

308417

24



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERIA

Incorporada a la U.N.A.M.

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA
TURBINA PELTON PARA LABORATORIO

Tesis Profesional

Que para obtener el título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICO)
p r e s e n t a

ALBERTO ACEVEDO ACOSTA

México, D. F.

TESIS CON
FALLA LE ORIGEN

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

LISTA DE SIMBOLOS	111
CAPITULO I	INTRODUCCION
CAPITULO II	ANTECEDENTES
2.1 Definición de una turbomáquina	5
2.2 División de las turbomáquinas hidráulicas	7
2.2.1 Ruedas hidráulicas	7
2.2.2 Ruedas de impulso	8
2.2.3 Ruedas de reacción	8
2.2.4 Turbinas	9
2.2.5 Clasificación de las turbinas	10
2.3 Características de las turbinas de impulso. La turbina Pelton	10
2.4 Turbinas Pelton de eje horizontal y de eje vertical	11
2.5 Rendimientos	13
CAPITULO III	PRINCIPIOS TEORICOS GENERALES DE LAS TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS
3.1 Principios de la dinámica de fluidos	14
3.2 Componentes de la velocidad absoluta	18
3.3 Ecuación fundamental de las turbomáquinas. La ecuación de Euler	18
3.3.1 Planos de representación de una turbomáquina	18
3.3.2 Ecuación de Euler	19
3.3.3 Segunda forma de la ecuación de Euler	21
3.4 Grado de reacción	23
3.5 Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas	24
3.6 Coeficientes de funcionamiento	26
3.7 Velocidad específica	27
3.8 Relación de Combe - Rateau. Coeficientes de velocidades	29
3.9 Carga teórica y carga neta. Rendimientos	36
3.10 Velocidad sincrónica	36
3.11 Factores de pérdida de energía	37

CAPITULO IV	DISEÑO DE LA RUEDA	
4.1	Generalidades	40
4.2	Consideraciones iniciales	42
4.3	Cálculo de velocidades	43
4.4	Cálculo de diámetros	47
4.4.1	Diámetro del chorro y diámetro medio de la turbina	47
4.4.2	Diámetro interior y exterior de la rueda	48
4.5	Cálculo del espesor de las paredes	50
4.5.1	Cálculo del esfuerzo de tensión	51
4.5.2	Cálculo del esfuerzo de corte	52
4.5.3	Cálculo de los esfuerzos de flexión	52
4.5.4	Cálculo del espesor de las paredes	53
4.6	Modificaciones que se hacen a las cucharas para obtener mayor eficiencia	54
4.7	Cálculo del número de cucharas	55
4.8	Diseño de la tobera	59
4.9	Carcasa	61
4.10	Cálculo de la flecha	62
CAPITULO V	ANÁLISIS DE COSTOS	
CAPITULO VI	INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA	
6.1	Generalidades	66
6.2	Construcción del rodete	66
6.3	Construcción de la tobera	70
6.4	Instalación	76
6.5	Puesta en marcha	76
CONCLUSIONES		81
REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA		83

LISTA DE SIMBOLOS

α	- Angulo entre C y u.
β	- Angulo entre w y u.
ρ	- Densidad.
ψ	- Función potencial.
η	- Rendimiento global.
η_h	- Rendimiento hidráulico.
η_v	- Rendimiento volumétrico.
σ	- Esfuerzo máximo.
μ	- Viscosidad.
λ	- Coeficiente de arrastre.
λ_a	- Coeficiente de la velocidad de paso axial.
λ_m	- Coeficiente de la velocidad de paso meridiano.
λ_r	- Coeficiente de la velocidad de paso radial.
a	- Carrera de la aguja.
b	- Longitud de la cuchara.
C	- Velocidad absoluta.
C_m	- Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido.
C_u	- Proyección de C sobre u.
C_w	- Proyección de C sobre w.
C_a	- Coeficiente de capacidad.
C_c	- Coeficiente de carga.
C_l	- Coeficiente de momento.
C_p	- Coeficiente de potencia.
CV	- Caballos de vapor.
C_v	- Coeficiente de la velocidad del chorro específica.
D	- Diámetro.
D_e	- Diámetro exterior de la rueda.
D_i	- Diámetro interior de la rueda.
D_s	- Diámetro.
D_t	- Diámetro de la tobera.
d	- Diámetro del chorro.
df	- Diámetro de la flecha.
d_p	- Diámetro promedio del chorro.
d_m	- Diámetro máximo aguja.
E	- Energía.
E	- Elasticidad.
F	- Fuerza.
F _c	- Fuerza de compresión.
F _t	- Fuerza de tensión.
f	- frecuencia.
G	- Caudal másico.
g	- Gravedad.
G_r	- Grado de reacción.
H	- Altura.
H _d	- Altura dinámica.
H _m	- Rendimiento o altura manométrica.
H _p	- Altura de presión.
H _l	- Pérdidas hidráulicas.
H _u	- Altura equivalente.
h	- Ancho de la cuchara.
L	- Longitud recta de la tobera.
l ₁	- Brazo de momento.
l ₂	- Brazo de momento.
M	- Momento de la cantidad de movimiento.
NC	- Número de cucharas.
N _t	- Velocidad específica teórica.
n	- Velocidad específica práctica.

P - Potencia.
Pu - Potencia que el rodete comunica al fluido.
p - Presión.
Q - Gasto.
R - Radio promedio.
r₁ - Distancia del centro al álabe.
r₂ - Distancia del centro al álabe.
S - Espesor de las paredes.
S₄ - Función meridiana.
T - Par.
t - Profundidad de la cuchara.
U_a - Velocidad de arrastre.
u - Velocidad periférica.
v - Velocidad.
V_m - Velocidad meridiana.
V_u - Velocidad tangente.
W - Velocidad angular.
w - Velocidad relativa.
Yu - Energía específica.
z - Altura de Bernulli.

En nuestro país la existencia de laboratorios para investigación y desarrollo, podría decirse que es mínima, en cuanto a la empresa se refiere, quedando este aspecto tan importante relegado a las universidades. En consecuencia a ésto, es necesario que los planteles de enseñanza superior, conscientes de la realidad de su país, tomen en sus manos este aspecto.

Esto en la actualidad no es fácil, la institución que más presupuesto otorga para investigación y desarrollo es la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), y por parte de las universidades privadas el Instituto Tecnológico de Estudios Superiores de Monterrey (ITESM), quedando otras instituciones muy rezagadas al respecto.

Durante el proceso de aprendizaje es de gran importancia la existencia de una vivencia práctica que complemente y refuerce el conocimiento teórico ya antes asimilado.

Debido a ésto, el papel que desempeña la experimentación, en la formación de individuos útiles para el país, es de gran trascendencia. La experimentación impulsa al estudiante a conocer más y con ésto a esforzarse y alcanzar grados cada vez mayores de desarrollo.

La experimentación, nos ubica en la realidad, y con ésto se pueden crear nuevas formas de desarrollo así como el crear y adaptar tecnología de acuerdo a las necesidades del país.

En la enseñanza superior es sumamente importante la existencia de laboratorios en los cuales se pueda, además de comprobar las hipótesis planteadas teóricamente en el aula por el catedrático, y situarnos en la realidad, llevar a cabo las ideas de investigación y desarrollo que surjan con el deseo de aportar algo útil para la sociedad.

Es de gran importancia que las instituciones privadas empiecen a crear los laboratorios que satisfagan, las necesidades de experimentación mínima que debe tener todo futuro profesionalista, ayudándose de las ideas y ánimo de sus propios miembros para acrecentar el material de laboratorio que podrá ser utilizado por futuras generaciones.

Los proyectos creados por catedráticos y alumnos de estas instituciones deben de tomar en cuenta el costo y principalmente el apoyo que pueda representar el proyecto a una o varias cátedras impartidas en la institución.

Una vez satisfecha esta primera etapa de "material mínimo", la institución no debe estancarse ahí, sino por el contrario tratar de seguir acrecentando el material de laboratorio, para que éste llegue a ser un buen apoyo en el desarrollo de proyectos en beneficio de la comunidad y el crecimiento del país.

En el estudio de la ingeniería, es de gran utilidad para la asimilación de conocimientos, que lo enseñado en la teoría, sea reforzado por un conocimiento práctico desarrollado en el laboratorio, en el cual el alumno puede intervenir y dar sus ideas para controlar las variables; así como para sugerir métodos de medición, de los valores que demuestren que el conocimiento dado por la teoría ocurre fielmente en la práctica.

En la formación del ingeniero además de las matemáticas, principal instrumento de trabajo y de la física, base de la ingeniería, una de las materias importantes es la mecánica de fluidos.

La mecánica de fluidos es la parte de la mecánica que estudia las leyes del comportamiento de los fluidos, y ésta se divide básicamente en dos ramas que son: hidrostática, que estudia los fluidos en reposo, y la hidrodinámica que estudia los fluidos en movimiento.

Los fluidos son de gran interés para la técnica, y entre éstos los que más importancia tienen son el aire y el agua; el estudio del primero nos permite conocer más sobre aeronáutica, meteorología, aire acondicionado, control y transmisión neumática, etc.; el estudio del segundo nos permite conocer más acerca de canalizaciones, estaciones de bombeo, aprovechamiento de la energía hidráulica, etc.

Existen muchas maneras de aprovechar la energía hidráulica, existen máquinas en las cuales se transforma la energía de un fluido en energía mecánica, para producir, por ejemplo, mediante un generador acoplado, energía eléctrica. Dando así lugar al desarrollo de las turbinas.

Dentro de las turbinas están las llamadas turbinas hidráulicas, las cuales se caracterizan por aprovechar las caídas de agua para producir energía mecánica. Este sistema consta de dos partes principales, el distribuidor, que se encuentra fijo, y el rodete que es la parte móvil del sistema. La energía mecánica producida por la turbina, generalmente, es aprovechada por un generador eléctrico acoplado al eje de la misma.

Existen principalmente tres tipos de turbinas, la turbina Pelton, la turbina Francis y la turbina Kaplan, la primera es conocida como turbina de acción, mientras las restantes se conocen como de reacción, debido a la forma en la que se transmite la energía del fluido a la turbina.

Debido a esto se pensó diseñar y construir una turbina Pelton para uso de laboratorio, con la cual los conocimientos de turbomáquina principalmente sean altamente reforzados, ayudados de un modelo a escala y las ideas del expositor de la práctica.

Esta turbina aprovecha los grandes saltos de agua y bajos caudales para la generación de energía eléctrica. El agua alcanza a la rueda a través de un conducto que termina en un distribuidor en forma de embudo, por el que sale un chorro de agua a gran velocidad y presión atmosférica.

Toda la energía de presión, correspondiente a la caída, se transforma en energía cinética a la salida del embudo, que tiene forma cónica, con la convergencia hacia la salida y lo cual forma una tobera.

Para este proyecto, se realizará una turbina Pelton de eje horizontal, con una tobera, debido a su simplicidad de mantenimiento, inspección y facilidad para que el estudiante observe el intercambio de energía.

En el capítulo dos, referente a antecedentes, se hace una síntesis de los tipos de turbomáquinas motoras hidráulicas, así como una breve reseña histórica de éstas hasta llegar a las turbinas modernas.

En el capítulo tres, se hace hincapié en algunas definiciones importantes de recordar en todo análisis, en el cual intervenga la mecánica de fluidos, además de tratar los principios teóricos generales de las turbomáquinas hidráulicas.

En el capítulo cuatro, una de las partes más importantes en el presente trabajo, se calculan, en base a lo expuesto en los capítulos anteriores, las formas y dimensiones que deberá tener la turbina, así como las características especiales que deberán poseer cada una de sus partes.

En el capítulo cinco se presenta en forma desglosada el costo total por concepto de fabricación del proyecto objeto de ésta tesis.

En el capítulo seis se trata de una manera detallada la construcción, instalación y puesta en marcha de la turbina objeto de esta tesis. También se hacen comentarios sobre los contratiempos surgidos durante esta etapa.

2.1 DEFINICION DE TURBOMAQUINA

En la literatura existen varias definiciones de lo que es una turbomáquina, (4) (5) (6) (10) (11) (14) (18), de las cuales la que se considera más general es:

- "Turbomáquina son todos aquellos mecanismos en los que se intercambia energía con un fluido, que circula a través de ellos en forma continua, por la acción dinámica de una o más coronas de álabes móviles".(5)

Esta definición abarca también las turbomáquinas abiertas como son las hélices, molinos de viento y ventiladores, que afectan una cantidad infinita de fluido, por lo que hacemos uso de otra definición más exacta.

- "Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas".(10)

En base a estas definiciones se puede llegar a varias clasificaciones de las "máquinas de fluido" o turbomáquinas.

La primera de las clasificaciones que tomaremos en cuenta es la que parte de las máquinas de fluido:

- "Máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen generalmente energía mecánica en el eje".(10)

Por lo que las turbomáquinas representan una clase especial dentro de las máquinas de fluido, por tanto, según el principio de funcionamiento de las máquinas de fluido se clasifican en:

- "Turbomáquinas o máquinas de corriente o máquinas dinámicas"
- "Máquinas de desplazamiento positivo"(10)

Las turbomáquinas son aquellas en las cuales el intercambio de energía se debe al cambio del momento cinético del fluido a su paso por el rodete.

Las máquinas de desplazamiento positivo son aquellas máquinas en las cuales una cierta cantidad de fluido queda positivamente retenida a través de la máquina, experimentando cambios de presión y calor, sin la variación del momento cinético.

Una vez hecha esta clasificación pasaremos a clasificar los diferentes tipos de turbomáquinas existentes.

"Las turbomáquinas se pueden clasificar según la compresibilidad del fluido en: Hidráulicas y Térmicas".(10)

- Hidráulicas, si el fluido es incompresible.
- Térmicas, si el fluido es compresible.

"Si la clasificación es según el sentido del intercambio de energía, las turbomáquinas se dividen en: Motoras y Generadoras".(10)

- Motoras, el fluido cede energía.
- Generadoras, el fluido absorbe energía.

"Según la dirección del flujo las turbomáquinas se dividen en: Radiales, Diagonales y Axiales".(10)

- Radial, el fluido se mueve en un plano transversal al eje.
- Diagonal, el fluido se mueve con un vector velocidad con tres componentes.
- Axial, el fluido se mueve en el rodete de manera que la coordenada radial del vector desplazamiento permanece constante.

"Otra clasificación de las turbomáquinas es: según si absorben o producen potencia".(5)

- Absorben potencia y pueden ser de flujo axial radial o mixto.
- Producen potencia y pueden ser de flujo axial radial o mixto.

Una vez realizada esta clasificación pasaremos a definir las turbomáquinas motoras hidráulicas.

2.2 DIVISION DE LAS TURBOMAQUINAS MOTORAS HIDRAULICAS

Las turbomáquinas motoras hidráulicas se dividen en dos tipos, que son:

- "Ruedas Hidráulicas.- son aquellas turbomáquinas motoras en las cuales el agua entra y actúa únicamente en la parte de la circunferencia del rodete".
- "Turbinas Hidráulicas.- son aquellas turbomáquinas motoras en las cuales el agua entra y actúa en toda la circunferencia del rodete".(16)

Esta clasificación a su vez tiene subdivisiones, que toman en cuenta diferentes consideraciones tales como; la forma principal en que el agua acciona; según la dirección principal que cada partícula sigue por el rodete y muchas consideraciones más.

Tomando en cuenta todas las consideraciones antes mencionadas pasamos a una clasificación general de las turbomáquinas motoras hidráulicas.

Turbomáquinas Motoras Hidráulicas	Ruedas Hidráulicas	Comunes	De alimentación por arriba De alimentación por un costado De alimentación por abajo
		De Impulso	Radiales Centrifugas Centripetas
	De Reacción		Axiales
		Turbinas Hidráulicas	Francis
		Hélice (Variante Kaplan)	

2.2.1 RUEDAS HIDRAULICAS

En las ruedas hidráulicas comunes el agua proporciona energía debido a su energía potencial y/o cinética, generalmente llenando tubos o cajones que al ser desplazados por el agua proporcionan trabajo de flecha.

