda Edición, Tomo I  
José Luis Gómez Navarro y Juan José Aracil  
Tipografía Artística, Madrid 1958
- (2) Turbomáquinas Hidráulicas  
Claudio Mataix  
Editorial ICAI, Madrid
- (3) Proyecto de Ingeniería Mecánica  
Estudio de La Factibilidad Técnica para la Utilización de  
los Pequeños Saltos de Agua en El Salvador.  
Br. Chatara H. Carlos Eduardo  
Br. Hernández K, Otto Ernesto  
Br. Ortiz F., Mauricio Antonio  
Universidad de El Salvador
- (4) Energía Hidráulica, Turbomáquinas y Plantas Generadoras  
Viejo Zubicaray y Alonso  
Editorial Limusa, México 1977
- (5) Turbomáquinas Hidráulicas  
Manuel Polo Encinas

Editorial Limusa, México 1977

(6) Máquinas Hidráulicas

José L. De Farres

Universidad Nacional, México 1940

(7) Rueda Pelton, Tomo 65

Enciclopedia Universal Ilustrada

Editorial Espas Calpe, S. A.

(8) History of Hydraulics

Hunter Rouse and Simon Ince

Dover Publications, Inc. New York, 1957

(9) Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas

Claudio Mataix

Editorial HARLA

(10) Aprovechamiento de la Fuerza Motriz del agua con Máquinas  
Hidráulicas.

H. K. Höller, H. Grein et al.

Sulzer Escher Wyss

(11) A Pelton Microo-Hydro Prototype Design

Allen R. Inversin

Appropriate Technology Development Unit, Papua New Guinea,  
June 1980.

- (12) Desarrollo Tecnológico para el Equipamiento de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.  
Instituto de Investigación Tecnológica Industrial y Normas Técnicas, Lima, Perú 1980.

- (13) Máquinas Hidráulicas  
El Moldeado de Superficies Tridimensionales  
Revista Técnica Sulzer, 1989

- (14) Diseño del Rodete de una Turbina Francis Aplicada a los pequeños Potenciales Hidráulicos de El Salvador.  
Tesis, U.C.A., Mauricio E. Erazo

- (15) Renovación de Centrales Hidroeléctricas: Un desafío para los Suministradores de Turbinas.  
J. Emler, W. Wieser  
Sulzer Escher Wyss

- (16) Inspektionsin Tervalle Von Peltonlaufrädern  
H. Grein, R. Angehrn, M. Lorenz, A. Benzinge  
Sulzer Escher Wyss

- (17) Tecnología Apropiada, Energía Micro-Hidráulica  
Centro de Información Tecnológica  
Instituto Tecnológico de Costa Rica, 1981
- (18) Boletín IIE  
Instituto de Investigaciones Eléctricas  
Pequeñas Centrales Hidroeléctricas  
Boletín Julio-Agosto, Vol. 8 Nº 4, México.
- (19) Informe Trimestral de Energía Eléctrica, Petrolera y  
derivados, Enero - Marzo  
Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL),  
1990
- (20) Balance Energético Nacional  
Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL)  
1989
- (21) Primer Plan Nacional de Desarrollo Energético Integrado  
1988-2000  
Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL)  
San Salvador, Enero, 1988

- (22) Centro de Información Tecnológica  
Tecnología Apropriada Boletín Nº 2  
Abril-Junio, 1981
- (23) Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica.  
Robert C. Juvinall  
Editorial Limusa
- (24) Proyecto de elementos de Maquinas  
M. F. Spotts  
Editorial Reverte S. A.
- (25) Diseño de Ingeniería Mecánica  
Joseph Edward Shigley  
Editorial McGraw-Hill
- (26) Manual del Ingeniero Mecánico  
Segunda Edición en Español  
T. Baumeister  
E. Avallone  
T. Baumeister III  
Editorial McGraw-Hill
- (27) Manual para Técnicos en Mecánica Industrial  
Maurice J. Webb

Editorial McGraw-Hill

(28) Mecánica de Materiales

Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston

Editorial McGraw-Hill

(29) Desarrollo Energético para satisfacer las necesidades  
Básicas en El Salvador.

Tesis, Ricardo A. Navarro

(30) Materiales y Procesos de Fabricación

E. Paul Degarmo

Editorial Reverte, S. A.

(31) Ingeniería Metalúrgica

Raymond A. Higgins

Editorial CECSA, México 1974

(32) Introducción a la Metalurgia Física

Sydney H. Avner

Editorial McGraw-Hill

(33) Manual del Constructor de Máquinas

H. Dubbel

Editorial Labor, Barcelona-Madrid

- (34) Tratado de Tecnología Mecánica  
Tesis, Catellanos Pinentel, Carlos Manuel
- (35) Manual de Dibujo de Ingeniería, Segunda Edición  
French y Vierck  
Unión Tipografica, Editorial Hispanoamérica, México, 1972
- (36) El Dibujo Técnico Mecánico  
S. L. Straneo y R. Consort  
Editorial Montaner y Simon S. A. Barcelona 1969
- (37) Mecánica Técnica  
S. Timoshenko, D. H. Yoong  
Librería Hachette S. A.  
Buenos Aires
- (38) Nuevo Diccionario Enciclopédico Larousse Ilustrado  
Ramón García-Pelayo y Gross  
Edición Larousse
- (39) El Proyecto en Ingeniería Mecánica  
Joseph E. Shigley  
Editorial McGraw-Hill

(40) Tecnología de la fundición

Dr. Eduardo Capello

Editorial Gustavo Gill, S.A. Tercera Edición, 1974



ANEXOS

Aforos con molinete de caudales que conducen tuberías. — Se admite sólo cuando el diámetro de ésta sea al menos diez veces el de la hélice del molinete. La sección de aforo se debe disponer en la extremidad, agua abajo, de un tramo rectilíneo de longitud, al menos, de veinte veces el diámetro del tubo. Si la distribución de la velocidad en éste es muy regular, basta hacer la medida en puntos dispuestos a lo largo de un solo diámetro: en general es, sin embargo, preferible el colocar el molinete en puntos sobre dos diámetros ortogonales.

En la figura 3-35 (*Bulletin Technique de la Suisse Romande*, 1926, 24 de abril, pág. 102) se indica una disposición ideada por DUFOUR, que puede montarse en tubería vacía. Se compone de un hierro plano fijado en el meridiano vertical, sobre el que resbala una chapa portadora del molinete, movida desde el exterior por un tubo de escaso diámetro. El cable para el timbre eléctrico está alojado en el interior del tubo últimamente citado. Desplazando éste, provisto de un indicador, el molinete se lleva a las posiciones que se deseen, marcadas por el índice exterior.