En el caso de las ruedas de reacción y de las turbinas el agua tiene una circulación constante a través de los canales curvos de que está provisto el rodete.

2.2.2 RUEDAS DE IMPULSO

Con el nombre de ruedas de impulso, generalmente se comprenden aquellas turbomáquinas motoras que están accionadas por un chorro de agua que sale por un chiflón y choca contra aspas o paletas de forma especial, que se encuentran fijos en la circunferencia del rodete. Las ruedas de impulso se clasifican según la dirección del agua al actuar sobre las aspas, lo cual puede ser según la dirección: radial, axial y tangencial.

Las ruedas de acción radial pueden ser centrífugas o centrípetas según el agua salga al exterior del rodete o bien se dirija hacia el centro.

- Rueda de Impulso Girard.- este tipo de rueda es centrífuga y consiste esencialmente en dos coronas planas y delgadas entre las cuales van unidas las aspas curvas, estando el conjunto fijo al eje o flecha. La alimentación se hace mediante un chiflón colocado dentro de la rueda. Pueden ponerse varios chiflones localizados simétricamente alrededor de la circunferencia.
- Ruedas de Impulso Radial.- en este tipo de turbomáquinas motoras, el rodete es horizontal y es accionado por un chiflón dirigido hacia abajo y con cierta inclinación, el chorro de agua se conserva a una distancia constante del eje. Este tipo de ruedas son semejantes en su accionar a una turbina térmica.
- Ruedas de Impulso Tangencial.- de este tipo de turbomáquinas motoras hidráulicas, existen diferentes ruedas que se han desarrollado; sin embargo, los cambios son en detalles y su principio de funcionamiento es el mismo. La rueda más comercial es la de tipo Pelton, que consiste esencialmente del rodete montado sobre la flecha que transmite la potencia recibida por uno o varios chiflones de agua, que entran en dirección tangencial sobre una serie de aspas elipsoidales de doble cazoluela, denominadas canchilonas, que están ubicadas en la periferia del rodete.

2.2.3 RUEDAS DE REACCION

En una turbina de reacción, una parte de la energía del fluido se convierte en energía cinética al pasar el fluido a través de los álabes directores (de posición ajustable), y el resto de la conversión se lleva a cabo en el rodete. Todos los ductos se llenan de líquido. En ambos lados de los álabes se tiene presión estática del fluido, por lo que no se efectúa trabajo. El trabajo desarrollado se debe enteramente a la conversión de energía cinética. (14)

2.2.4 TURBINAS

El hidráulico Combe, al idear una modificación a las ruedas de reacción, que consistió en aumentar el número de tubos curvos de salida para el agua hasta dejarlos contiguos uno al otro, dió origen a lo que actualmente se denomina una turbina.

El agua es llevada verticalmente hacia arriba mediante un tubo de conducción, independiente del rodete móvil que está formado por los canales curvos o álabes, que conducen el agua que los llena completamente, para después descargarla libremente en la periferia del rodete, a una velocidad absoluta baja.

El principio de funcionamiento de esta turbina es por el efecto de reacción del chorro de agua que sale.

La turbina Cadiat a diferencia de la Combe es alimentada por arriba, esto es, el tubo de alimentación queda sobre el rodete.

- Turbina Fourneyron.- la siguiente modificación que se les hizo a las turbinas fue ideada por el ingeniero francés Fourneyron, quien incluyó una corona de álabes directrices dentro del rodete móvil con el fin de que el agua tomara una dirección adecuada. Esto propició que la velocidad absoluta del agua, a la entrada del rodete móvil tuviera una componente en la dirección periférica, que incrementara la eficiencia de la turbina. Este tipo de turbina tiene el rodete móvil ahogado en el canal de desfogue, propiciando que la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete móvil disminuya. Propiamente se considera que ésta es la primera turbina moderna.
- Turbina Hensul-Jenval.- esta turbina se diseñó posteriormente, siendo la primera turbina vertical de flujo axial. Su principal importancia radicó en el empleo por primera vez, de un tubo de succión, una de cuyas ventajas, la principal, es aprovechar íntegramente la caída disponible aún cuando el rodete de la turbina esté colocado a un nivel superior al nivel del canal de desfogue.
- Turbina Francis.- ésta es una modificación de la turbina Fourneyron, haciendo que la admisión del agua fuera exterior, desarrollando una turbina radial centrífuga, también conocida como turbina remolino o vórtice. El escurrimiento del agua puede ser mixto, entrando el agua radialmente (hacia el eje de la turbina) y saliendo aproximadamente paralelo.

- Turbina Kaplan. - para pequeñas alturas fue ideada la turbina de hélice, esta turbina conserva la corona directriz de la turbina Francis, pero el agua al salir de estos álabes directrices se encuentra libre y con un rodete en forma de hélice en donde cambia su dirección a 90 grados de modo que es descargada en dirección axial.

2.2.5 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS

"Las turbinas se clasifican de acuerdo a:

- Acción del agua
 - Impulso
 - Reacción
- Dirección del flujo
 - Radial hacia adentro
 - Radial hacia afuera
 - Axial o paralelo
 - Mixto (radial hacia adentro y axial)
- Posición del eje
 - Vertical
 - Horizontal"(4)

2.3 CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO. LA TURBINA PELTON

"Las turbinas de impulso o acción tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido, no existe pues, gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina.(6)

Entre las turbinas hidráulicas de este tipo la más representativa y por así decir, casi la única, es la Pelton, aunque también se podría mencionar la Michell-Ossberger de chorro cruzado, pero está poco generalizada y su empleo se halla limitado a muy pequeños aprovechamientos (25 a 2000 l/seg y saltos de 12 a 15 metros).

La turbina Pelton debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829 - 1908), quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía

cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diversas formas de álabes hasta alcanzar una patente de rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.

En la turbina Pelton actual, la energía cinética del agua en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo en conjunto, el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

El álabe tiene la forma de doble cuchara, con una arista diametral sobre la que incide el agua, produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, buscando un equilibrio dinámico de la máquina en esa dirección.

Por ser el ataque del agua en sentido tangencial a la rueda, se le denomina también turbina "tangencial". Por tener el fluido un recorrido axial a su paso por el álabe, se clasifica también entre las máquinas de tipo axial.

La turbina Pelton tiene gran aplicación en aquellos aprovechamientos hidráulicos donde la ponderación de la carga es importante respecto al caudal. La velocidad específica es baja, entre 10 y 80 en el sistema métrico y entre 2 y 12 en el sistema inglés aproximadamente, siendo preferibles valores centrales entre estos límites por razones de rendimiento, el cual es del orden del 80% y se conserva bastante bien a carga parcial.

Entre las turbinas Pelton más grandes instaladas pueden nombrarse las Mont-Cenis (Alpes Franceses) de 27200 HP cada una bajo 870m de carga.

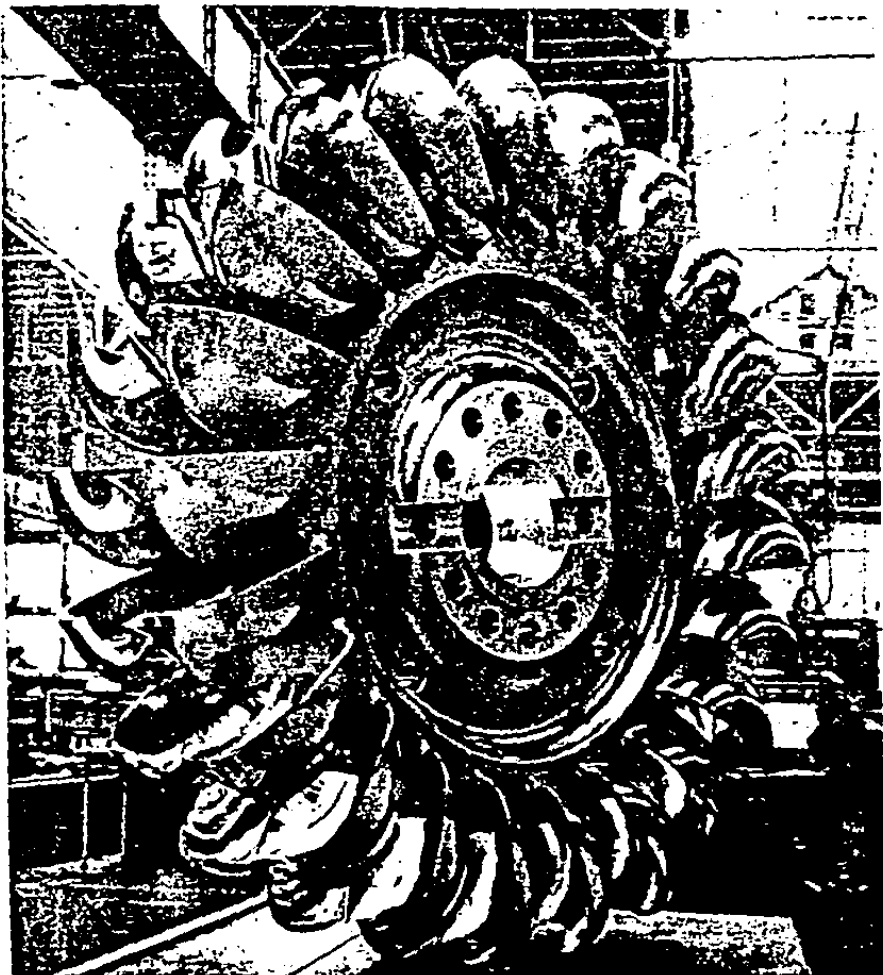
2.4 TURBINAS PELTON DE EJE HORIZONTAL Y DE EJE VERTICAL

La clasificación más general que puede hacerse de las turbinas Pelton es en los tipos de eje, y ésta puede ser horizontal o vertical. Existen otras divisiones que toman en cuenta el número de inyectores por rueda o el número de rotores montados en un mismo eje.

En la de eje horizontal el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o a dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. La rueda queda sin embargo, más accesible para su inspección, lo mismo que los inyectores, con lo que la reparación de averías pequeñas y desgastes por erosión pueden efectuarse sin desmontar la turbina.

Encuentra aplicación este sistema de montaje, en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva.

Con el eje horizontal es posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas.



Acete turbina Felton

Figura 2.1

Página 12

Con la disposición de eje 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 8), se puede así incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad.

Se acorta la longitud del eje turbina-generador, se disminuyen las excavaciones, se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro, se reduce el peso de la turbina por unidad de potencia.

Todo esto viene dando lugar a que encuentre más partidarios la disposición en vertical, a pesar de la preferencia que siempre tuvo la instalación horizontal.

Es importante notar, que con la disposición de eje vertical, la inspección y las reparaciones se hacen más difíciles, por lo que conviene reservar esta disposición para aquellos casos en que se tengan aguas limpias que no produzcan gran efecto abrasivo sobre los álabes e inyectores, tanto más, que los álabes en este caso, están ya sometidos a una acción más repetida del agua, al existir mayor número de chorros por rueda.

2.5 RENDIMIENTOS

Los rendimientos de las primeras turbinas hidráulicas no pasaban de 70% (Jonual) y 80% para las del tipo de acción. Posteriormente, con el avance que dió la turbina de tipo Girard el rendimiento aumentó al 80%.

El rendimiento de la turbina Francis se consideraba entre 86% y 87% aunque los últimos avances en cuanto a materiales y construcción han provocado un aumento en la eficiencia de 93% y 94%. La turbina Kaplan se encuentra en rangos semejantes a los de la turbina Francis.

La turbina Pelton se encontraba en un orden del 80% en rendimiento, pero actualmente su rendimiento es de 90%.

3.1 PRINCIPIOS DE LA DINAMICA DE FLUIDOS

Para el estudio de este capítulo se recomienda tener presentes los conceptos de la mecánica de fluidos. (8) (10) (11) (14)

En el desarrollo de este capítulo, a menos que se especifique lo contrario, las fórmulas que se traten son tomadas del texto del Ing. Manuel Polo Encinas. (8)

Para definir los álabes del distribuidor y los del rotor de una turbina a reacción, se debe trazar la red de flujo en la zona del distribuidor y en el espacio comprendido entre éste y el rodete móvil, espacio pequeño en la turbina Francis pura, pero más grande en la Francis mixta y sobre todo muy notable en las turbinas de tipo axial, como la Kaplan, donde la zona de vórtices libres entre el distribuidor y el rotor es de grandes dimensiones.

Suponiendo un fluido ideal, la velocidad meridiana en un tubo de corriente elemental, viene dada, según la teoría del movimiento potencial, por:

$$V_m = \Delta \Psi / \Delta S_r$$

esto es, la variación que tiene la función potencial a lo largo de la meridiana. Esta velocidad meridiana permite el cálculo del gasto del ducto. En efecto, para un tubo de corriente elemental formado por dos superficies de revolución coaxiales definidas por las meridianas (dos embudos con el mismo eje), cuyo radio promedio es R y cuya área de paso es una corona de superficie normal a la velocidad meridiana, el gasto vendrá dado por:

$$\Delta Q = 2\pi R \Delta S_v \frac{\Delta \psi}{\Delta S_v}$$

Como este gasto, por hipótesis, es el mismo en todos los tubos de corriente y es además constante ($\Delta Q = \text{cte}$) en flujo estable, entre dos líneas equipotenciales ($\Delta \psi = \text{cte}$), el trazado de la red de flujo deberá cumplir la condición:

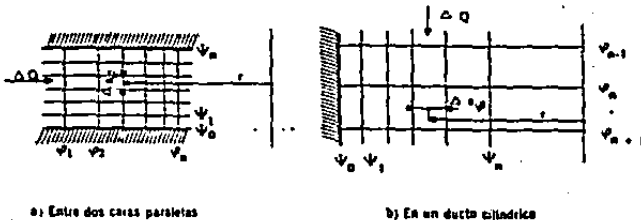
$$R = \frac{\Delta S_v}{\Delta S_v} = \text{cte}$$

ésto es, la relación de distancias entre meridianas, al espacio entre equipotenciales, por la distancia al eje de giro, es constante, tratándose, como ya se apuntó, de un caso general de flujo giratorio en ducto cerrado.

Si el ducto es rectilíneo, como es el caso que se representa en la figura 3.1, las líneas de flujo y los equipotenciales son rectos. La ley que regirá entonces a la red de flujo, entre dos equipotenciales, será:

$$R \Delta S_v = \text{cte}$$

ya que $\Delta S_v = \text{cte}$, entre dos equipotenciales consecutivas.



Red de flujo en un ducto rectilíneo con eje de revolución.

Figura 3.1

En este caso, las líneas equipotenciales son también de igual velocidad o de equivelocidad.

Este flujo se produce entre las dos caras paralelas del distribuidor de una turbina hidráulica a reacción, en la parte cilíndrica de las turbinas axiales y en la misma zona en los difusores.

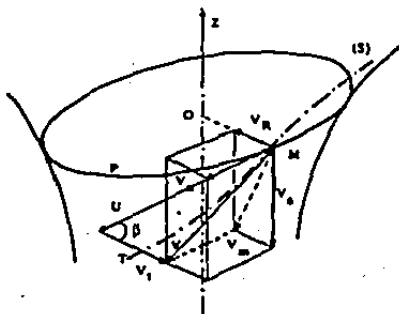
Entre dos líneas de corriente se tiene $\Delta S_v = \text{cte}$, quedando como condición:

$$R / \Delta S_v = \text{cte}$$

Para las condiciones de diseño, los contornos de los álabes deben definir tubos de corriente.

3.2 COMPONENTES DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA

En las turbinas de reacción, las trayectorias, al menos en el distribuidor, en el entrehierro y en el rodete móvil, se inscriben sobre superficies de revolución cuyo eje es el de rotación de la máquina. Considerando el caso más general de una superficie de revolución S (figura 3.2) sobre la que se ha dibujado la trayectoria T de una partícula de fluido, el vector velocidad absoluta C de la misma partícula en un punto M , tangente a la trayectoria en ese punto, se puede descomponer en tres componentes espaciales convenientes; una V_u según la tangente al paralelo o componente giratoria; otra V_a paralela al eje o componente axial y otra w según el radio OM o componente radial.



Componentes de la velocidad absoluta.

Figura 3.2

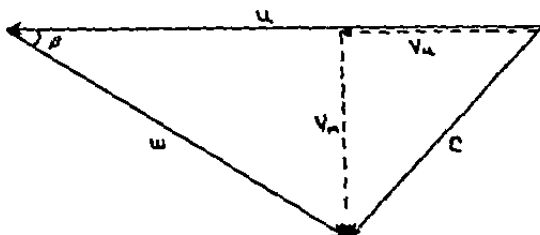
Las componentes axial y radial tienen como resultante la velocidad meridiana V_m , en el plano meridiano ZOM. La componente giratoria o tangente V_u , como veremos, califica la transferencia energética, y la componente meridiana condiciona el gasto, por lo que son dos componentes importantes. Conviene así mismo hacer notar que estas dos componentes V_u y V_m definen el plano tangente en M a la superficie de revolución, cuya resultante es la velocidad absoluta C contenida en el mismo plano tangente.

En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial de los álabes, velocidad periférica, velocidad de arrastre o velocidad base que se expresa por U , cuyo vector tiene una dirección tangente al paralelo P en el punto considerado M. La velocidad relativa w del fluido respecto al álabe se puede pues definir, por medio de la ecuación vectorial que liga la velocidad absoluta del fluido V con la velocidad base U o periférica del rotor a la distancia OM y con la relativa, según los principios generales de la dinámica, esta ecuación queda como sigue:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{w}$$

cuyo diagrama vectorial viene materializado por el triángulo de velocidades contenido en el plano tangente en M a la superficie de revolución (figura 3.3), donde también se hallan las velocidades meridiana y tangencial del fluido. El triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor juega siempre un papel importante en el estudio de las turbomáquinas.

Para las condiciones de diseño los contornos del álabe son líneas de corriente, siendo la velocidad relativa del fluido tangente al álabe. El ángulo que forma esta velocidad relativa (w) con la dirección de la velocidad de arrastre (U), se llama ángulo del álabe y se representa generalmente por la letra β .



Triángulo de velocidades.

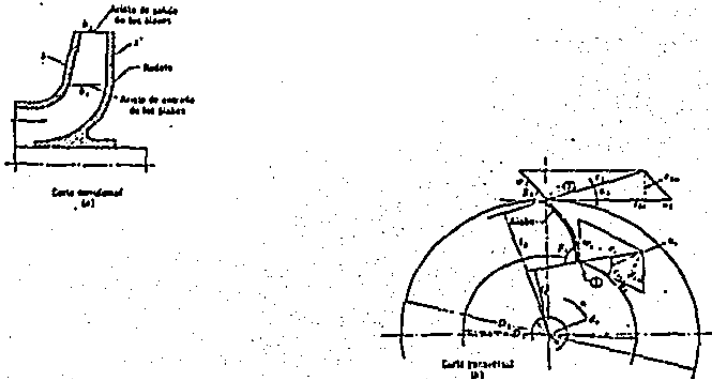
Figura 3.3

3.3 ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS O ECUACION DE EULER

"La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas como de las turbomáquinas térmicas. Constituye pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas".(1)

3.3.1 PLANOS DE REPRESENTACION DE UNA TURBOMAQUINA

Los dos planos de representación de una turbomáquina, son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal. Para una bomba radial estos planos están representados por la figura 3.4.



Rodete de una bomba centrífuga (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este dibujo se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida.

Figura 3.4

En la figura (a) se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional por que en él se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anterior y posterior del rodete (s y s' en la figura). En este corte se ven también las aristas de entrada y salida de los álabes, los cuales imparten (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido. Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del rodete a la entrada b_1 y a la salida b_2 de los álabes se acotan también en este plano.

En la figura (b) se representa el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabes del rodete en su verdadera forma, el álabes es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los diámetros de entrada y salida de los álabes D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje d_c .

3.3.2 ECUACION DE EULER

La ecuación de Euler no será deducida dentro de este trabajo por lo que si se desea ver su deducción se recomienda consultar (8) y (11).

Mencionado lo anterior pasaremos a la primera forma de la ecuación de Euler:

$$Y_u = u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

(Ecuación de Euler para bombas, ventiladores y turbocompresores)

Las bombas, ventiladores y compresores, son máquinas generadoras; es decir, el rodete imparte energía al fluido.

Para las máquinas motoras, es decir, en aquellas máquinas que el fluido imparte energía al rodete, se tiene:

$$Y_u = u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u} \quad (\text{Ec. 3.1a})$$

(Ecuación de Euler para turbinas hidráulicas, de vapor y de gas)

Sin embargo, en ambos casos, Y_u será la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido. Por tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras, se tendrá:

La primera forma de la ecuación de Euler

$$Y_u = \pm (u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u}) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura, y así lo haremos nosotros; de la misma manera hemos utilizado en hidrodinámica la ecuación de Bernoulli en la forma de la ecuación:

$$H = \frac{P}{\rho g} + Z + \frac{V^2}{2g}$$

con preferencia a la expresión energética de la ecuación,

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 g + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 g + \frac{V_2^2}{2}$$

En las máquinas hidráulicas, la altura es una variable de gran significado físico; la altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba, etc.

De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y \text{ (m}^2/\text{s}^2) = g \text{ (m/s}^2) H \text{ (m)} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Por tanto, dividiendo los dos términos de la ecuación 3.2 por g se tendrá:

La primera forma de la ecuación de Euler de alturas

$$H_u = \pm (u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u}) / g \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Notas a la ecuación de Euler:

- * Así como la ecuación de Bernoulli es la ecuación fundamental de la hidrodinámica, la ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas.
- * La altura H_u de la ecuación 3.4 en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también altura hidráulica.

* Yu (Hu) representa:

- En las bombas, ventiladores y compresores (turbomáquinas generadoras); la energía (altura) teórica comunicada al fluido.
- En las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas (turbomáquinas motoras), la energía (altura) útil aprovechada por el rodete.
- En todas las turbomáquinas, la energía (altura) intercambiada en el rodete.

* En el diseño de las turbomáquinas a la altura expresada por la ecuación 3.4 en la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de álabes se denomina Hu_{∞} , y a la altura intercambiada en un rodete con número finito de álabes se denomina Hu . En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, no así en las bombas.

3.3.3 SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER

De las ecuaciones vectoriales $\bar{W}_1 = \bar{C}_1 - \bar{u}_1$ y $\bar{C}_2 = \bar{W}_2 + \bar{u}_2$ se representan mediante dos triángulos llamados de entrada y salida (figura 3.5)



Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba o ventilador con la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades, comúnmente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

Figura 3.5

donde:

- u_1 .- velocidad absoluta del álabe a la entrada.
- C_1 .- velocidad absoluta del fluido a la entrada.
- W_1 .- velocidad relativa a la entrada.
- C_{1m} .- componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.
- C_{1u} .- componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.
- α_1 .- ángulo que forman las dos velocidades C_1 y u_1 .

β_1 - ángulo que forman W_1 con $(-u_1)$. Nótese que el ángulo que forman W_1 con $+u_1$, es el suplementario del β_1 .

y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

Del triángulo de entrada, se deduce trigonométricamente que:

$$W_1^2 = u_1^2 + C_1^2 - 2 u_1 C_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + C_1^2 - 2 u_1 C_{1u}$$

$$u_1 C_{1u} = (u_1^2 + C_1^2 - W_1^2)/2 \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Así mismo, del triángulo de salida se deduce que:

$$u_2 C_{2u} = (u_2^2 + C_2^2 - W_2^2)/2 \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Llevando la ecuación 3.2 los valores de $u_1 C_{1u}$ y $u_2 C_{2u}$ de las ecuaciones 3.5 y 3.6 y ordenando los términos, tenemos:

Segunda forma de la ecuación de Euler

$$Y_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \right) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Así mismo, dividiendo por g ambos miembros de la ecuación 7 tendremos:

Segunda forma de la ecuación de Euler en alturas

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \right) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, sin tener en cuenta las pérdidas en el mismo, se tendrá:

$$H_u = \pm \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} + Z_1 - Z_2 + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \right)$$

Por otra parte, según la ecuación 3.7:

El término $\pm(C_1^2 - C_2^2)/2g$ es evidentemente la altura dinámica que da el fluido al rodete (turbinas hidráulicas) o el rodete al fluido (bombas y ventiladores).

Por tanto, los dos primeros términos del segundo miembro de la ecuación 3.8 serán la altura de presión del rodete. Es decir:

Altura de presión del rodete

$$H_p = \pm \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right)$$

Altura dinámica del rodete

$$H_d = \pm \left(\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \right)$$

En todas las ecuaciones anteriores, tenemos que el signo (+) es para turbinas, y el signo (-) es para bombas.

3.4 GRADO DE REACCION

La porción relativa de energía transferida por cambio en la carga dinámica o en la carga estática es un factor importante en la clasificación de las turbomáquinas y en las características de diseño de éstas según las diversas aplicaciones. Se llama grado de reacción o más simplemente reacción, a la relación de la carga estática a la carga total transferida. Se ha visto que:

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_c} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

y que:

$$E_{(d)} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_c} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$E_{(e)} = \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

El grado de reacción es por definición:

$$G_R = \frac{E_{(turbomáq)}}{E} = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c}}{\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_c} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c}} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

$$G_R = \frac{u_2^2 - u_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{V_2^2 - V_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Una turbomáquina de reacción se caracteriza pues, por producir un gradiente de presión entre la entrada y la salida del rotor, debe trabajar en un ducto cerrado.

La reacción generalmente tiene valores entre cero y uno, pero puede tener valores superiores a la unidad en algún caso, como en los compresores axiales de varios pasos. Puede tener un valor cero, como en las máquinas de impulso (la turbina Pelton por ejemplo), en las que $\Delta P = 0$.

En turbinas axiales de vapor el grado de reacción llega a tener valores positivos, negativos y nulos en la misma máquina, según los diferentes rodetes de la misma.

3.5 LEYES DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS

El concepto de similitud aplicado a las turbomáquinas encuentra su sentido en los coeficientes de funcionamiento que tienen su origen en las leyes de funcionamiento.

Entre las variables fundamentales que rigen la dinámica del fluido en la turbomáquina se establecen relaciones o leyes que vinculan las características de una unidad con otras que operan a diferente velocidad o que son de distinto tamaño.

Las variables que rigen la mecánica de un fluido en una turbomáquina, se pueden reducir a las nueve de la función implícita siguiente:

$$f(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E) = 0 \quad (\text{Ec. 3.14})$$

En donde:

- Q - caudal o gasto volumétrico
- H - carga efectiva actuando sobre la máquina
- P - potencia transferida
- M - par o momento
- N - revoluciones del rotor por unidad de tiempo
- D - diámetro de referencia o dimensión característica
- C - masa específica
- μ - viscosidad absoluta del fluido
- E_v - elasticidad del fluido

RELACION DE LOS PARAMETROS "DATOS" CON LOS DE "DISEÑO"

	Para una unidad dada <i>N = variable</i> <i>D = cte.</i>	Para una serie de unidades similares <i>D = variable</i> <i>N = cte.</i>
Capacidad o gasto	$Q \propto N$	$Q \propto D^3$
Carga	$H \propto N^2$	$H \propto D^2$
Potencia	$P \propto N^3$	$P \propto D^5$
Par o momento	$M \propto N^2$	$M \propto D^4$

Tabla 3.1

La relación de proporcionalidad de Q con N y con D se obtiene de la ecuación de continuidad; la relación de H con N y con D se deduce de la ecuación de Euler o de la ecuación de las componentes energéticas, la proporción de P con N y con D se obtiene de la expresión $P = \rho Q H$; la de M con N y D se obtiene de la relación $M = P/\omega = P/2\pi N$. Por medio de análisis dimensional se pueden confirmar las proporcionalidades entre estas seis variables fundamentales que rigen a las turbomáquinas.

De las seis variables arriba descritas, las más trascendentes son Q y H, esto es, el caudal y la carga. La ponderación de una u otra sobre el valor de la potencia, es principio básico para definir las características de una bomba o turbina.

A los valores de Q, H y P se ajustan la velocidad y el tamaño, que según se observa, guardan con la potencia la relación siguiente:

$$P \propto N^3 D^5 \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Los constructores juegan particularmente con estas variables, N y D, del diseño. Para un valor determinado de la potencia se puede reducir el tamaño a expensas de aumentar la velocidad de giro. Pero también ésta se halla limitada por las condiciones de cavitación en bombas y turbinas hidráulicas y por el peligro de vibraciones en compresores, turbinas de gas y de vapor. Más conveniente resulta incrementar la potencia a expensas del tamaño, ya que aquella crece proporcionalmente a la quinta potencia del diámetro. El progreso de la mecánica de fluidos y de la tecnología están permitiendo el desarrollo de unidades de gran potencia, en tamaños de máquinas relativamente reducidas. Cada día son menores el peso y el volumen por caballo de potencia.

3.6 COEFICIENTES DE FUNCIONAMIENTO

Si la variación de N y D es simultánea, de las leyes de funcionamiento se tiene:

$$\begin{aligned}
 Q &\propto N D^3 \\
 H &\propto N^4 D^2 \\
 P &\propto N^5 D^5 \\
 M &\propto N^3 D^6
 \end{aligned}
 \tag{Ecs. 3.16}$$

Introduciendo las cantidades que hacen congruentes estas relaciones, se obtienen los coeficientes de funcionamiento adimensionales siguientes:

Coficiente de capacidad o gasto

$$C_Q = Q/N D^3$$

Coficiente de carga

$$C_H = H g/N^4 D^2$$

(Ecs. 3.17)

Coficiente de potencia

$$C_P = P g^{3/5}/N^3 D^5$$

Coficiente del par o momento

$$C_M = M g^{2/3}/N^3 D^6$$

En las ecuaciones 3.17 se han incluido γ y g , para hacer dimensionales los coeficientes y que éstos puedan encontrar aplicación en las operaciones de similitud. El coeficiente C_a , tendrá sentido en la similitud geométrica y cinemática. Los coeficientes C_M , C_p y C_H , en los casos de similitud dinámica. La ponderación de las variables Q y H en el valor de la potencia, pueden ofrecer una orientación sobre el criterio a seguir en la aplicación del coeficiente que se considera más representativo, aunque desde luego, el parámetro más significativo es la velocidad específica.

Estos coeficientes pueden también obtenerse por análisis dimensional como soluciones π . También la experiencia confirma la veracidad y utilidad de los mismos.

3.7 VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica es, sin duda alguna, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo el caudal y la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variable cinemática que sigue en importancia.

La expresión que da la velocidad específica, se obtiene eliminando la variable geométrica D , de las ecuaciones 3.17 que definen los coeficientes de funcionamiento. Siendo éstos dimensionales, el grupo que resulte también será dimensional. La forma adimensional no suele usarse, pero de ella se saca la forma práctica de la velocidad específica, que tanta importancia tiene en las turbomáquinas.

Elevando a un medio, la expresión C_a y elevando a tres cuartos la expresión C_M y dividiendo ordenadamente, se elimina D y se tiene un parámetro adimensional N_{sal} , llamado velocidad específica, o sea:

$$N_{sal1} = \frac{C_a^{1/2}}{C_M^{3/4}} = \frac{\left(\frac{Q}{ND^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{Hg}{N^2D^4}\right)^{3/4}} = \frac{NQ^{1/2}}{g^{3/4}H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Si ahora se elimina D , elevando la expresión de C_p a un medio y la de C_M a cinco cuartos, resulta otra velocidad específica también adimensional N_{sal2} , o sea:

$$N_{sal2} = \frac{C_p^{1/2}}{C_M^{5/4}} = \frac{\left(\frac{Pg_c}{\gamma N^3 D^5}\right)^{1/2}}{\left(\frac{Ng}{N^2 D^4}\right)^{5/4}} = \frac{NP^{1/2}}{\gamma^{1/2} g^{5/4} H^{5/4}} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

El nombre de velocidad específica, deriva de que para valores unitarios de Q, H y P, la N_{sp} es proporcional a N.