Otra disposición es la que se indica en la figura 3-36. Se compone de dos llaves-compuertas, A, fijadas al tubo por anillas racores, B. Esto forma la parte fija. La móvil, montada solamente durante los aforos, comprende los casquetes, C, unidos a las barras, E, de sección oval; los molinetes, F, con sus barras, G, y las escalas, H. Para los aforos la maniobra es la siguiente: el casquete, con el molinete y las barras, se fijan en su posición exacta sobre la llave-compuerta, que está cerrada. En seguida se abre ésta, la guía del molinete se empuja hacia el interior y la cubierta-guía, D, se coloca en su sitio definitivo. La traviesa, J, en forma de doble horquilla, fijada en la cubierta-guía, D, se coloca sobre el lado exterior de la tubería, alrededor de la nariz, K, del anillo, B, que abraza rígidamente. La barra, E, debe entrar a rozamiento entre los hierros, L. La barra de movimiento es guiada por M, N y O, exactamente en la dirección del diámetro, H. DUFOUR cita, en el referido artículo de *Bulletin Technique de la Suisse Romande*, once aforos con buen éxito en tuberías desde 1 a 3.50 metros, cuatro de ellos en el salto del Molinar (España), de la Hidroeléctrica Española.

En la figura 3-37 se indica el procedimiento para determinar el caudal. Encontradas las velocidades medias en puntos situados a diferentes distancias del centro, sobre una longitud igual al radio se toman, en perpendiculares separadas del origen, las distancias al centro de los puntos de observación, magnitudes iguales a  $2 = r \cdot v$ , siendo  $v$  la velocidad correspondiente encontrada. El área de esta curva nos dará, evidentemente, el caudal, puesto que el caudal diferencial en una zona de espesor  $dr$  será  $2 \pi r \cdot v \cdot dr$ , y la integral será la curva indicada.

*Molinetes para pequeñas velocidades.* — Para terminar con el empleo de molinetes, diremos que en la actualidad se construyen modelos aptos para reducidas velocidades, como se presentan en los ensayos hidráulicos en modelos reducidos. Estos pequeños molinetes son de aluminio, baquelita o vulcanita, en los que la hélice tiene 25 mm. de diámetro y pueden medir profundidades de 3 cm. o menos (1).

(1) *Civil Engineer*, agosto 1930, pág. 337.

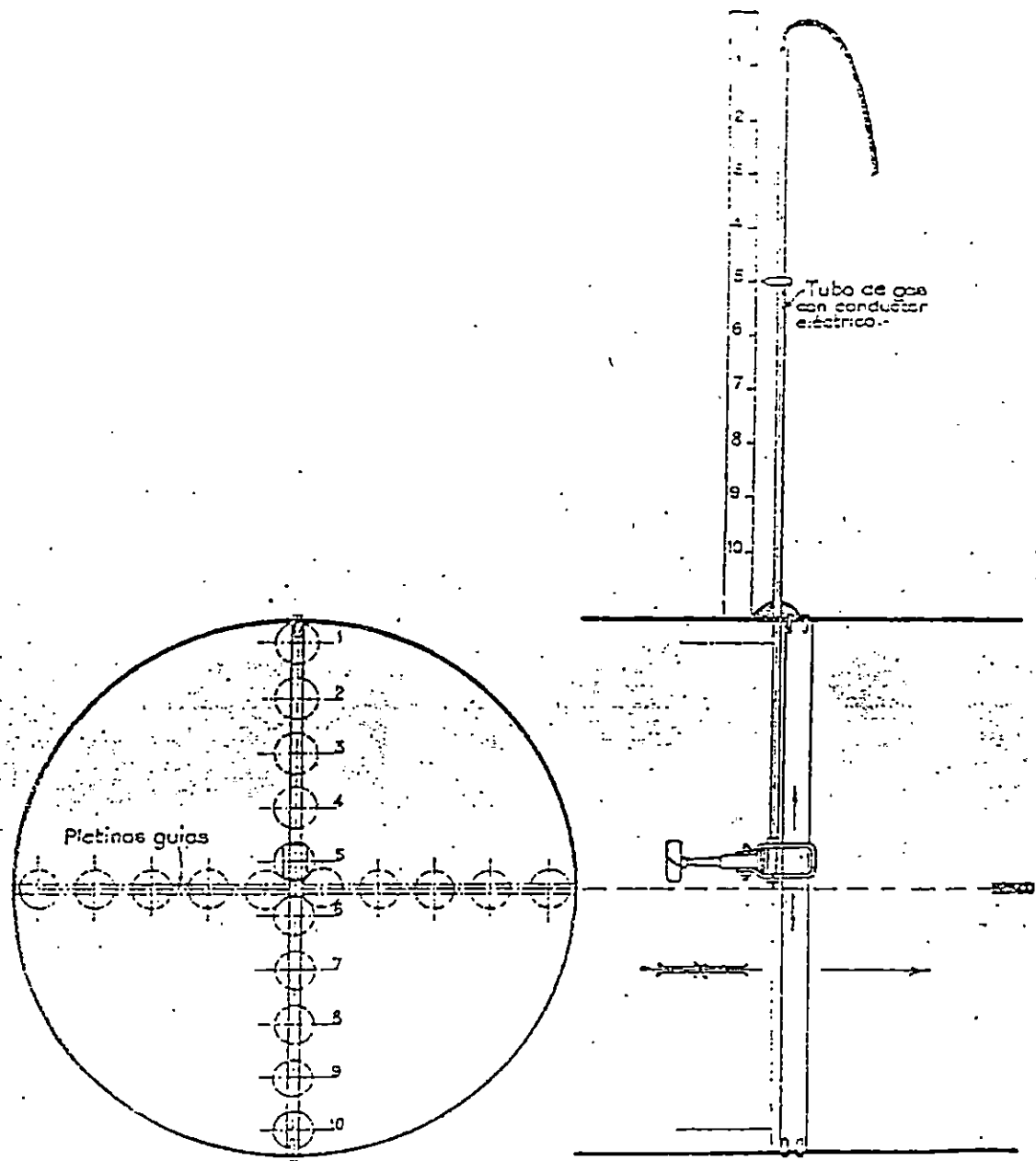
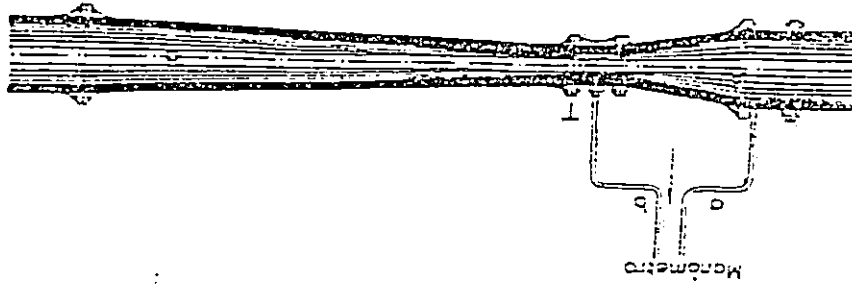