La práctica, (8), ha consagrado unos valores de la velocidad específica, no adimensionales, resultantes de medir las variables Q, H, P y N en unidades prácticas o industriales. Así, en el sistema métrico, Q se expresa en (l/seg), H en (m), P en caballos (CV) y N en (rpm). En el sistema inglés, Q se mide en (gpm), H en (ft), P en (HP) y N en (rpm).

En las turbinas, la velocidad específica práctica se deduce de la ecuación 3.19 y tiene la forma:

Para turbinas en sistema métrico

$$N_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{\text{rpm } C V^{1/2}}{m^{5/4}} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Para turbinas en sistema inglés

$$N_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{\text{rpm } H P^{1/2}}{ft^{5/4}} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

Resulta práctico conocer la relación que guardan los valores de estas velocidades específicas en los dos sistemas. Para ello sólo basta tener en cuenta los factores de equivalencia de unidades, resultando:

$$n_t / N_s = 4.44 \quad (\text{para turbinas}) \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Para las bombas, la velocidad específica práctica, en el sistema métrico, se deduce también de la ecuación 3.19, pero traducido a valores de N, H y Q en lugar de N, H y P. Para ello conviene tener en cuenta que la potencia en caballos (CV) en el sistema métrico es igual a QH/75, al expresar Q en (l/seg) y H en (m), ya que $\gamma = 1\text{kg/l}$, para el agua. La velocidad específica práctica para bombas, en el sistema métrico tiene la forma:

$$n_s = \frac{N \left(\frac{QH}{75} \right)^{1/2}}{H^{5/4}} = \left(\frac{1}{75} \right)^{1/2} \frac{NQ^{1/2}}{H^{5/4}} = 0.1155 \frac{\text{rpm} (l/s)^{1/2}}{m^{5/4}} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

En el sistema inglés, la velocidad específica práctica para bombas, se deduce de la ecuación 3.18 y tiene la forma:

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{\text{rpm} (gpm)^{1/2}}{ft^{5/4}} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

La relación entre éstos dos valores en los dos sistemas se obtiene fácilmente, teniendo en cuenta los factores de consideración de unidades, resultando:

$$n_s/N_s = 0.0707 \quad (\text{para bombas})$$

(Ecs. 3.25)

$$N_s/n = 14.14 \quad (\text{para bombas})$$

3.8 RELACION DE COMBE - RATEAU. COEFICIENTES DE VELOCIDADES

La relación de Combe - Rateau, caracteriza la similitud de dos flujos ideales, en ductos cerrados, por medio de las velocidades y las cargas. Las turbomáquinas de reacción trabajan en ductos cerrados, y por tanto puede ser aplicable a la relación si no hay gran desviación de las condiciones de flujo ideal. También encuentra aplicación en las toberas de las turbinas de impulso.

Consideremos dos flujos en dos ductos cerrados a y b, y en ellos, dos puntos homólogos en instantes homólogos. La energía o carga total es la misma en cualquier punto, según el teorema de Bernoulli, pudiéndose escribir la relación:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{\frac{V_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma_a} + z_a}{\frac{V_b^2}{2g} + \frac{P_b}{\gamma_b} + z_b}$$

Expresando H en (ft) y γ en (lb/ft).

Como todos los términos de esta relación tienen la misma dimensión (longitud), la relación entre cualesquiera de ellos será adimensional, pudiéndose escribir la proporción:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{V_a^2}{V_b^2}$$

o como más comúnmente se define esta relación, denominada de Combe - Rateau:

$$\frac{V_a}{V_b} = \sqrt{\frac{H_a}{H_b}} \quad (\text{Ec. 3.26})$$

como expresión de similitud entre los dos sistemas a y b, bajo la forma de un coeficiente adimensional (coeficiente de velocidad), se puede poner:

Coeficiente de velocidad

$$\left(\frac{V}{\sqrt{2gH}} \right)_a = \left(\frac{V}{\sqrt{2gH}} \right)_b \quad (\text{Ec. 3.27})$$

denominándose $\sqrt{2gH}$ velocidad unitaria.

Esta relación de similitud con las variables V y H permite definir unos parámetros importantes en el diseño de las turbomáquinas; son los llamados coeficientes de velocidad, cuya forma específica, depende de la velocidad que califica el coeficiente. Los más significativos son:

- * Coeficiente de la velocidad de arrastre o periférica, calificado por la velocidad de arrastre U_a y que se designa por la letra griega Φ . Esto es,

$$\Phi = \frac{U_a}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Este coeficiente Φ se puede expresar fácilmente en función del coeficiente de carga C , así:

$$\Phi = \frac{U_a}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi ND}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{N^2 D^2}{gH}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{1}{C_H}} = \frac{2.22}{\sqrt{C_H}} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Se puede decir que el coeficiente Φ califica la velocidad y el tamaño en función de la carga, lo mismo que el coeficiente de carga C_H . Es útil en el diseño, ya que $\Phi = f(H, N, D)$.

Como puede observarse, este coeficiente de velocidad Φ será menor en las máquinas de carga alta, como la turbina Pelton, donde vale aproximadamente 0.47, mientras que en las máquinas de carga reducida como en la turbina Kaplan, vale alrededor de 2.5. A las primeras se les llama máquinas lentas, y a las segundas máquinas rápidas.

- * Coeficiente de la velocidad de paso, calificado por la componente de la velocidad absoluta, que cuantifica el gasto a través del rotor. Esto es, la velocidad radial en máquinas radiales, y la velocidad axial en máquinas axiales. Resultan así los coeficientes ψ_r y ψ_a respectivamente.

$$\psi_r = \frac{V_r}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

$$\psi_a = \frac{V_a}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

En máquinas con flujos rotatorios se puede generalizar este coeficiente por medio de la velocidad meridiana, que es la que condiciona el gasto, no sólo al paso del fluido por el rotor, sino también en otras zonas de la máquina. Se tiene así:

$$\psi_m = \frac{V_m}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

* Coeficiente de tobera o de la velocidad absoluta de inyección o del chorro. El nombre está indicando la velocidad que califica a este coeficiente, de gran interés en las turbinas de impulso, en las que se aprovecha la energía cinética generada en una tobera a la entrada de la máquina. Se designa por C_v y tiene la forma:

$$C_v = \frac{V}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Como ya se dijo, se llama velocidad unitaria, a $\sqrt{2gH}$, con lo que cada coeficiente viene significando una velocidad específica que caracteriza la preponderancia de un determinado factor. Por ejemplo, ψ representa una velocidad circunferencial específica que caracteriza la preponderancia de la carga. El coeficiente ψ significa una velocidad de paso específica. El coeficiente C_v vendrá a ser una velocidad del chorro específica.

3.9 CARGA TEORICA Y CARGA NETA. RENDIMIENTOS

Sólo en condiciones ideales, toda la energía cedida por el fluido a su paso por la máquina, puede ser tomada por los álabes en una turbina, o viceversa. La energía de los álabes puede ser comunicada al fluido en una bomba. En condiciones reales siempre hay una diferencia entre estas dos energías, diferencia que cuantifica las pérdidas hidráulicas en la máquina, por fricción, choques, turbulencias, etc.

Se llama carga teórica H a la energía teóricamente transferida entre fluido y álabes, o sea:

Para turbinas

$$H = \frac{1}{g} (u_1 V_{u1} - u_2 V_{u2}) = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{V_n^2 - V_t^2}{2g} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

Para bombas

$$H = \frac{1}{g} (u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1}) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{V_n^2 - V_t^2}{2g} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

Y se llama carga neta H_n al gradiente de carga dinámica entre la entrada y la salida de la máquina. Para una turbina hidráulica, entre la entrada al caracol y la salida del tubo de desfogue. Para una bomba, entre la entrada a la carcasa y la salida de la voluta. Así pues:

Para turbinas

$$H_n = H_c - H_s = \frac{V_c^2 - V_s^2}{2g} + \frac{P_c - P_s}{\gamma} + (Z_c - Z_s) \quad (\text{Ec. 3.36})$$

Para bombas

$$H_n = H_s - H_c = \frac{V_s^2 - V_c^2}{2g} + \frac{P_s - P_c}{\gamma} + (Z_s - Z_c) \quad (\text{Ec. 3.37})$$

La carga neta H_n se llama también, particularmente en las bombas, "Altura manométrica" H_m .

Si se representan por H_p las pérdidas hidráulicas antes señaladas, entre la entrada y la salida, se tiene:

Para turbinas

$$H_n = H + H_p \quad (\text{Ec. 3.38})$$

Para bombas

$$H_n = H - H_p \quad (\text{Ec. 39})$$

Rendimientos; se definen varios rendimientos que son:

- * Rendimiento hidráulico o manométrico, que muestra precisamente la relación existente entre la carga neta y la carga teórica, así:

Para turbinas

$$\eta_n = \frac{H}{H_n} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Para bombas

$$\eta_n = \frac{H_n}{H} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

Este rendimiento es muy importante ya que caracteriza la capacidad de la máquina para intercambiar energía con el fluido.

- * Rendimiento volumétrico: no todo fluido que entra en la máquina está en la posibilidad de intercambiar energía con los álabes del rotor; parte del mismo se fuga por los sellos, estoperos o retenes, antes de tener esa oportunidad, decidiéndose así un rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q}$$

(Ec. 3.42)

en donde Q significa el gasto volumétrico que entra en la máquina y q las fugas expresadas en la misma unidad de volumen. Este rendimiento es muy alto en las máquinas modernas (próximo al 100%), pues hoy en día existen buenos materiales para sellos, que soportan bien la acción abrasiva que se produce entre los elementos de la máquina en movimiento y las partes fijas. Pero en algunos casos se propicia una ligera fuga (lacrimo), que evita la resequedad del sello y mejora las condiciones de deslizamiento. Es frecuente en las máquinas hidráulicas.

- * Rendimiento mecánico, que tiene cuenta de las pérdidas por rozamiento mecánico en chumaceras, cojinetes y órganos de regulación. Se representa por η_m . Su valor es difícil de precisar y generalmente se calcula en forma indirecta a través de los otros rendimientos que se están considerando.
- * Rendimiento global o rendimiento energético total, que es la relación entre la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida o tomada por el fluido.

Para turbinas

$$\eta = \frac{P_{(electr)} }{\gamma H_m Q} \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Para bombas

$$\eta = \frac{\gamma H_m Q}{P_{(electr)}} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

Desde luego:

$$\eta = \eta_n \eta_v \eta_m \quad (\text{Ec. 3.45})$$

Según Wislicenus, (8), el rendimiento hidráulico puede obtenerse aproximadamente de la expresión empírica siguiente:

$$1 - \eta_n = K(1 - \eta) \quad (\text{Ec. 3.46})$$

en la que K representa una constante con valor aproximado de dos tercios para máquinas de velocidad específica media y baja.

3.10 VELOCIDAD SINCRONA

Generalmente las turbinas hidráulicas se emplean para mover generadores eléctricos síncronos, a los que se acoplan rígidamente sobre un mismo eje. La velocidad de giro la determinan las condiciones hidráulicas, de acuerdo con la carga y caudal, pero es preciso hacer el reajuste final, teniendo en cuenta ciertas condiciones eléctricas. El generador síncrono es una máquina de corriente alterna excitada por corriente directa, existiendo una relación constante entre la frecuencia de la corriente y la velocidad de giro de la máquina, que da el número de pares de polos del rotor. Así, si el rotor de un generador tiene "p" pares de polos

(o sea 2p polos). N es el número de revoluciones por minuto a que gira el rotor y f es la frecuencia de la corriente en ciclos por segundo, se tiene:

$$p = \frac{f}{N/60}$$

En efecto, cada bobina del estator será cortada pN/60 veces por segundo por el flujo de cada par de polos, produciéndose en el estator una corriente de frecuencia:

$$f = pN/60 \text{ (ciclos/seg)}$$

$$N = 60f/p \text{ (rpm)} \quad (\text{Ec. 3.47})$$

El número de pares de polos suele variar de uno a cincuenta, o sea de dos a cien polos. Según esto, para $f = 60$ ciclos/seg, la velocidad máxima de rotación del generador será de 3600 rpm, ya que el número mínimo de polos que se pueden tener son dos, o sea un par. Esta es la velocidad usual de las turbinas de vapor. Las turbinas hidráulicas giran a velocidades más bajas, tanto más si la máquina es grande, variando entre 72 y 600 rpm aproximadamente en las máquinas modernas. Como puede verse para f constante, p está en razón inversa de N. Por razones constructivas el número de polos suele ser múltiplo de cuatro.

3.11 FACTORES DE PERDIDA DE ENERGIA

Como causas principales de pérdida de energía pueden citarse las siguiente:

- * Pérdidas por fricción sobre las paredes de los contornos. Estas varían directamente con el cuadrado de la velocidad relativa y con la longitud del ducto o canal por donde se mueve el fluido, siendo inversamente proporcional al radio hidráulico de la sección de dicho ducto. También intervienen la viscosidad del fluido y la rugosidad de las paredes.

- * Pérdidas por separación del fluido de los contornos de los álabes o por choques contra los mismos, produciéndose turbulencias o vibraciones perjudiciales. Este efecto tiene lugar, por ejemplo, en la operación a carga parcial o sobrecarga en las máquinas de álabes fijos, al modificarse la incidencia con la regulación del caudal. La máquina, ya sea bomba o turbina, está ligada rigidamente a otra máquina de velocidad angular constante (motor o generador), y para modificar la potencia de acuerdo con la demanda, se regula el gasto, cambiando en magnitud o dirección la velocidad absoluta de entrada al rotor; pero como la velocidad de arrastre permanece constante, necesariamente la velocidad relativa se sale de la posición tangente que debe tener respecto al álabe, produciéndose la separación o choque contra el mismo.

Desde luego, la separación se produce en el borde de ataque del álabe, al modificarse el ángulo de incidencia y para velocidades subsonicas del fluido. En el caso de velocidades supersónicas, como sucede en algunas máquinas que trabajan con aire, gas o vapor, la separación se presenta en el borde de fuga del álabe debido a una gradiente de presión adversa que se crea en virtud de una interacción entre la onda de choque que se genera en la parte convexa del álabe y la capa de contorno en la zona de salida del álabe. Esta separación da lugar a turbulencias que aumentan la fuerza de arrastre del álabe, disminuyendo el rendimiento. Este efecto obliga a limitar el valor del cambio en las velocidades relativas del fluido y a sacrificar la energía estática transferida por este concepto.

- * Pérdidas por recirculación del fluido entre el rotor y la carcasa. El rotor al girar dentro de la carcasa llena de fluido produce una verdadera centrifugación de las partículas que están en su contacto periférico, dando lugar a una corriente circulatoria que sigue al rotor en su movimiento. En ciertas máquinas hidráulicas se ha podido comprobar que la velocidad angular de esta corriente llega a ser la mitad de la del rotor. Varía de unas máquinas a otras, siendo evidente una pérdida energética a causa de esta recirculación del fluido.

* Pérdidas por fugas. Resulta difícil evitar las fugas del fluido entre las paredes móviles y las fijas de una turbomáquina, pues si se fuerza la presión sobre los sellos de ajuste, se aumenta el efecto abrasivo sobre los mismos y se acelera su destrucción, además de producir un frenado que reduce el rendimiento. Es preferible tolerar una ligera fuga, en muchos casos, como en las máquinas hidráulicas, que ayude a mantener húmedos los sellos, no sólo para la protección de éstos, sino también para favorecer el deslizamiento y mejorar las condiciones de funcionamiento.

4.1 GENERALIDADES

Después de una investigación bibliográfica relativa al diseño de las turbinas, se llegó a la conclusión, de que en estos sistemas es muy difícil encontrar relaciones matemáticas, capaces de describir en forma analítica lo que sucede prácticamente por lo cual, la gran mayoría de los cálculos para las turbinas, se hacen por medio de relaciones empíricas.