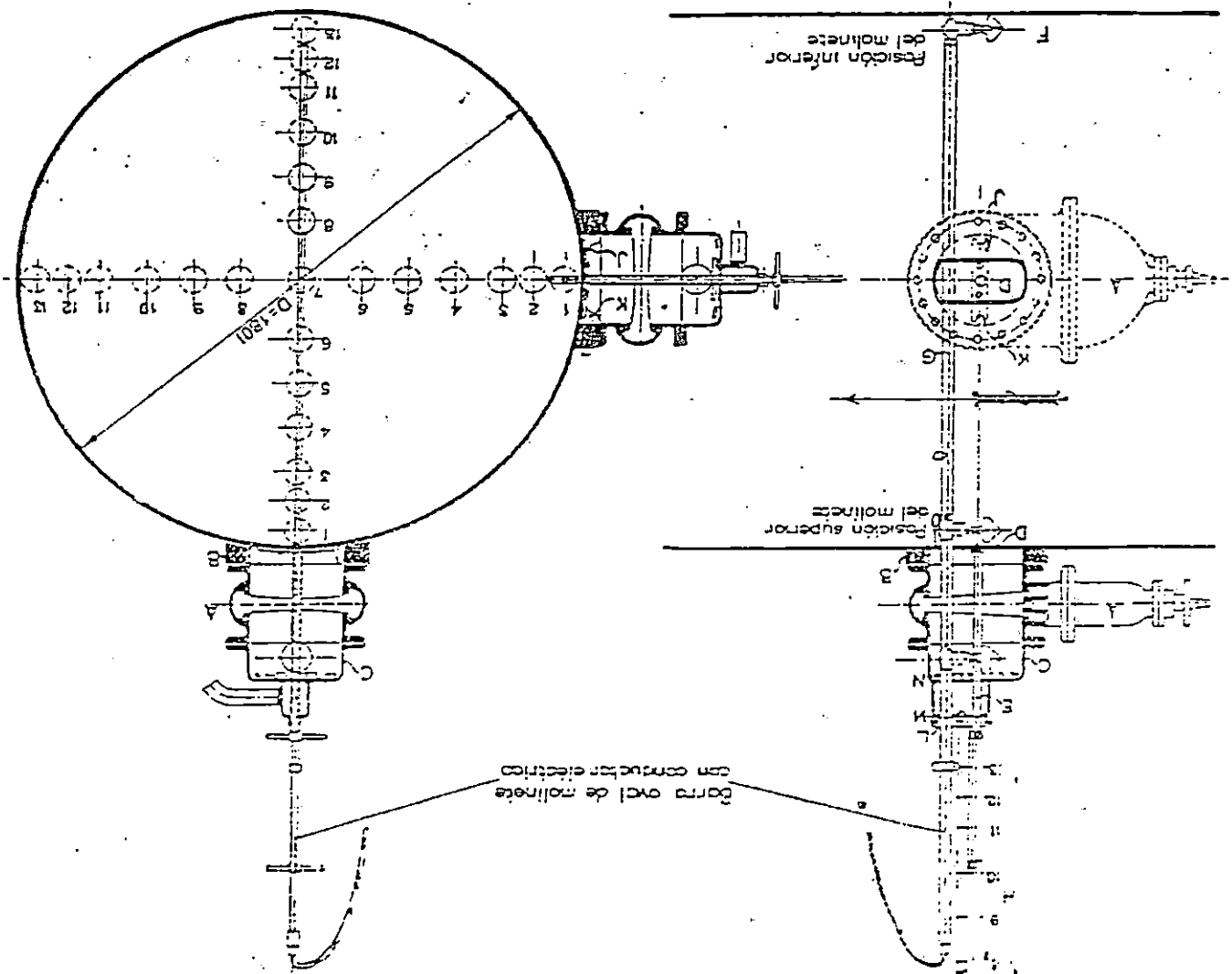
Fig. 3-35. — Disposición Durova para aforo de caudal en tubería (montada en vacío ésta).

Fig. 3-30. — Tubo Venturi.



Aíforas por tubo Venturi. — Llamado también centurómetro, sirve para aforar el agua que pasa por una tubería. Se compone, esencialmente,

Fig. 3-36. — Otra disposición Dufour para operar con tubería llena.



de dos troncos de cono (fig. 3-50), el uno convergente, A, y el otro divergente, B, reunidos por la sección más estrecha con la interposición de un manguito cilíndrico. El conjunto se intercala en la tubería, cuyo diámetro sea el mismo que el de las dos secciones mayores de los troncos de cono. Dos tubos piezométricos, o dos manómetros, quedan colocados: el uno, en la tubería inmediatamente agua arriba de la disposición citada, y el otro, en el manguito cilíndrico. El eje del aparato es horizontal.

Al pasar el agua por la sección estrecha, aumentará la velocidad y disminuirá la presión. Si llamamos  $V$ ,  $\frac{P}{\gamma}$  y  $S$  la velocidad, la altura debida a la presión y la superficie en la sección ancha, y  $V'$ ,  $\frac{P'}{\gamma}$ ,  $S'$ , análogos valores en la sección estrecha,  $T$ , y  $\lambda$  la pérdida de carga entre las dos, aplicando el teorema de BERNOULLI, tendremos:

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = \frac{V'^2}{2g} + \frac{P'}{\gamma} + \lambda. \quad [3-43]$$

Igualando los caudales que pasan por A y T, resulta:  $S \cdot V = S' \cdot V'$ .

Y eliminando  $V'$  entre las dos ecuaciones y llamando  $h = \frac{P - P'}{\gamma}$ , queda:

$$h = \frac{V^2}{2g} \left( \frac{S^2 - S'^2}{S'^2} \right) + \lambda. \quad [3-44]$$

de donde:

$$V = \frac{S'}{\sqrt{S^2 - S'^2}} \sqrt{2g(h - \lambda)} = \frac{S'}{\sqrt{S^2 - S'^2}} \cdot \sqrt{\frac{h - \lambda}{h}} \cdot \sqrt{2gh}; \quad [3-45]$$

y llamando

$$K = \sqrt{\frac{h - \lambda}{h}},$$

tenemos:

$$V = \frac{S'}{\sqrt{S^2 - S'^2}} K \sqrt{2gh}.$$

Y el caudal será:

$$Q = S V = \frac{S S'}{\sqrt{S^2 - S'^2}} K \sqrt{2gh}. \quad [3-46]$$

Conocidos los valores  $S$ ,  $S'$  y  $g$ ; determinando para cada aparato, mejor experimental que teóricamente, el valor de  $K$ , sólo hay que medir en cada caso  $h$ , para deducir  $Q$ .

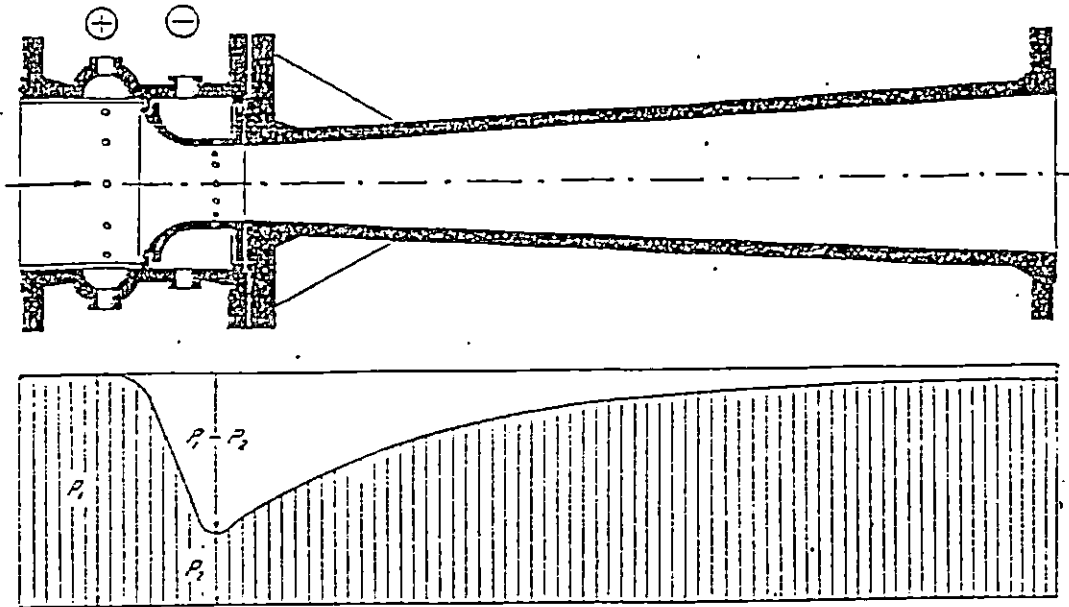


Fig. 3-51. — Venturi normal con diagrama de presiones.

Cabe que el aparato tenga una disposición gráfica tal que, al marcar las variaciones de  $h$ , el papel en el que la curva se señale esté convenientemente dividido según valores de  $Q$ , leyéndose, por lo tanto, directamente estos valores, quedando así anotada la variación que en el transcurso del tiempo sufra. Cabe también que el aparato dé la integración de caudales, lo que se llama curva de caudales acumulados.

En algunas Centrales hidroeléctricas se instala este aparato y su lectura se hace sistemáticamente, como los de las medidas eléctricas del cuadro de distribución; y si a ellas se añaden las lecturas en limnigraños que dan el salto aprovechado en cada momento, se tienen elementos para conocer la variación de rendimiento del conjunto de maquinaria, con la carga de consumo.

El venturímetro, bien dispuesto, da indicaciones que pueden alcanzar sólo errores del 2 por 100. Sin embargo, en los aforos para determinar el rendimiento en la recepción de las turbinas se acude preferentemente a otros procedimientos más exactos (vertederos, disoluciones salinas, moline-

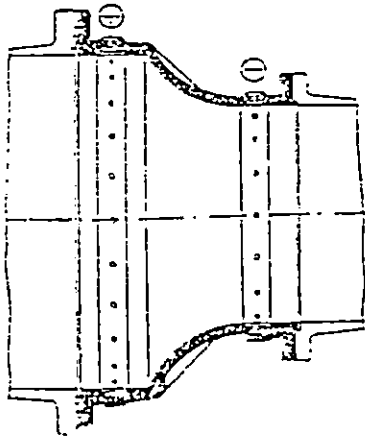


Fig. 3-52. — Venturi corto o tobera Venturi.

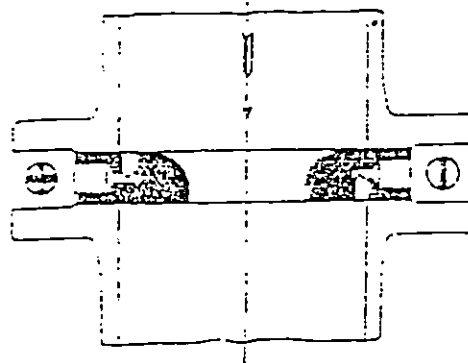


Fig. 3-53. — Brida Venturi con dispositivo de apreciación de presiones.

tes), porque el venturímetro disminuye la sensibilidad y exactitud al de-  
 crecer el caudal para que ha sido tarado. Puede, sin embargo, emplearse,  
 como dicen las normas italianas, unido a otro método que dé más exac-  
 titud (1).

La figura 3-31 indica la realización del Venturi normal y el diagrama  
 de presiones a lo largo del mismo, con la indicación de las toberas de me-  
 didición y la diferencia de presión observada en ellas. La figura 3-32 indica  
 un Venturi corto o tobera Venturi. La figura 3-33, la brida Venturi con  
 el dispositivo de medición de presiones. La observación de la diferencia de  
 éstas se efectúa en aparatos cuyo esquema indica la figura 3-54, siendo  
 la (a) de observación directa por columna de mercurio; la (b) traslada esta  
 depresión a un cuadrante, en donde se lee; la (c) la materializa en las or-  
 denadas de un papel milimetrado, cuyas abscisas (tiempo) las produce un  
 movimiento giratorio de un cilindro movido por aparato de relojería. La  
 (d), además de la lectura registrada en el cilindro, aparece indicada en el  
 cuadrante. Tiene este dispositivo el interés, como indica el croquis adya-  
 cente, de servir para tiempo más o menos largo, según la cuerda del apa-  
 rato y la longitud del papel arrollado en el cilindro.