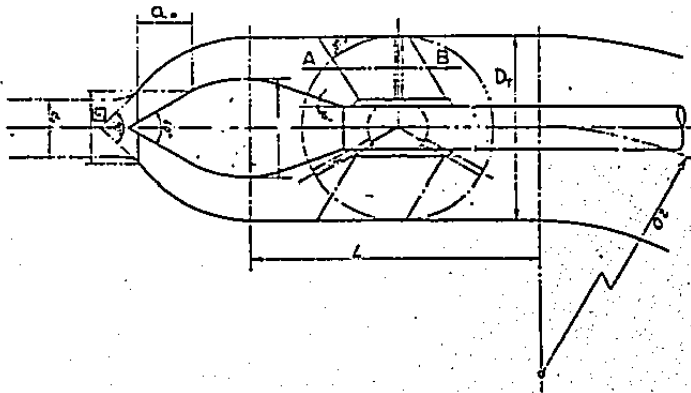
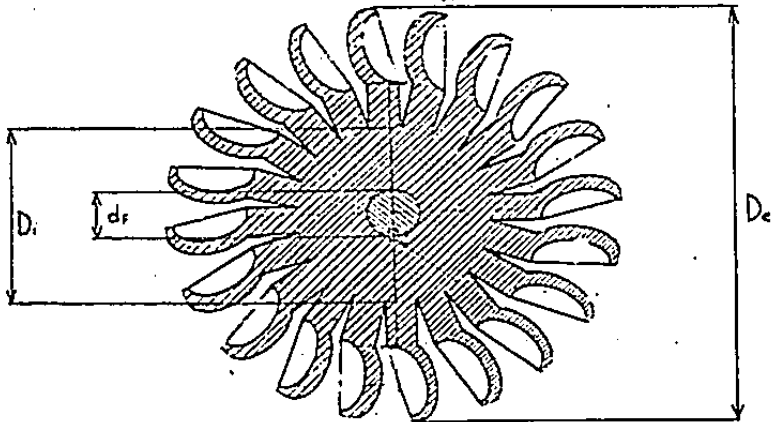
La selección de los coeficientes de las fórmulas empíricas que se utilizan, se fundamentan en los resultados de laboratorio, de la casa J. M. Voith G. m. v. H.

Esta misma casa tiene modelos de ruedas para diferentes rangos de velocidades específicas, de los cuales los fabricantes toman los coeficientes que han dado óptima eficiencia y mayor duración de las ruedas motrices.

Para establecer las normas definitivas, los fabricantes hicieron varios modelos con diferentes coeficientes calculados. También seleccionaron el modelo con el cual se obtuvieron las mejores curvas circulares, llamadas "colinas de la turbina". En muchos casos, los toques finales, se dieron en el banco de prueba, lo que ocasionó que los resultados fueran diferentes a los valores calculados.

Tomando en consideración estos antecedentes de la literatura y de la experiencia, los coeficientes utilizados en este capítulo, a menos que se especifique lo contrario, son tomados de los resultados de la casa J. M. Voith G. m. v. H. en sus laboratorios de ensayo. (18)

En la figura 4.1 se muestran de manera esquemática las partes y dimensiones principales que hay que tomar en cuenta para el diseño de la turbina Pelton objeto de este capítulo. Estas partes son: rueda, paleta flecha, tobera y aguja.



Rueda y Tobera

Figura 4.1

Página 41

4.2 CONSIDERACIONES INICIALES

Para iniciar el diseño es necesario observar los datos con los que se cuenta, debido a que este diseño es para una rueda que se utilizará en un laboratorio escolar, sus dimensiones deben ser pequeñas.

Por este motivo se parte de elegir una potencia de salida en la flecha de la turbina de 1.5 HP. Teniendo esto en consideración, se tienen que suponer otras incógnitas y en base a ensayos de prueba y error se optó por el diseño que a continuación se detalla.

Cabe mencionar que el salto de agua será reemplazado por una bomba que presente las características necesarias de presión y velocidad del fluido.

Sabemos de antemano, que la potencia de la turbina se encuentra ligada a la carga, a la eficiencia y al gasto, por la siguiente relación:

$$P = (H Q N_t \rho) / 75 \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

- P - es la potencia en (CV)
- Q - es el gasto en (m³/seg)
- H - es la carga en (m)
- ρ - densidad del agua en (kg/m³)
- N_t - es la eficiencia de la turbina en (%)

Como se dijo antes, el gasto y la carga serán proporcionados por una bomba centrífuga, por lo que estos parámetros deben coincidir con las especificaciones de la bomba.

Se parte de suponer:

$$N_t = 80\%$$

$$H = 41.6\text{m}$$

Por lo que despejando de la Ec. 4.1 se tiene que el gasto para las condiciones antes supuestas es:

$$Q = (75 P) / H N_t \rho$$

Convirtiendo la potencia a caballos de vapor se tiene:

$$P = 1.514 \text{ CV}$$

y sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$Q = 0.0034 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Suponiendo que la turbina se acoplara a un generador de cuatro polos por ser éste de fácil construcción y de disponibilidad en el mercado, se debe calcular la velocidad síncrona, por lo que utilizamos:

$$N = (120 f)/p \quad (\text{Ec. 3.47})$$

y sustituyendo valores, la velocidad síncrona a la cual debe girar la turbina es:

$$N = 1800 \text{ rpm}$$

4.3 CALCULO DE VELOCIDADES

Para el cálculo de las velocidades (sección 3.2) es importante un parámetro llamado coeficiente de la tobera ψ . El cual es función del acabado de las superficies de la tobera, el tipo de distribuidor, etc. Un valor altamente utilizado en los diseños a gran escala es el de 0.98. Debido a que el diseño, objeto de esta tesis, no tiene los avances y estudios tecnológicos que tendría un diseño a gran escala, el coeficiente de la tobera será seleccionado con un valor más bajo; este valor se fijará como 0.95.

Ya teniendo el valor de este coeficiente se puede calcular la velocidad del agua a la salida de la tobera, según la fórmula:

$$C_v = \psi (2 g H)^{1/2} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

donde, el valor de la gravedad (g) es:

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

obtenemos la velocidad del agua a la salida de la tobera:

$$C_1 = 27.1 \text{ m/seg}$$

El agua llega a las cucharas con la velocidad C_1 , imprimiéndoles movimiento hasta alcanzar la velocidad tangencial u_1 . Para estas turbinas se ha encontrado la siguiente relación:

$$u_1 = 0.5 C_1$$

Prácticamente este valor fluctúa entre 0.43 y 0.49 del valor de C_1 ; para nuestro caso, el valor es aproximadamente 0.49. Entonces:

$$u_1 = 0.49 C_1 \quad (\text{Ec. 4.3})$$

$$u_1 = 13.3 \text{ m/seg}$$

Como se mostró en la sección 3.2, la velocidad relativa es:

$$W_1 = C_1 - u_1$$

$$W_1 = 13.8 \text{ m/seg}$$

Por ser el ángulo entre C_1 y u_1 igual a cero, como se muestra en la figura 4.2.

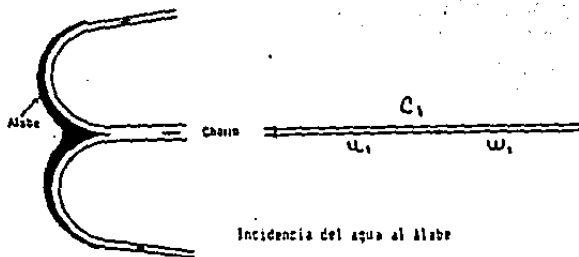
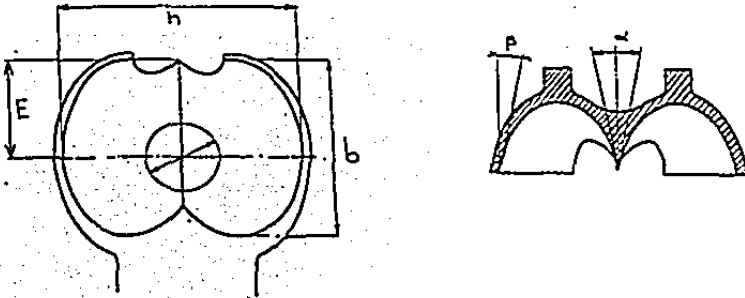


Figura 4.2

Para calcular la velocidad de salida, primero se deben de calcular los ángulos de entrada y salida.

En el caso ideal, los constructores recomiendan que el ángulo β , sea cero, pero esto causaría problemas de debilitamiento en la cuchara (figura 4.3).

Para un material como el bronce, se puede hablar de un ángulo β , del orden de 20 grados.



Ángulos de la paleta

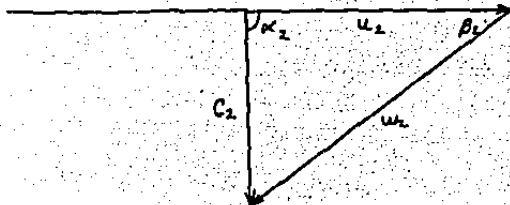
Figura 4.3

Para el ángulo β_1 , se desearía que este fuera pequeño, para así disminuir el valor de la velocidad absoluta de salida, y así mejorar la utilización de la energía del agua; pero se presentaría el peligro de la recirculación y del choque del agua con los álabes, por esto el valor del ángulo β_1 , está comprendido entre 8 y 12 grados.

Utilizando el triángulo de velocidades a la salida, es fácil determinar el ángulo β_1 . El triángulo queda como se indica en la figura 4.4.

Asumiendo que C_1 es paralela al eje de la turbina tenemos que el valor del ángulo α_1 es de 90 grados y β_1 es el ángulo comprendido entre la dirección opuesta a la velocidad tangencial u_1 y la velocidad relativa. De manera que tenemos:

$$\beta_1 = \text{arc tan } (C_1/u_1) \quad (\text{Ec. 4.4})$$



Triángulo de velocidades de salida

Figura 4.4

Donde C_1 se considerará como el 0.75 % de la velocidad de entrada por lo que:

$$C_1 = (0.0075 * 41.8 * 2 * 9.81)^{1/2} = 2.47$$

$$C_1 = 2.47 \text{ m/seg}$$

Ya que la velocidad tangencial del álabe es igual a la entrada y a la salida entonces:

$$u_1 = u_2 = 13.3 \text{ m/seg}$$

El ángulo de salida de la paleta esta dado por:

$$\beta_2 = \text{arc tan } (C_2/u_2)$$

$$\beta_2 = 10^{\circ} 32' 17''$$

Que para fines prácticos puede tomarse como 10.5 grados.

4.4 CALCULO DE DIAMETROS

4.4.1. DIAMETRO DEL CHORRO Y DIAMETRO MEDIO DE LA TURBINA

La velocidad tangencial de la turbina es la velocidad angular multiplicada por el radio donde el radio es el valor del radio medio de la rueda, y es igual al diámetro medio dividido entre dos, por lo que tenemos:

$$u_1 = 2 f D_1 / 2 \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$D_1 = u_1 / f$$

$$D_1 = 14.11 \text{ cm}$$

Con lo que se puede calcular el diámetro del chorro promedio, mediante la igualdad:

$$Q = \frac{\pi d_o^2}{4} C_1 \quad (\text{Ec. 4.6})$$

despejando el diámetro del chorro y sustituyendo se obtiene:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi C_1}}$$

$$d_o = 1.27 \text{ cm}$$

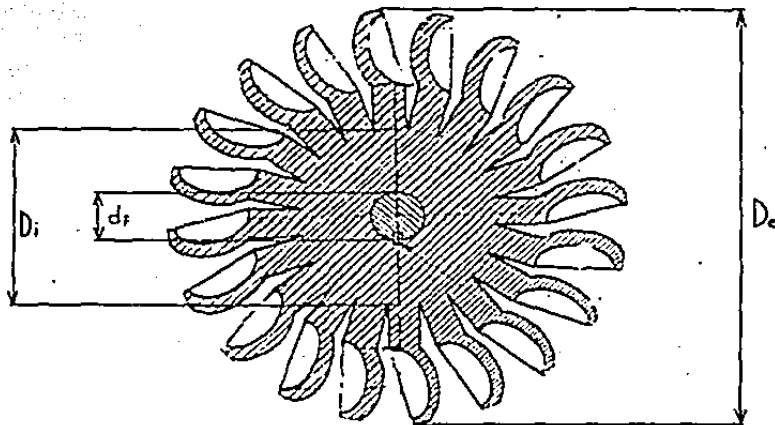
Según el criterio de diseño (18), para obtener un buen rendimiento en la turbina, la relación del diámetro del chorro al diámetro medio de la turbina (d_o/D_1), debe estar comprendido entre:

$$5 \% < \frac{d_o}{D_1} < 10 \%$$

aplicando los valores calculados a la relación anterior se encuentra que esta relación es del 9% con lo que se encuentra en el rango permitido.

4.4.2 DIAMETRO INTERIOR Y EXTERIOR DE LA RUEDA

En el diseño de una rueda Pelton, se conoce como diámetro interior al comprendido entre los bordes interiores de la cuchara medidos a lo largo de un diámetro, y diámetro exterior al comprendido entre los bordes exteriores de la cuchara medidos a lo largo de un diámetro (figura 4.5).



Diámetros del rodete Pelton

Figura 4.5

Con el propósito de disminuir las pérdidas de fricción del chorro, la corona del rodete se coloca lo más cerca posible de la boca de la tobera, y experimentalmente se ha observado que la posición más favorable de las cucharas es cuando el diámetro medio, tangente al eje del chorro tiene un radio menor que el exterior D_e , en cinco cuartos de la longitud de la cuchara b .

El diámetro interior D_i , tendrá dos quintos de la longitud b , menor también que el diámetro de la circunferencia tangente al eje del chorro; de lo que se desprende:

$$D_e = D_i + 2 \frac{3}{5} b \quad (\text{Ec. 4.7})$$

$$D_i = D_e - 2 \frac{2}{5} b \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Las relaciones son diferentes si se trabaja con turbinas de gran calado o con turbinas de dimensiones menores. Para este último tipo de turbinas, la cual es objeto de este diseño, la experiencia ha encontrado las siguientes relaciones (18):

Longitud de la cuchara $b = 2.1 d_o$

Ancho de la cuchara $h = 2.48 d_o$

Profundidad de la cuchara $t = 0.85 d_o$

Utilizando este criterio tenemos que:

$$d_o = 1.27 \text{ cm}$$

$$b = 2.67 \text{ cm}$$

$$h = 3.12 \text{ cm}$$

$$t = 1.08 \text{ cm}$$

Sustituyendo el valor de b en 4.7 y 4.8 se obtiene:

$$D_e = 17.31 \text{ cm}$$

$$D_i = 11.97 \text{ cm}$$

Otra medida importante para definir la cuchara es la llamada excentricidad de la cuchara, como se muestra en la figura 4.3 y se calcula através de:

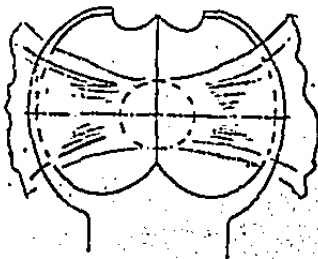
$$E = 1.3 d_0$$

$$E = 1.65 \text{ cm}$$

4.5 CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES

Para este cálculo se considerará una sección en la parte media según el eje menor de las elipses de la cuchara, de ancho igual al diámetro del chorro. Se podría elegir una franja en la dimensión longitudinal, pero el agua tiende a salir con mayor facilidad por los dos lados que por los extremos interior y exterior. Para tener un diseño seguro se supondrá que la franja transversal de mayor longitud soporta todo el empuje del agua.

La vena de agua se ensancha progresivamente hasta aproximadamente el doble del diámetro de salida de la tobera, como se indica en la figura 4.6, de manera que la presión del agua en la sección considerada, disminuirá a medida que el chorro se aleja del centro hasta más o menos la mitad de su valor.



Flujo de agua por la paleta

Figura 4.6

El empuje máximo del agua sobre las cucharas se obtiene cuando la rueda se encuentra sin movimiento, entonces la velocidad del agua al chocar con la cuchara es $W_1 = C_1$

El agua, al pasar por el interior de la cuchara, produce esfuerzos de tensión, corte y fricción.