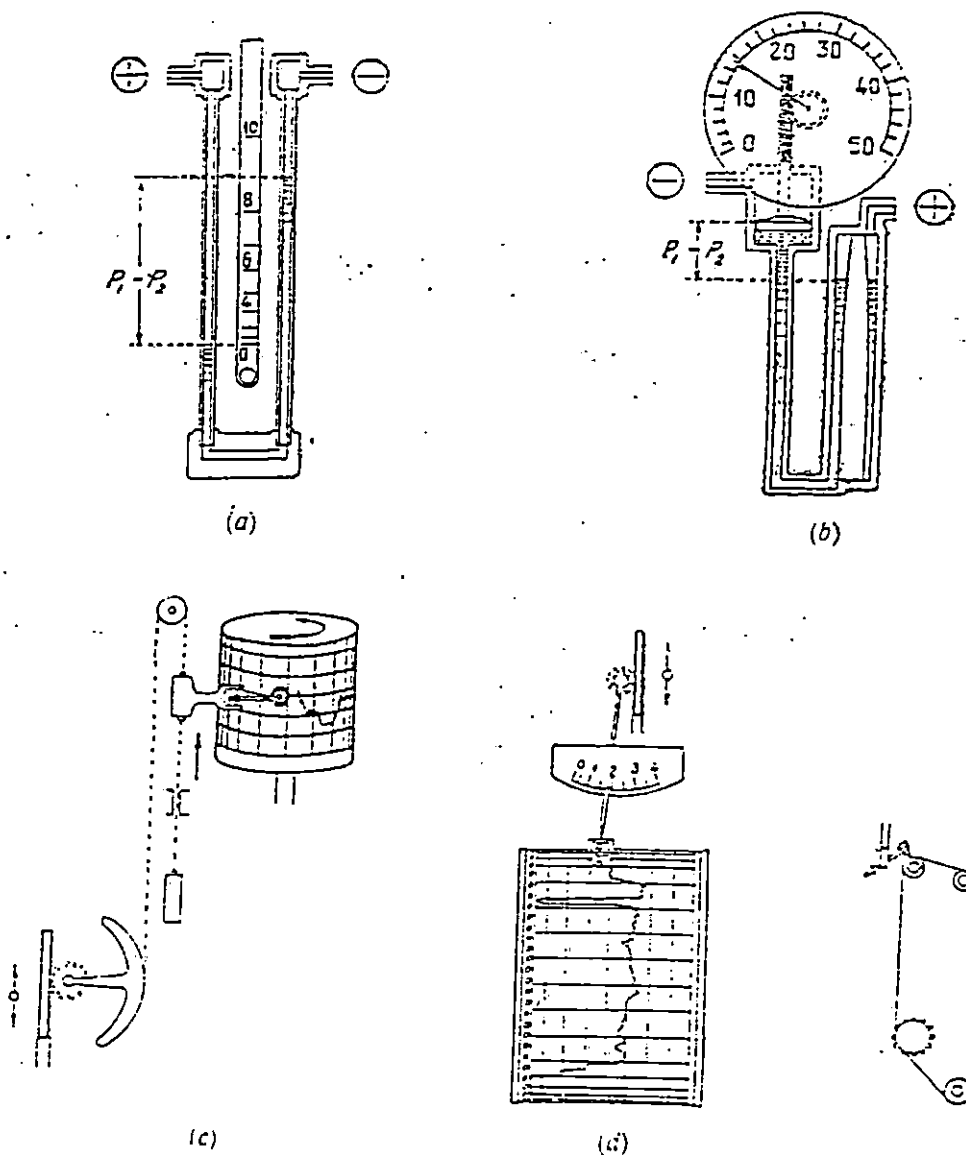


Fig. 3-34. — Dispositivos para medir la diferencia de presiones en el Venturi.

(1) Para más detalles del venturímetro, pueden consultarse las revistas siguientes: *Engineering News Record*, 2 marzo 1922, pág. 366; *Le Génie Civil*, 1926, tomo 80, pág. 138; *Le Génie Civil*, 1926, tomo 88, pág. 461; *Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, 1926, noviembre, pág. 1,787, y su discusión; *Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, 1925, septiembre, pág. 961, y su discusión; *Siemens Zeitschrift*, enero 1932, y *Energía Eléctrica*, enero 1933, pág. 68.

ANEXO B: "DATOS TECNICOS DE BOMBA RED JACKET (50 RJS)"

Rendimiento de la "Quick Set" inyectora en norias.

MODELO	HP	PROFUNDIDAD AL AGUA (PIES)	TIPO DE INYECTOR	A PRESIONES DE DESCARGA - GALONES POR HORA					A VÁLVULA CERRADA (PSI)	RANGO DEL INTERRUPTOR DE PERSIÓN (PSI)	DIÁMETRO DE SUCC. Y DESC.
				20PSI	30PSI	40PSI	50PSI	60PSI			
33RJS	1/3	5'	ALTA PRESIÓN	510	480	420	210	—	63	20-40	1-1/4" X 1"
			ALTA CAPACIDAD	750	660	342	—	—	52		
		15'	ALTA PRESIÓN	378	372	342	162	—	60		
			ALTA CAPACIDAD	576	504	216	—	—	48		
		25'	ALTA PRESIÓN	246	246	234	78	—	55		
			ALTA CAPACIDAD	372	342	72	—	—	44		
50RJS	1/2	5'	ALTA PRESIÓN	540	522	498	432	264	78	20-40	1-1/4" X 1"
			ALTA CAPACIDAD	996	990	702	300	—	57		
		15'	ALTA PRESIÓN	396	390	378	360	216	75		
			ALTA CAPACIDAD	744	738	540	150	—	53		
		25'	ALTA PRESIÓN	264	264	264	252	132	69		
			ALTA CAPACIDAD	450	444	300	—	—	48		
75RJS	3/4	5'	COMBINACIÓN	1320	1296	972	576	192	64	30-50	1-1/4" X 1"
		15'	COMBINACIÓN	1008	978	828	384	—	59	30-50	
		25'	COMBINACIÓN	570	564	528	192	—	54	30-50	
100RJS	1	5'	COMBINACIÓN	1362	1350	1296	960	582	74	30-50	1-1/4" X 1"
		15'	COMBINACIÓN	1032	996	942	768	384	69	30-50	
		25'	COMBINACIÓN	606	594	582	540	216	64	30-50	



ANEXO C: "PROPIEDADES DEL BRONCE AL ALUMINIO (B150-74)" <sup>21/</sup>

CUADRO 2.8 Composición y propiedades del cobre y aleaciones de cobre

	Nombre común y designación ASTM					
	Cobre puro, B111-75	Latón de libre maquinado, B16-74	Aluminio-bronce, B150-74	Latón naval, B21-74	Bronce fosforado, B139-71	Latón rojo con plomo, B140-74
Composición, %						
Cobre	99.95 mín.	60.0-63.0	88	59.0-62.0	El resto	87.5-90.5
Plomo	...	2.5-3.7	...	0.2 máx.	0.05 máx.	1.3-2.5
Hierro	...	0.35 máx.	3	0.1 máx.	0.1 máx.	0.1 máx.
Aluminio	...	...	9	...	...	...
Níquel	...	...	...	...	...	0.7 máx.
Manganeso	...	0.50 máx.	...	...	...	...
Fósforo	0.005 máx.	...	...	...	0.03-0.35	...
Estaño	...	...	...	0.50-1.0	9.0-11.0	...
Zinc	...	El resto	...	El resto	0.20 máx.	El resto
Propiedades mecánicas:						
Esfuerzo de cedencia, psi × 10 <sup>3</sup> (MPa)	20-40 (140-275)	15-45 (100-310)	30-50 (210-340)	20-45 (140-310)	...	10-30 (70-210)
Esfuerzo a la tensión, psi × 10 <sup>3</sup> (MPa)	30-45 (210-310)	40-80 (275-550)	75-90 (520-620)	50-67 (350-460)	60-160 (420-1100)	35-50 (240-350)
Módulo de elasticidad, psi × 10 <sup>6</sup> (MPa)	...	14 (96.5 × 10 <sup>3</sup> )	16 (110 × 10 <sup>3</sup> )	14 (96.5 × 10 <sup>3</sup> )	15 (103 × 10 <sup>3</sup> )	14 (96.5 × 10 <sup>3</sup> )
Densidad, lb/pulg <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> × 10 <sup>3</sup> )	0.32 (8.35)	0.31 (8.58)	0.28 (7.75)	0.31 (8.58)	0.32 (8.85)	0.32 (8.85)

<sup>21/</sup> MANUAL PARA TECNICOS EN MECANICA INDUSTRIAL. Maurice J. Webb, Editorial McGraw-Hill.

### 6-3 TEORÍAS DE LA FALLA DE UN MATERIAL

Al diseñar elementos mecánicos que resistan las fallas se debe estar seguro de que los esfuerzos internos no rebasen la resistencia del material. Si el que se empleará es dúctil, entonces lo que más interesa es la resistencia de fluencia, ya que una deformación permanente sería considerada como falla; sin embargo, existen excepciones a esta regla.

Muchos de los materiales más frágiles o quebradizos, como los hierros colados, no poseen un punto de fluencia, así que debe utilizarse la resistencia última como criterio de falla. Al diseñar elementos que han de hacerse de material frágil, también es necesario recordar que la resistencia última a la compresión es mucho mayor que a la tensión.

Las resistencias de los materiales dúctiles son casi las mismas a tensión que a compresión. Por lo general, se considera que esto ocurrirá en el diseño a menos que se posea información contraria.

Ahora se analizará el elemento general en esfuerzo bidimensional ilustrado en la figura 6-16. En el capítulo 2 se estudiaron situaciones de esfuerzo similares y se explicaron varios de los tipos o configuraciones de carga que podrían producirlo. El problema consiste en cómo relacionar un estado de esfuerzo, como el de la figura 6-16, con una sola resistencia, como la de fluencia a la tensión, a fin de lograr seguridad. La solución de este problema será la materia del resto de este capítulo.

### 6-4 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

Esta teoría sólo se presenta por su interés histórico. Sus predicciones no concuerdan con la experimentación, y de hecho a veces dan origen a resultados que quedan del lado de la inseguridad.

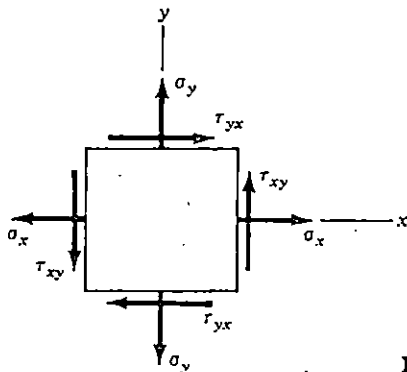


FIGURA 6-16

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que *la falla suele ocurrir siempre que el esfuerzo principal mayor sea igual a la resistencia.*

Supóngase que se ordenan los tres esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo en la forma

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Luego, si la fluencia fuera el criterio de falla, esta teoría anticipa que el desperfecto sucede siempre que

$$\sigma_1 = S_{yt} \quad \text{o bien} \quad \sigma_3 = -S_{yc} \quad (6-5)$$

donde  $S_{yt}$  y  $S_{yc}$  son las resistencias de fluencia a la tensión y a la compresión, respectivamente. (Obsérvese que los subíndices  $t$  y  $c$  suelen suprimirse cuando estas dos resistencias son iguales.) Si se usa la resistencia última, como en el caso de los materiales frágiles, la falla ocurrirá siempre que

$$\sigma_1 = S_{ut} \quad \text{o bien} \quad \sigma_3 = -S_{uc} \quad (6-6)$$

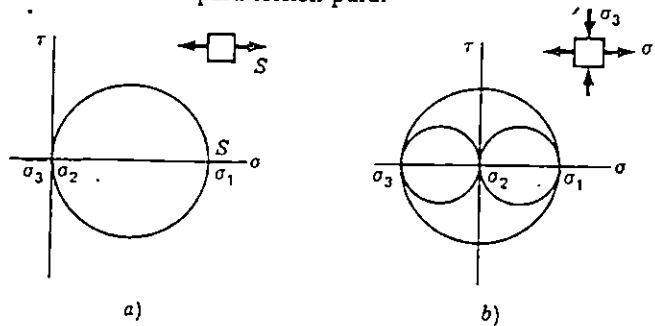
donde  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$  son, respectivamente, las resistencias últimas a la tensión y a la compresión.

En el caso de torsión pura (véase Fig. 6-17b)  $\sigma_1 = \tau = -\sigma_3$  y  $\sigma_2 = 0$ . Por consiguiente, la teoría del esfuerzo normal máximo predice que un elemento fallaría a la torsión cuando  $\tau = S_y$ . No obstante, los experimentos demuestran que elementos sometidos a carga de torsión se deformarán permanentemente cuando el máximo esfuerzo torsional sea aproximadamente igual a 60% de la resistencia de fluencia. Ésta es una de las razones por las que no se recomienda la teoría del esfuerzo normal máximo.

### 6-5 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

Ésta es una teoría fácil de emplear y siempre da predicciones seguras con respecto de los resultados de ensayos por lo que se le ha utilizado en muchos reglamentos de

FIGURA 6-17 a) Círculo de Mohr para tensión simple. b) Círculo de Mohr para torsión pura.



diseño. Se emplea únicamente para predecir la *fluencia* y, por lo tanto, se aplica sólo a los materiales *dúctiles*.

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que *se inicia la fluencia siempre que, en un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo se vuelve igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder.*

En la figura 6-17a se muestra el círculo de Mohr para la prueba de tensión simple. El esfuerzo cortante máximo es

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S}{2} \quad (a)$$

El círculo de Mohr para la torsión pura se muestra en la figura 6-17b. El esfuerzo cortante máximo es

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (b)$$

ya que se ha considerado que los esfuerzos principales se tienen en el orden  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ . En consecuencia, la teoría del esfuerzo cortante máximo predice que la falla se producirá siempre que

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2} \quad \text{o bien} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad (6-6)$$

Nótese que esta teoría establece también que la resistencia de fluencia al cortante está dada por la ecuación

$$S_{sy} = 0.50S_y \quad (6-7)$$

## 6-6 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

Esta teoría de falla también se llama *teoría de la energía de cortante* o *teoría de von Mises-Hencky*. Aplicarla es sólo un poco más difícil que aplicar la del esfuerzo cortante máximo, y es la más conveniente para el caso de materiales dúctiles. Como la del esfuerzo cortante máximo, ésta se emplea sólo para definir el principio de *fluencia*.

La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de que materiales dúctiles, sometidos a esfuerzo hidrostático (de igual tensión o compresión), tenían resistencias de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple. Así, se postuló que la fluencia no era, de ninguna manera, un fenómeno de tensión o de compresión simples, sino más bien que estaba relacionada de algún modo con la distorsión (o deformación angular) del elemento esforzado. Ahora bien, una de las primeras teorías de la falla afirmaba que la fluencia se inicia cuando la energía total de deformación, almacenada en el elemento esforzado, llega a ser igual a la energía elástica que hay en un elemento con-

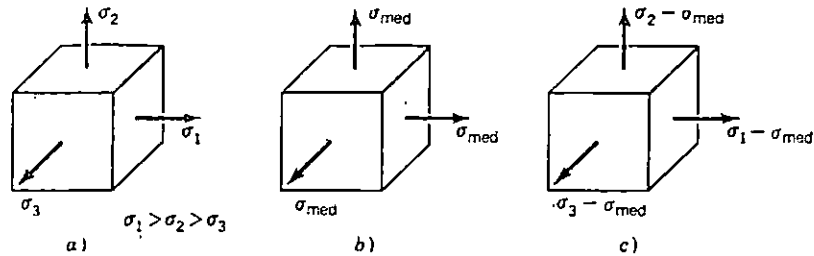


FIGURA 6-18 a) Elemento en estado de esfuerzo triaxial. En éste se produce cambio de volumen y distorsión. b) Elemento en estado de tensión hidrostática, en el que sólo hay cambio de volumen. c) Elemento en que sólo se produce deformación angular sin cambio de volumen.

tenido en la probeta de tensión en el punto de cedencia. Esta teoría, denominada *teoría de la energía máxima de deformación*, ha dejado de utilizarse pero fue precursora de la teoría de la energía de distorsión. Se ha formulado el siguiente razonamiento: ¿por qué no considerar la energía total de deformación y restar de ella la energía utilizada, para producir únicamente un cambio de volumen? Así, la energía restante sería la correspondiente a la distorsión. Veamos cómo funciona esto.