4.5.1 CALCULO DEL ESFUERZO DE TENSION

La reacción que debe oponer la cuchara debido al cambio en la cantidad de movimiento del agua al cambiar de su dirección original (horizontal), a la de $90^\circ - \beta_1$, se expresa por el producto de la cantidad de masa de agua desviada en la unidad de tiempo, por el incremento o variación de la velocidad en la dirección de la misma reacción. Lo que nos queda:

$$\dot{M} = Q \rho \quad (\text{Ec. 4.9})$$

$$\Delta V = C_1 - C_1 \text{ sen } \beta_1$$

pero, tomando en cuenta que la fuerza se calcula por:

$$F_t = \dot{M} \Delta V \quad (\text{Ec. 4.10})$$

sustituyendo la ecuación 4.9 en 4.10 se llega a:

$$F_t = \rho Q \Delta V \quad (\text{Ec. 4.11})$$

donde ρ - densidad en (kg/m³)
 Q - gasto en (m³/seg)
 ΔV - cambio de velocidad en (m/seg)

Para lo cual tomaremos una temperatura media del agua de 20 grados centígrados, por lo que tenemos que:

$$\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 0.00340 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Sustituyendo, se tiene:

$$F_t = 76 \text{ N} = 7.75 \text{ kg}$$

4.5.2 CALCULO DEL ESFUERZO DE CORTE

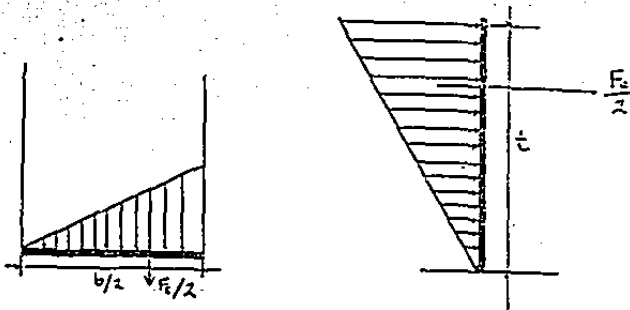
Verticalmente se originan los esfuerzos de corte debidos al cambio de dirección del agua de horizontal a $90^\circ - \mu$, estos esfuerzos se pueden calcular por la fórmula:

$$F_c = \rho Q \Delta V \quad (\text{Ec. 4.12})$$

sustituyendo valores se obtiene:

$$F_c = 90.6 \text{ N} = 9.23 \text{ kg}$$

Los esfuerzos antes calculados aumentan de valor a medida que la sección de esfuerzos considerada se aleja del centro, de manera que para determinar los esfuerzos de fricción se considerarán las cargas aplicadas en la cuchara; considerando que estas siguen una ley lineal, como se indica en la figura 4.7.



Cargas aplicadas en las cucharas

Figura 4.7

4.5.3 CALCULO DE LOS ESFUERZOS DE FLEXION

Los esfuerzos de flexión en la sección analizada serán la suma de los causados por F y F_c , lo cual nos da como resultado, el momento flexionante; que es como sigue:

$$M = \frac{F_c}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{4} + \frac{F_t}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot t \quad (\text{Ec. 4.13})$$

$$M = 47.80 \text{ N-cm} = 4.85 \text{ kg-cm}$$

4.5.4 CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES

Una vez calculado el momento flexionante se puede pasar a calcular el espesor de las paredes mediante la igualdad:

$$S = \sqrt{\frac{12 M \sigma}{\sqrt{m} b}} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

Donde S - espesor de la pared en (cm)
 \sqrt{m} - esfuerzo máximo del material en (kg/cm²)
 M - momento flexionante en (kg-cm)

Como el material que se pretende emplear para las cucharas es el bronce, y el esfuerzo máximo de éste, el cual se obtiene de tablas es:(8)

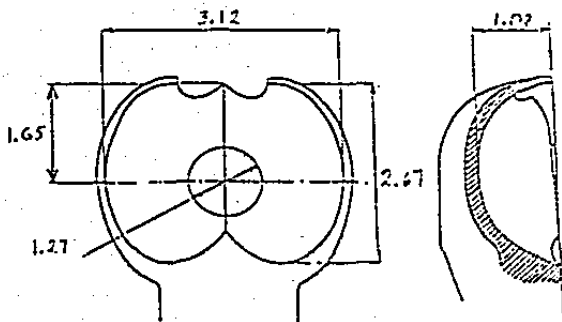
$$m = 5082 \text{ kg/cm}^2$$

Sustituyendo valores se obtiene el espesor de las paredes

$$S = 0.1781 \text{ cm}$$

Cabe hacer notar que los esfuerzos van disminuyendo a medida de que el agua se acerca a las aristas exteriores, de manera que el espesor de la cuchara puede reducirse también en los bordes, ésto, a razón de la mitad en el extremo.

Las dimensiones de la paleta se muestran en la figura 4.8.



Dimensiones de la paleta

Figura 4.8

4.6 MODIFICACIONES QUE SE HACEN A LAS CUCHARAS PARA OBTENER MAYOR EFICIENCIA

Generalmente se hacen dos arreglos a las cucharas para un mejor aprovechamiento de la energía del agua:

- Se hace un corte, de dimensión un poco mayor que el diámetro del chorro, en el frente de la cuchara. Esto tiene por objeto poder acercar más las cucharas a la boquilla y permitir un ataque del agua sobre las cucharas en una forma más conveniente, además de que las pérdidas de fricción del chorro con el aire son menores.
- El plano de acción de las cucharas se hace que forme un ángulo φ con la dirección radial. Esta inclinación de las cucharas permite obtener mayor eficiencia. Esto es, si se instalan las cucharas radialmente, o sea formando un ángulo $\varphi = 0$; el chorro entra en contacto con la cuchara formando un ángulo mayor de 90 grados, el agua sufre un deslizamiento radial hacia el centro de la cuchara que al salir chocará con el dorso de la siguiente, originando remolinos y esfuerzos contrarios al movimiento.

Por otra parte, demasiada inclinación γ de las cucharas origina también pérdidas, porque a medida que la rueda avanza, el ángulo $90^\circ + \gamma$ disminuye y entonces, después de que Δ se hace cero, el agua se desparrama por los bordes exteriores de las cucharas.

La mejor posición de las cucharas, como lo ha mostrado la experiencia, es colocarlas de un modo tal que sean perpendiculares al eje del chorro, justamente en el punto medio entre el primero y último contacto con el chorro completo.

Para que ésto se lleve a cabo, hay que fijar las posiciones de las cucharas en ambos puntos, para lo cual se hará uso de la figura 4.9.

4.7 CALCULO DEL NUMERO DE CUCHARAS

Debido al desbaste que se hace en el frente de las cucharas, el chorro empieza a hacer contacto con ellas en un diámetro D_s menor que el diámetro exterior. El valor D_s se calcula por la fórmula:

$$D_s = D_1 + 2.4 E \quad (\text{Ec. 4.15})$$

$$D_s = 18.08 \text{ cm}$$

Por lo que la velocidad tangencial en el círculo de corte es:

$$u_s = \frac{D_s}{D_1} u_1 \quad (\text{Ec. 4.16})$$

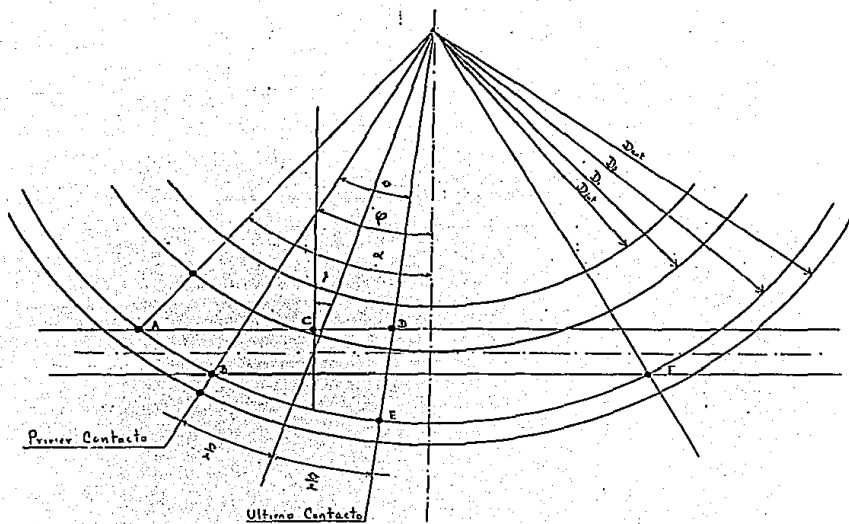
$$u_s = 17.04 \text{ m/seg}$$

En el punto A de la figura 4.9, tiene lugar el primer contacto del chorro con la arista media de la cuchara, como el chorro se mueve en línea recta y con velocidad C_1 y la cuchara circularmente y con velocidad tangencial u_s en el diámetro D_s , cuando la cuchara alcance la posición B, el chorro habrá recorrido teóricamente la distancia \overline{AC} cuyo valor se puede determinar en función de la relación de velocidades para ese mismo período de tiempo.

Puntos de contacto entre la cubierta y el agua

Figura 4.9

Figura 55



A partir de la figura 4.8 tenemos:

$$\alpha = \widehat{AB}$$

$$\widehat{AB} = \arccos \frac{D_1 - d_s}{D_2}$$

$$\widehat{AB} = 0.7417 \text{ rad} = 42^\circ 29' 47''$$

Por lo que tenemos entonces:

$$\overline{AC} = \widehat{AB} \frac{C_1}{u_s}$$

$$\overline{AC} = 1.228 \text{ rad}$$

A la vez que la cuchara ha recibido la acción, parte del chorro de agua que no fue aprovechado por la cuchara sigue su curso horizontal hasta llegar al punto C, y a partir de aquel recorrerá aún, un espacio determinado CD para encontrar a la cuchara anterior. El punto D que fija esta condición será aquel en donde se verifique el último contacto con el chorro completo, es decir una distancia tal que el chorro necesite recorrer en el tiempo, el mismo en que la cuchara caminará circunferencialmente el paso P_c entre cuchara y cuchara.

Se ha observado prácticamente que entre mayor es el número de cucharas, mejores son las condiciones de trabajo de la máquina, pero este número debe tener un límite.

La práctica aconseja hacer el paso P_c de las cucharas, medido en el círculo de corte, una dimensión de $1/3$ o $1/4$ del arco \widehat{AF} .

Por lo que para calcular este arco, se prosigue de la forma siguiente:

De la figura 4.8 tenemos:

$$\widehat{AF} = \frac{D_2}{2} (\alpha + \psi)$$

de donde:

$$\psi = \arccos \frac{D_1 + d_0}{D_s}$$

$$\psi = 0.5528 \text{ rad} = 31^\circ 40' 25''$$

y retomando el valor ya antes calculado de $\alpha = 0.7417$ rad. tenemos:

$$\widehat{AF} = 11.68 \text{ cm}$$

tomando:

$$P_c = \frac{1}{4} \widehat{AF}$$

$$P_c = 2.92 \text{ cm}$$

Tomando la fórmula empírica:

$$\overline{CD} = \frac{P_c u_s}{C_1}$$

$$\overline{CD} = 1.767 \text{ cm}$$

La cuchara habrá recorrido un arco \widehat{BE} entre el primero y último contacto con el chorro completo, los cuales tomarán un ángulo. En el punto medio del arco \widehat{BE} y en la intersección con el eje del chorro; el plano de las cucharas deberá ser normal al chorro.

El ángulo formado por este plano y el radio que pasa por "O", es el que deberá cubrir todas las cucharas y vale:

$$\gamma = 180 - (180 - \phi/2)$$

$$\delta = \psi - \theta/2$$

donde:

$$\theta = \frac{P_c}{D_s/2}$$

$$\theta = 0.3234 \text{ rad} = 18^\circ 31' 48''$$

sustituyendo valores en la ecuación anterior se calcula:

$$\delta = 0.3911 \text{ rad} = 22^\circ 24' 30''$$

Por último el número de cucharas (NC) será:

$$NC = \frac{\pi \cdot D_s}{P_c} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

$$NC = 19.46$$

Debido a que el número de cucharas debe ser entero y entre mayor sea el número de éstas más eficiente es la turbina, tomaremos el número entero próximo mayor al del resultado teórico, obteniendo así:

$$NC = 20 \text{ cucharas}$$

4.8 DISEÑO DE LA TOBERA

La tobera tiene un distribuidor que consta sencillamente de un conducto o tubo circular, que en un extremo comunica con la tubería de presión y por el otro a un orificio denominado boquilla, por el cual sale el agua a gran velocidad. En el interior se encuentra alojada una aguja, de forma circular y en punta, dotada de movimiento de traslación.

El agua procede de la tubería de presión, entra en el distribuidor a baja velocidad y avanza dentro del mismo alrededor de la aguja en áreas anulares, para por último salir por la garganta de la boquilla formando un chorro compacto y de sección circular.

Es claro que el objeto del distribuidor es convertir totalmente la energía de presión en energía cinética y encauzar en forma conveniente el chorro de agua sobre las cucharas.

Según los criterios de diseño, el diámetro de la boca de la tobera, al cual se designará por la letra d , debe de ser igual a 1.24 veces el diámetro del chorro, es decir:

$$d = 1.24 d_o \quad (\text{Ec. 4.18})$$

$$d = 1.575 \text{ cm}$$

También se recomienda, que el diámetro de la tobera D_T sea de aproximadamente 3.5 a 3.8 veces el diámetro del chorro.

Para este diseño tomaremos el valor promedio entre los rangos permitidos; o sea:

$$D_T = 3.65 d \quad (\text{Ec. 4.19})$$

$$D_T = 4.63 \text{ cm}$$

Se propone que la carrera de la aguja a sea de 0.62 veces el diámetro del chorro lo que resulta:

$$a_o = 0.62 d_o \quad (\text{Ec. 4.20})$$

$$a_o = 0.787 \text{ cm}$$

La longitud recta de la tobera será:

$$L \geq 1.5 D_T$$

para este caso tomaremos el valor:

$$L = 1.6 D_T \quad (\text{Ec. 4.21})$$

por lo que la longitud recta de la tobera es:

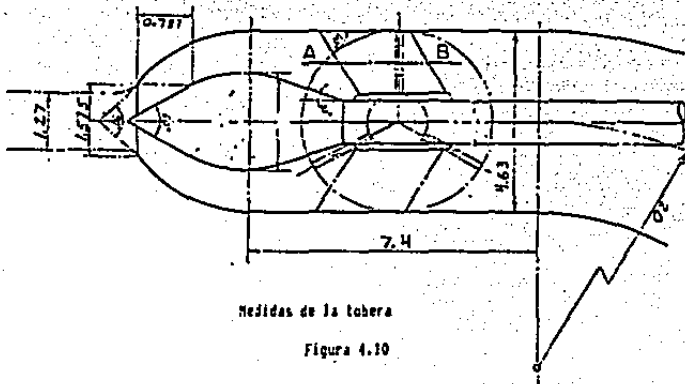
$$L = 7.4 \text{ cm}$$

Y finalmente el diámetro máximo de la aguja d_m , se aconseja sea de 1.37 veces el diámetro de la boca, entonces:

$$d_m = 1.37 d \quad (\text{Ec. 4.22})$$

$$d_m = 2.16 \text{ cm}$$

Todos estos resultados se muestran esquemáticamente en la figura 4.10.



Medidas de la tobera

Figura 4.10

4.9 CARCASA

A diferencia de otras turbinas, la carcasa de la turbina Pelton, tiene como función principal desviar el agua saliente de la rueda al canal de desfogue. Además evita que el agua vuelva a caer sobre la rueda, ya que esto hará los efectos de un freno, lo cual se traduciría en una baja de eficiencia.

Por lo general la carcasa se construye en dos partes, con el objeto de poder inspeccionar con facilidad el rodete y la tobera, después de retirar la parte superior de ella. La parte inferior se sujeta a la base por medio de anclas.

La carcasa no soporta mayores esfuerzos por lo que para este proyecto se usará una carcasa de acrílico, con base de acero, logrando así una mejor visión del cambio energético entre el chorro de agua y las paletas de la turbina Pelton. Así el estudiante podrá observar el funcionamiento de la turbina.