La figura 6-18a muestra un elemento en el que actúan esfuerzos tales que  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ . En el caso de un cubo unitario el trabajo efectuado en una de las direcciones principales es

$$u_n = \frac{\sigma_n \epsilon_n}{2} \quad (a)$$

donde  $n = 1, 2$  o  $3$ . Por lo tanto, de la ecuación (2-23) la energía total de deformación es

$$u = u_1 + u_2 + u_3 = [1/(2E)][\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (b)$$

A continuación se definirá un esfuerzo medio

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (c)$$

y se aplicará este esfuerzo a cada una de las direcciones principales de un cubo unitario (Fig. 6-18b). Los esfuerzos restantes,  $\sigma_1 - \sigma_{med}$ ,  $\sigma_2 - \sigma_{med}$  y  $\sigma_3 - \sigma_{med}$  (Fig. 6-18c), producirán únicamente distorsión. Sustituyendo  $\sigma_{med}$  en vez de  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  en la ecuación (b), se obtiene la cantidad de energía de deformación que sólo produce cambio de volumen

$$u_v = \frac{1}{2E} [3\sigma_{med}^2 - 2\mu(3)\sigma_{med}^2] = \frac{3\sigma_{med}^2}{2E} (1 - 2\mu) \quad (d)$$

Si ahora se hace la sustitución  $\sigma_{med}^2 = [(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3]^2$  en la ecuación (d) y se simplifica la expresión, queda

$$u_v = \frac{1 - 2\mu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (e)$$

Luego, para obtener la energía de distorsión, se resta la ecuación (e) de la (b). Con esto queda

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \mu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (6-8)$$

Obsérvese que la energía de distorsión es nula cuando  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ .

En el caso de un ensayo a tensión simple,  $\sigma_1 = S_y$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ . Por lo tanto, la energía de distorsión es

$$u_d = \frac{1 + \mu}{3E} S_y^2 \quad (6-9)$$

El criterio se obtiene igualando las ecuaciones (6-8) y (6-9).

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (6-10)$$

lo cual define la iniciación de la fluencia para un estado de esfuerzo triaxial. Si  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  ó  $\sigma_3$  es cero, el estado de esfuerzo es biaxial. Sea entonces  $\sigma_A$  el mayor de los dos esfuerzos distintos de cero, y  $\sigma_B$ , el menor. La ecuación (6-10) se reduce a

$$S_y^2 = \sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2 \quad (6-11)$$

Para casos de torsión pura  $\sigma_B = -\sigma_A$  y  $\tau = \sigma_A$ ; en consecuencia,

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (6-12)$$

Al comparar la ecuación (6-12) con la (6-7), se observa que el criterio de energía de distorsión predice una resistencia de fluencia al cortante sensiblemente mayor que la predicha por la teoría del esfuerzo cortante máximo. ¿A qué conclusión se llegará al hacer una comparación con la resistencia de fluencia al cortante, evaluada según la teoría del esfuerzo normal máximo?

Para estudios de análisis y diseño conviene definir el concepto de *esfuerzo de von Mises* a partir de la ecuación (6-11), como

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2} \quad (6-13)$$

La ecuación correspondiente al estado de esfuerzo triaxial es

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (6-14)$$

Es posible pasar por alto el análisis del círculo de Mohr en el caso especial de flexión y torsión combinadas, cuando se determina el esfuerzo de von Mises. Un círculo de Mohr para tal estado de esfuerzo revelará que los dos principales distintos de cero son

$$\sigma_A = \frac{\sigma_x}{2} + \tau_{xy} \quad \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} - \tau_{xy} \quad (5)$$

Cuando ambos esfuerzos se sustituyen en la ecuación (6-13), resulta

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (6-15)$$

### 6-7 FALLA DE MATERIALES DÚCTILES

Ahora es la ocasión de resumir los resultados de las tres secciones anteriores y de relacionarlos con los experimentales. La teoría del esfuerzo normal máximo se presenta con fines de comparación, aunque sólo sea de interés histórico. Tratándose de un estado de esfuerzo biaxial, uno de los tres esfuerzos principales será igual a cero. Considérese que los esfuerzos restantes distintos de cero son  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$ , como en la sección anterior. Representando las tres teorías de falla en un sistema de coordenadas  $\sigma_A, \sigma_B$  se obtiene la gráfica de la figura 6-19. Experimentos bien documentados indican que la teoría de la energía de distorsión predice la fluencia con la mayor exactitud en los cuatro cuadrantes. Así pues, el aceptar la teoría de la energía de

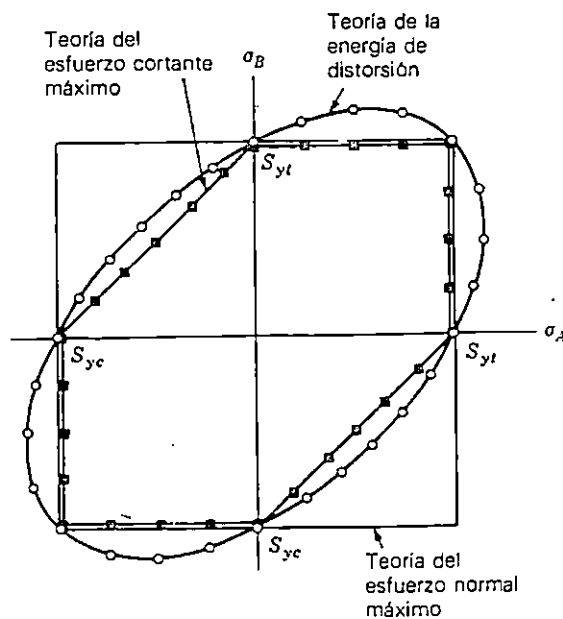


FIGURA 6-19 Comparación de tres teorías de falla estática para materiales dúctiles y esfuerzos biaxiales.

distorsión como la correcta, significa que la teoría del esfuerzo cortante máximo siempre da resultados conservadores puesto que su representación gráfica queda dentro de la elipse de la energía de distorsión.

Obsérvese que la teoría del esfuerzo normal máximo equivale a la del esfuerzo cortante máximo en el primero y el tercer cuadrantes; sin embargo, la gráfica que corresponde a la teoría del esfuerzo normal máximo queda fuera de la elipse de energía de distorsión en el segundo y cuarto. De modo que sería muy peligroso utilizar la teoría del esfuerzo normal máximo, ya que podría predecir condiciones de seguridad que en realidad no existen.

Por lo general, un diseñador de elementos mecánicos empleará la teoría del esfuerzo cortante máximo si las dimensiones no tienen que ser muy precisas, si es necesaria una rápida estimación del tamaño, o si se sabe que los factores de seguridad han de ser amplios. La teoría de la energía de distorsión predice con mayor precisión la falla y, por tanto, se utilizaría cuando el margen de seguridad hubiera de estar dentro de límites cercanos o cuando se investigue el origen de la falla real de un elemento mecánico.