4.10 CALCULO DE LA FLECHA

Para este cálculo se debe tomar en cuenta; principalmente: (3)

- La potencia que transmitirá la flecha.
- La velocidad a la que girará.
- El par aplicado sobre ella.
- El peso del rodete.

Para que la flecha no falle se deben de analizar todos estos parámetros y elegir la flecha de mayor diámetro; por lo tanto:

Tomando como primer parámetro por analizar, la potencia, tenemos que la potencia de transmisión se calcula mediante: (3)

$$T = f Z_t \quad (\text{Ec. 4.23})$$

por otra parte también se sabe que: (3)

$$T = 71620 \frac{CV}{N} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

donde

- T - par transmitido por la flecha en (kg cm)
- f - constante para seguridad completa en (kg cm), (se obtiene de tablas y depende del material que se esté utilizando)
- Z_t - módulo de la sección a utilizar, (se obtiene de tablas)
- CV - caballos de vapor transmitidos
- N - número de revoluciones por minuto

entonces, igualando las ecuaciones 4.23 y 4.24 se tiene:

$$f Z_t = 71620 \frac{CV}{N} \quad (\text{Ec. 4.25})$$

para una barra de sección circular, se obtienen los siguientes coeficientes: (3)

$$f = 190$$

$$Z_k = 0.198 d_f^3$$

sustituyendo valores tenemos:

$$d_f = 1.1703 \text{ cm}$$

Tomando como parámetro el par máximo aplicado a la flecha tenemos que, la fuerza máxima aplicada es de 9.23 kg y el máximo brazo de palanca es 17.31 cm, dando como resultado:

$$T = f \cdot d \quad (\text{Ec. 4.26})$$

$$T = 159.77 \text{ kg cm}$$

igualando las ecuaciones 4.25 y 4.26 se llega a la relación:

$$159.77 = f \cdot Z_k$$

sustituyendo valores se obtiene:

$$d_f = 1.8249 \text{ cm}$$

Se puede observar que el diámetro requerido por la flecha para soportar la transmisión de potencia y el par máximo es muy pequeño, por lo que sólo se requerirá que la flecha soporte el peso de la rueda sin deformación, lo cual se logrará fácilmente con una flecha de una pulgada de diámetro.

Con los cálculos anteriores los parámetros de diseño de la turbina están completos por lo que se puede proceder a su construcción.

Se puede observar que los resultados obtenidos se encuentran dentro de nuestras necesidades de espacio, por haber resultado la rueda de únicamente 11.97 cm de diámetro exterior, con lo que resulta práctica para un laboratorio escolar.

5
ANALISIS DE COSTOS

Una vez realizado el diseño de la turbina se pasa a analizar el costo que representará su construcción.

Un punto que debe ser tomado en cuenta es que, en la industria de la fundición se trabajan pedidos de gran magnitud en cuanto a piezas se refiere, por lo que resultaría muy costoso mandar a fundir un rodete únicamente, además de que el molde que se necesita es de un costo sumamente elevado. La tobera igualmente solo se puede mandar a hacer en una industria especializada. El mínimo requerido es de cien piezas, y de no ser así el costo se elevaría mucho.

Por lo antes mencionado y debido a que en la ingeniería es de gran importancia adaptar, para lograr con lo ya existente un buen funcionamiento, además de un bajo costo y fácil mantenimiento, se tratará en la medida de lo posible adaptar las piezas ya existentes en el mercado y lograr con esto la construcción de la turbina Pelton diseñada.

La turbina se realizó en dos partes, logrando así que el costo del proyecto descendiera en gran medida, ya que el costo del molde de la rueda completa es aproximadamente quince veces mayor que el molde de una paleta, que fue lo que se hizo, logrando así una fácil sustitución de las paletas y a un costo muy bajo.

En base a lo anteriormente expuesto, la cotización final de la turbina es la siguiente:

PARTE	NOMBRE	CANT.	PRECIO	MAQUILA	TOTAL
Tobera	"Y"	1	7,194	---	7,194
Tobera	Cople	1	854	5,000	5,854
Tobera	Boquilla	1	7,110	9,000	16,110

Tobera	Flecha	1	1,858	5,000	6,858
Tobera	"Chupón"	1	2,780	7,000	9,780
Tobera	Tapón macho	1	1,507	---	1,507
Rueda	Rueda	1	1,725	20,000	21,725
Paletas	Modelo	1	28,750	---	28,750
Paletas	Paletas	20	20,000	10,000	30,000
Rueda	Eje	1	6,000	5,000	11,000
Rueda	Baleros	2	7,000	---	7,000
Base	Placas	4	3,724	5,000	6,724
Caja	Caja	2	18,400	---	18,400
Tornillería			12,486	---	12,486
TOTAL					\$ 185,176

Faltando únicamente dentro de esta cotización, la bomba que funcionará como sustituto para el salto de agua y las mangueras de conexión, aumentando esto dentro de la cotización:

- Bomba (3 HP) \$ 300,000
- Manguera \$ 80,000

Siendo el costo total de esta turbina tipo Pelton \$ 555,176 lo que resulta ser un costo bajo, tomando en cuenta que el molde de la rueda únicamente estaba cotizado en \$ 320,000.

Esta cotización fue hecha en el mes de mayo de 1987.

6.1 GENERALIDADES

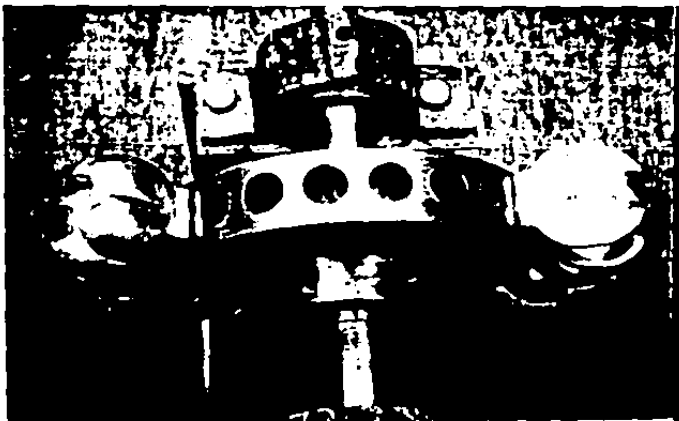
En éste capítulo se comentará de manera detallada el proceso de fabricación, armado y puesta en marcha de la turbina, objeto de esta tesis.

6.2 CONSTRUCCION DEL RODETE

Para comenzar, una vez terminados los cálculos teóricos y basándonos en los resultados obtenidos, se procedió a la fabricación de la turbina, iniciando por el rodete, parte principal de la misma. El rodete que se tenía que fabricar era un rodete de 12 cm de diámetro y con veinte cucharas. La manufactura del molde que nos proporcionaba estas características era de un costo muy elevado, (\$ 500,000.- aproximadamente); tomando en cuenta que entre los objetivos buscados en este trabajo se encontraba el que fuera de un bajo costo, se pensó en otra opción; el rodete se hizo de un tejo de acero y las paletas se mandarían a fundir, éstas se acoplaron a la rueda por medio de prisioneros tipo allen que sujetarían las paletas en su parte inferior por medio de un perno alojado en unos orificios previamente dispuestos en la rueda (figuras 6.1 y 6.2).

El costo del rodete de esta manera, se redujo considerablemente, pagando \$ 28,750.- por el modelo de la paleta y \$ 20,000.- por la rueda.

La fundición de las paletas fué el paso inmediato a seguir; debido al alto costo de la materia prima y al hecho de que las fundidoras trabajan únicamente volúmenes elevados, la fundición en bronce que se había considerado en los cálculos teóricos se descartó. Era necesario, por tanto, encontrar un material que se adecuara más a nuestras necesidades de resistencia y corrosión y al mismo tiempo de costo. El material que se eligió fue el aluminio, siendo su costo considerablemente menor que el del bronce y encontrando mejor disponibilidad de las fundidoras para volúmenes pequeños logrando de esta forma un costo muy bajo y una eficiencia muy parecida a la del bronce.



Figuras 6.1 y 6.2

Como se mencionó anteriormente, las paletas se sujetaron con prisioneros tipo allen por presentar muy buenas condiciones de seguridad y resistencia (figura 6.3).

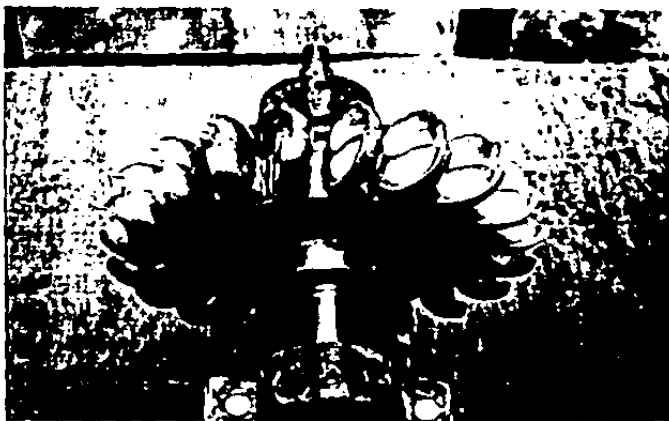


Figura 6.3

Una vez terminada la rueda se pensó en la flecha y las chumaceras, para lo cual se utilizó una flecha de disponibilidad en el mercado, la cual es muy usada en el acoplamiento de mandriles para brocas accionadas por medio de poleas como transmisores de potencia de un motor.

Este sistema además de presentar la posibilidad de ser fijado a una base, por haber sido diseñado para este fin, presenta muy buenas características de lubricación, mantenimiento y funcionamiento, otra ventaja de este dispositivo es su bajo costo.

Una vez construido el rodete completo resultó necesario diseñar una base para que éste girara libremente. Por esta razón, se realizó una base de placa de acero de 1/4 de pulgada, debido a que esta base soportaría, fija a su vez a una mesa de trabajo, los esfuerzos y vibraciones ocasionados por el golpe del agua sobre las paletas y el giro del rodete respectivamente. La placa de acero cuenta, además, con la ventaja de poder ser unida con soldadura eléctrica, lo que proporciona alta resistencia, otra ventaja consiste en que este material es de fácil adquisición, por ser un material muy comercializado y de gran demanda.

La base se hizo en forma de "U" con dos soportes, sobre los cuales descansan las chumaceras de la flecha. La base, además cuenta con dos barrenos para ser fijada a la mesa de trabajo (figura 6.4).

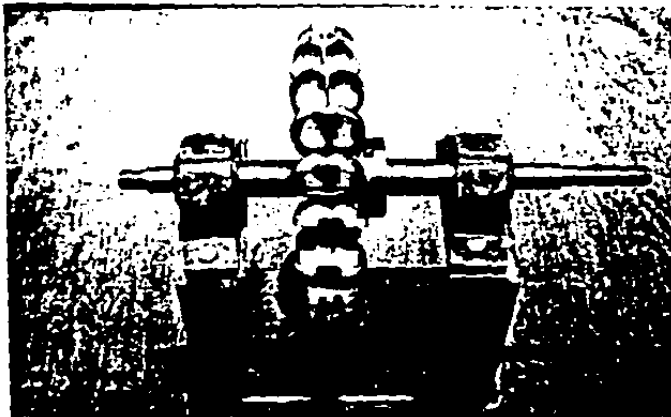


Figura 6.4

Una vez terminada la base se requirió de una carcasa, la cual no permite la fuga de agua al golpear sobre las paletas y

que además facilita la visualización del intercambio energético entre las paletas y el chorro de agua. Inicialmente se pensó en una fundición con una pequeña ventana por la cual se observara el proceso, pero como en las turbinas tipo Pelton la función de la carcasa es únicamente la de guiar al fluido, se decidió hacer una carcasa de algún material que permitiera una mayor visión del aparato.

Haciendo un análisis de alternativas, estas se redujeron a dos: vidrio y acrílico. El vidrio tiene alta dureza y es totalmente traslúcido, pero la forma de trabajarlo es muy complicada y es caro; por otro lado, el acrílico, además de poseer las mismas ventajas que el vidrio, es fácilmente trabajable, por este motivo la carcasa se fabricó en acrílico de 3 mm (figura 3.5).

El diseño de la carcasa se realizó en dos partes, logrando así una parte "fija" y una "móvil", lo que permitió un rápido acceso a la rueda, removiendo únicamente algunos tornillos, que más que apretar, sujetan las dos partes, obteniendo de esta forma la fácil inspección y sustitución de paletas desgastadas o rotas, además de fácil mantenimiento del rodete (figura 8.5).

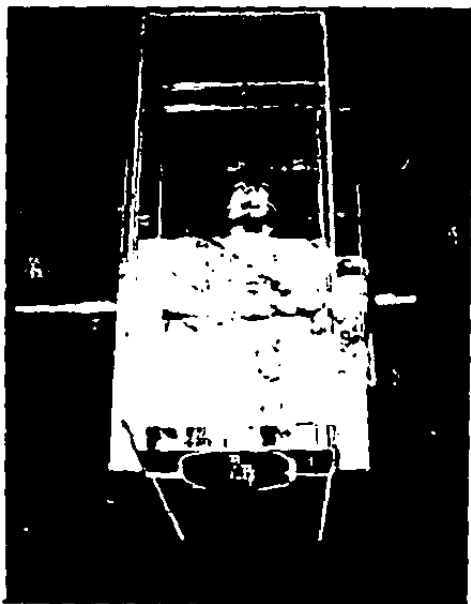
El problema que se presentó nuevamente fue que las fábricas de acrílico únicamente atienden pedidos de gran número de piezas, por lo que para realizar este proyecto el costo se elevaría mucho. La solución se presentó en una fábrica de acrílico cuando se trató con uno de los empleados y éste aceptó quedarse tiempo extra para hacer el trabajo, resultando ya de un precio accesible.

Una vez terminada la carcasa, ésta se fijó a la base por medio de tornillos de 1/4 de pulgada, debido a que éstos solo debían sujetar la carcasa en su lugar y estarían libres de esfuerzos, con esto se logró una visión total del aparato y evitamos la fuga del agua al chocar con las paletas.

Una vez terminada la carcasa, la parte "móvil" del sistema se encontraba terminada, sólo faltaba una salida de desagüe, ésta se hizo con un niple de dos pulgadas acoplado a una manguera industrial flexible, permitiendo con esto una recirculación del agua utilizada en el funcionamiento. La unión del niple y la carcasa se selló con silicona, evitando de esta manera las posibles fugas de agua (figura 8.6).

6.3 CONSTRUCCION DE LA TOBERA

Una vez contruido el rodete, se pasó a la construcción de la parte "fija" del sistema, es decir, la tobera. Esta debe poseer características muy específicas pues de ello depende el buen funcionamiento del sistema.



Figuras 6.3 y 6.4

La tobera debe proporcionar un chorro de agua compacto a presión atmosférica y máxima velocidad, para con ésto lograr un giro "limpio" del rodete, sin pérdidas por fugas ni frenado de la rueda por acción del agua que no siga la dirección adecuada. Por esta razón, la construcción de la tobera presentó serios obstáculos.

El diseño que se tenía, según los resultados obtenidos no era de difícil realización, pero la cantidad mínima requerida para su manufactura en las fábricas dedicadas a esto era de 50 piezas y con esto el costo nuevamente se elevaba considerablemente.

Por este motivo, la opción que se eligió fue la de hacer la tobera en partes, de preferencia en partes que existieran en el mercado y de costo accesible, mandando a maquilar el mínimo de partes posible.

Se inició por el cuerpo de la tobera, éste se podía sustituir por dos piezas de uso común en desagües y de bajo costo, además de poderlas encontrar en cualquier lugar dedicado a la venta de artículos de ferreteria. Estas partes de fierro galvanizado eran un tubo "Y" de dos pulgadas y un tramo recto (figuras 6.7 y 6.8).

Estas dos partes unidas constituyen el cuerpo de la tobera, teniendo que hacer ahora la aguja de la tobera y la boquilla, que son las partes de mayor importancia para la eficiencia de la turbina.