Debido a la rotación uniforme de un cuerpo rígido al rededor de un eje fijo, por lo general presentan, ciertas fuerzas dinámicas ejercidas por el eje sobre los cojinetes y que estas fuerzas giran conjuntamente con el cuerpo. En este caso el eje de rotación es horizontal y descomponiendo la fuerza giratoria que actúa en cada cojinete en una componente horizontal y otra vertical, hallamos que cada una de estas componentes representa una fuerza que varía periódicamente y cuyo período es igual al tiempo de una revolución del cuerpo. Dichas fuerzas son capaces de producir vibraciones forzadas en la fundición o estructura soportante. Estas vibraciones forzadas llegan a ser muy serias si la frecuencia de la fuerza perturbadora es la misma que la frecuencia natural de vibración de la estructura de sustentación, ya que en ese caso, existe una condición de resonancia.

A fin de eliminar dichas fuerzas periódicas perturbadoras, en el caso de partes de máquinas animadas de un movimiento de rotación, el cuerpo se proyecta usualmente, de manera que su eje de rotación represente un eje central principal. En ese caso, la rotación uniforme no origina fuerzas dinámicas y las reacciones en los cojinetes son constantes y las mismas que en las condiciones estáticas.

---

<sup>29/</sup> MECANICA TECNICA. S. Timoshenko, D. H. Yoong, Librerías Hachetts, S. A. Buenos Aires.

eje central principal y, en esos casos, actuarán fuerzas pulsativas en los cojinetes durante la rotación. Para eliminar estas fuerzas, es necesario equilibrar o compensar el cuerpo o sistema giratorio, es decir, hacer que el eje de rotación sea un eje central principal de inercia, mediante el agregado de una masa adecuada, o masas al sistema.

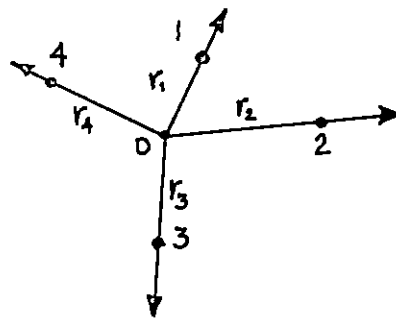


Fig. E.1

En el caso típico de desequilibrio de la rotación de un sistema giratorio alrededor de un eje principal, la fuerza de inercia resultante puede obtenerse suponiendo que toda la masa del sistema esté concentrada en el centro de gravedad y considerando luego la aceleración de este punto. Así podemos decir que el sistema giratorio indicado en la Fig.(E.1) estará equilibrado si el centro de gravedad de las masas se encuentra sobre el eje de rotación, ya que en ese caso la aceleración del centro de gravedad es cero y, por consiguiente, la fuerza de inercia resultante es nula. Si el centro de gravedad del sistema no coincide con el eje de rotación, el sistema se encuentra desequilibrado. Se ve que dicho desequilibrio representa el caso en que el eje de rotación es un eje

principal pero no un eje central del sistema. Esta clase de desequilibrio se denomina desequilibrio estático, ya que puede ser descubierto colocando los extremos del eje sobre rieles horizontales. Bajo la acción de las fuerzas de gravedad, el eje girará hasta que el centro de gravedad del sistema ocupe la posición más baja. Tan pronto se determine, cual es el radio en el cual se encuentra el centro de gravedad, podemos trasladar el centro de gravedad del sistema al eje de rotación mediante el agregado de un peso de corrección adecuado en el radio opuesto. De este modo queda eliminado el desequilibrio estático.

En el caso de discos giratorios delgados y de volantes, puede suponerse, que toda la masa está repartida en el plano medio del disco o volante, perpendicular al eje de rotación, por lo que la compensación estática anteriormente descrita resulta satisfactoria.

En el caso de las turbinas suponemos dos masa iguales situadas en el mismo plano axial y a iguales distancias del eje de rotación, aunque a lados opuestos. En dicho caso el centro de gravedad del sistema se encuentra sobre el eje de rotación, y una prueba estática demostraría que el sistema está equilibrado. Sin embargo las fuerzas dinámicas se producirán en los cojinetes tan pronto el sistema inicie la rotación y estas fuerzas forman una cupla que gira con el cuerpo. Vemos que esta condición corresponde al caso en que el eje de rotación del sistema es un eje central, pero no un eje

principal de inercia, debido a que dicho desequilibrio solo puede descubrirse cuando el sistema se encuentra en rotación, se le denomina desequilibrio dinámico.

En el caso de cuerpos giratorios tales como el nuestro, que están proyectados para girar alrededor de un eje central principal, no debería existir problema de desequilibrio alguno. Sin embargo, debido a la falta de homogeneidad del material y también a pequeñas imperfecciones en el maquinado de la pieza (turbina), existirá siempre la posibilidad de alguna pequeña desviación del eje de rotación con respecto a la posición de un eje de inercia central principal y, debido a este hecho, actuarán ciertas fuerzas pulsativas sobre los cojinetes durante la rotación.

Para eliminar estas fuerzas por completo, es necesario equilibrar la turbina mediante el agregado de pesos de corrección adecuadamente ubicados una vez que el cuerpo ha sido fundido y torneado. Sin embargo, al considerar el desequilibrio debido a imperfecciones, no podemos calcular los pesos de corrección adecuados, ya que el desequilibrio es de naturaleza desconocida, de manera que será necesario llevar a cabo la compensación por un método de tanteos. Esto es lo que se realiza habitualmente con ayuda de máquinas compensadoras especiales. Es de hacer notar que si un cuerpo está perfectamente equilibrado a velocidad constante y gira con una velocidad angular constante, no habrá fuerzas dinámicas sobre los cojinetes aunque la velocidad deje de ser uniforme.

ANEXO F

"COSTOS GENERALES DE FABRICACION DE TURBINA PELTON"

Mano de obra:

Modelo de la rueda	25 hrs.	¢ 20/hr	¢ 500.00
Caja para machos	50 hrs.	¢ 20/hr	¢ 1,000.00
Molde	20 hrs.	¢ 20/hr	¢ 400.00
Machos	30 hrs.	¢ 20/hr	¢ 600.00
Fundición	8 hrs.	¢ 20/hr	¢ 160.00

Materiales:

Plywood			¢ 40.00
Cedro			¢ 60.00
Pegamento			¢ 4.00
Arena y bentonita			¢ 50.00
Cobre (15 Lbs)			¢ 180.00
Aluminio (2 Lbs)			¢ 10.00
Fundente Borax			¢ 40.00

Horno:

Refractario			¢ 150.00
Crisol			¢ 100.00
Diesel			¢ 50.00
Quemador			¢ 50.00

Equipo de carpintería:

Torno (8 hrs)	¢ 240.00
Fresadora (1 hr)	¢ 50.00
Cepilladora (1 hr.)	¢ 40.00
Lijadora (3 hrs)	¢ 24.00
Transporte	¢ 100.00
Total	¢ 3848.00