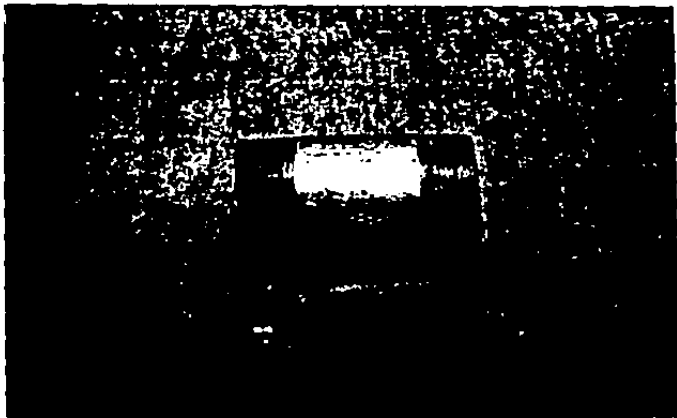
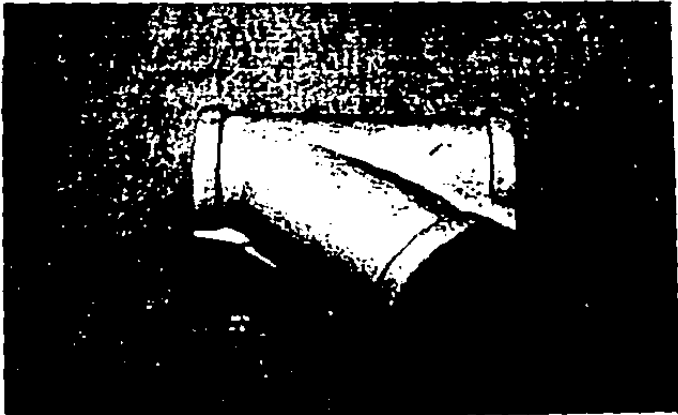
La aguja presenta un diseño específico, y en este diseño se basa la eficiencia de la transformación de energía de presión que tiene el agua, por energía cinética. Por este motivo esta parte del sistema se tenía que mandar maquilar en un lugar que nos asegurara cuidar las especificaciones requeridas.

Para ese trabajo se buscó en talleres de torneado pero resultó sumamente difícil encontrar una persona que quisiera realizar el trabajo. Una vez encontrada ésta, el trabajo se realizó de una manera muy lenta, puesto que estos torneros trabajan maquilando piezas a destajo y la fabricación de un diseño específico y de una sola pieza lo dejan para sus horas libres, obteniendo así un ingreso extra.

Este dispositivo se hizo en dos partes, la aguja y la flecha que le permitiera abrir y cerrar la boquilla. Se pensó así ya que de esta forma el cambio de la aguja puede hacerse sin que se tenga que cambiar la flecha, logrando una sustitución fácil de las piezas y un ahorro en el mantenimiento del aparato.

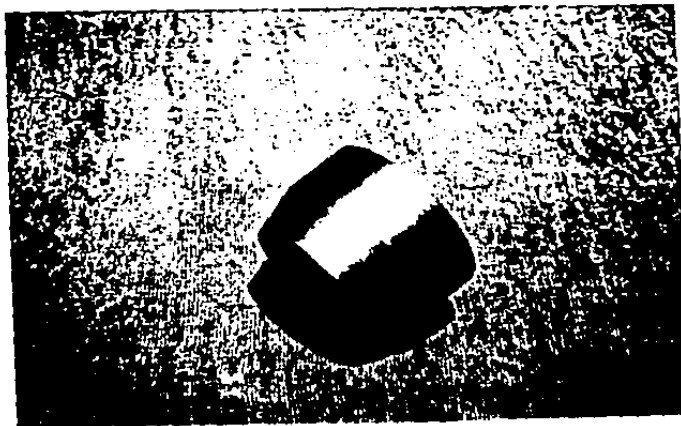
El material que se utilizó fue el bronce, pues éste presenta muy buenas características de corrosión, resistencia, costo, además de ser fácilmente trabajable en torno.

Una vez terminadas la aguja y la flecha éstas se unen por medio de rosca, dando así versatilidad al diseño (figura 6.9).



Figuras 6.7 y 6.8

Posteriormente se maquinó la boquilla, ésta se hizo también en bronce. por las características antes mencionadas, la boquilla también se unió por medio de cuerda al cuerpo de la tobera (figura 6.10).



Figuras 6.9 y 6.10

Para mantener centrada la aguja se soldó en el interior del tramo recto del cuerpo de la tobera un soporte, a base de un tubo cilíndrico con tres "patas" dispuestas a 120 grados una de otra, logrando así seguridad para la flecha que sujeta a la aguja (figura 6.11).

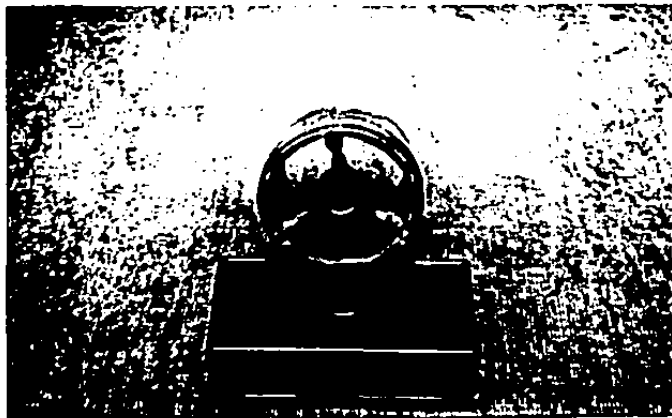


Figura 6.11

Posteriormente se compró un tapón macho, al cual se le hizo un orificio cordado para que sobre éste girara la flecha y así abriera y cerrara la boquilla. El tapón además cierra la parte del tubo "Y" que no se utilizaría para el paso del agua.

En la parte extrema de la flecha se acopló un volante, el cual permite el fácil movimiento de la flecha.

Por último se acopló a la tobera un niple al que a su vez se le acopló una manguera industrial flexible la cual alimenta al sistema de agua.

6.4 INSTALACION

Una vez teniendo las partes del sistema, se procedió a instalar el sistema completo en una mesa de trabajo. La instalación del rodete se hizo con dos tornillos que sujetan la base "U" con la mesa de trabajo.

La tobera a su vez, se fijó por medio de dos "tirantes" de solera, sujetos a su vez a la mesa de trabajo por medio de un par de tornillos, que para este fin se soldaron en el cuerpo de la tobera. Esta instalación fue realizada con mucho cuidado puesto que el ángulo de inclinación de la tobera con respecto a las paletas debe ser muy exacto para que el intercambio energético se realice de una manera eficiente (figura 6.12).

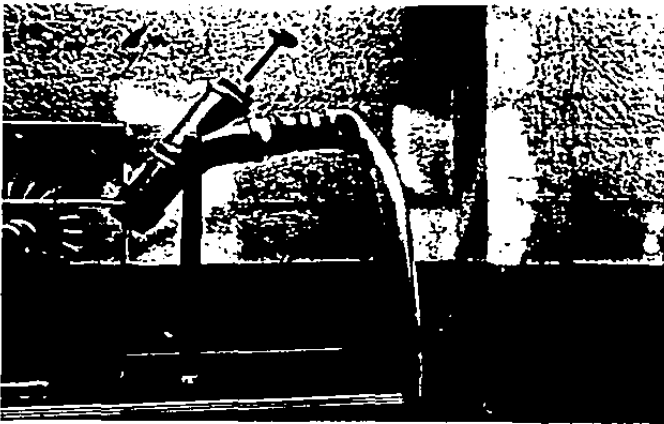


Figura 6.12

Los "tirantes" utilizados fueron hechos de solera de acero de 1/4 de pulgada, logrando con ésto firmeza para que la tobera no cambiara de posición con el paso del agua a través de ella.

Una vez fijo el sistema a la mesa de trabajo, se pasó a instalar el circuito de tuberías que alimentaría el sistema. Para esto se partió de la salida que nos entregaba la bomba. Para el sistema se calculó una bomba de tres caballos, pero debido a que no se contaba con una bomba de ese caballaje se utilizó una bomba de dos caballos para observar el funcionamiento de la turbina.

Esta bomba nos entregaba una salida de 3/4 de pulgada por lo que se hizo un sistema de tuberías que nos permitiera controlar el flujo, medir la presión y que expandiera a dos pulgadas que es el diámetro de la tobera.

El circuito se hizo de partes existentes en el mercado y cuidando que fuera práctico, fácil de montar y desmontar, y del menor costo posible.

Debido a las consideraciones antes mencionadas el sistema se hizo de la siguiente manera: partiendo de la salida de la bomba (3/4 de pulgada), una tuerca unión de 3/4 de pulgada, que permitiría la fácil conexión y desconexión de la tubería, un tramo recto de 3/4 de pulgada por 2 pulgadas, que une la tuerca unión con una válvula de compuerta, (utilizada ésta por ser de un costo bajo y permitírnos regular el caudal entregado a la tobera), después otro tramo recto de 3/4 de pulgada por 2 pulgadas para acoplarse a una expansión a dos pulgadas, logrando así el tamaño de tubo requerido. Posteriormente a esta expansión, se le une un tramo recto de 2 pulgadas de diámetro por 8 pulgadas de largo, al cual se le acopla un manómetro para medir con esto la presión que entregamos a la tobera. Inmediatamente después se acopla una tuerca unión de 2 pulgadas de diámetro que une un niple de 2 pulgadas con la manguera industrial flexible, que alimenta la tobera.

Con este sistema instalado logramos controlar el flujo, medir la presión del fluido, una fácil instalación con la salida de la bomba y un ahorro considerable con respecto a otro sistema.

Cabe mencionar que para evitar fugas en todo el circuito, las uniones entre tubos se sellaron con teflón y la unión de manguera flexible y niple se reforzó con abrazaderas de tornillo sinfin (figura 8.13).

6.5 PUESTA EN MARCHA

Una vez instalado el sistema se procedió a ponerlo en marcha.

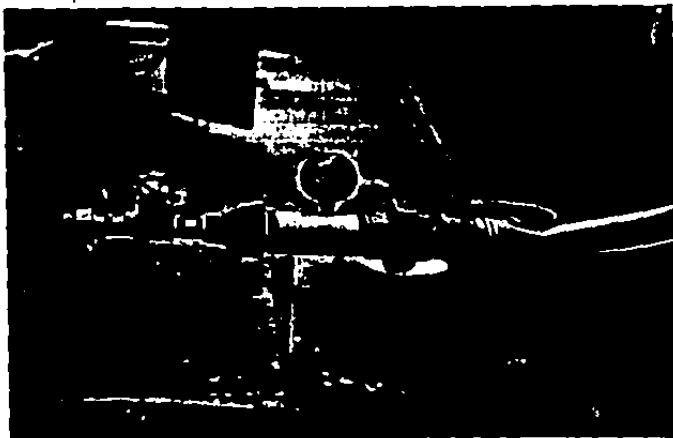


Figura 6.13

Para empezar, se observó que la turbina en su punto óptimo de inyección, es decir, cuando la tobera entrega un chorro compacto y con un ángulo de incidencia óptimo sobre las paletas, empieza a girar a una presión de $1/2$ kilogramo por centímetro cuadrado, alcanzando su máxima velocidad (para una bomba de dos caballos) a 1.65 kilogramos por centímetro cuadrado. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 6.1.

Se observó una operación estable sin problemas de inundación de la carcasa, sin problemas de vibración, y sin problemas de frenado por la acción del agua, la carcasa condujo bien el agua, el desagüe fue suficiente y solamente salpica agua cuando el rodete aún se encuentra en reposo (figuras 6.14, 6.15 y 6.16).

Para la medición de la potencia se pensó acoplar la turbina a un generador, pero el costo de éste es muy elevado.

Existen otros dispositivos para medir la potencia como son el freno de Prony y el dinamómetro de posición, pero estos dispositivos no son fáciles de adquirir por ser de un costo muy elevado.

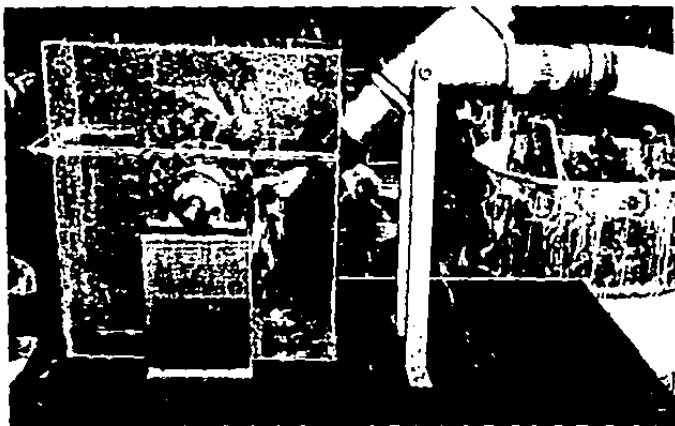


Figura 5.14

Presión [kgf]	Velocidad Angular [rpm]
0.5	318
1.0	477
1.5	796
1.6	955
1.65	1194

Tabla 5.1



Figuras 6-15 y 6-16

CONCLUSIONES

La experimentación a nivel superior, permite que el individuo se sitúe en la realidad de un proceso, y con esto pueda crear y adaptar tecnologías a la realidad de su comunidad.

Es importante la creación de laboratorios de investigación y desarrollo, así como de adaptación de tecnologías de acuerdo a la realidad mexicana, para con esto impulsar el desarrollo tecnológico del país, para solucionar una de las causas importantes de la crisis por la que atravesamos.

El desarrollo de las turbinas, desde su inicio hasta nuestros días, es una muestra del avance que ha tenido el hombre en cuestiones de generación de energía.

Para el diseño de las turbinas actualmente, se cuenta con múltiples herramientas de cálculo, se han creado curvas características para diferentes condiciones de funcionamiento, lo que permite un fácil diseño. En el diseño de las turbinas se suponen parámetros que deben ser elegidos por un experto en condiciones de diseño para las mismas.

Muchas de las ecuaciones para el diseño de turbinas son resultado de la experiencia de las casas dedicadas a la construcción y desarrollo de las mismas.

La construcción de las turbinas en nuestros días, va a la par con los desarrollos tecnológicos en todos los campos de la ciencia, lo que nos permite contar con turbinas cuyos rendimientos son del 94%.

Para la fabricación de un diseño, como el de este trabajo, se deben superar múltiples obstáculos, de materiales, disposición de fábricas y técnicos, así como de costo. Sin embargo la realización del proyecto de acuerdo a las especificaciones del diseño pero adaptando piezas ya existentes, resulta un esfuerzo que bien vale la pena.

De haberse realizado la fabricación de acuerdo a como se realizan las construcciones a gran escala, el costo se hubiera elevado mucho.

Las ideas de adaptar piezas comerciales fueron acertadas pues de este modo se logró llevar a buen término la construcción de la turbina diseñada y a un precio considerablemente menor al que se hubiera logrado al tener que mandar maquilar cada pieza expresamente, además que el mantenimiento resulta más fácil y a menor costo.

El funcionamiento de la turbina fue bueno, no se presentaron problemas de vibraciones, frenado de la rueda, inundación de la carcasa ni de salpicaduras. La turbina cumple el objetivo de mostrar prácticamente el intercambio energético entre el agua y el rodete para producir potencia en la flecha. El sistema es fácil de instalar, revisar, transportar, intercambiar piezas y de mantener en buenas condiciones.

Personalmente la experiencia obtenida considero que fue muy buena, puesto que la realización de este proyecto me permitió conocer la realidad de la situación del país en cuanto a fábricas de fundición, talleres de torneado, etc., así como de conocer la realidad de crear algo sin contar con el apoyo de que lo creado sea en un número grande de piezas.

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA

1. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Tomo 1 (Estática)
Beer y Johnston
Mc. Graw Hill
México, 1979
2. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Tomo 2 (Dinámica)
Beer y Johnston
Mc. Graw Hill
México, 1979
3. Tratado Elemental de Mecánica Aplicada
Booquet J. A.
Gustavo Gili, S.A.
Barcelona, 1974
4. Hydraulic Turbines With a Chapter on Centrifugal Pumps
Daugherty R. L.
Mc. Graw Hill
New York and London, 1920
5. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery
Dixon S. L.
Pergamon Press
New York, 1975
6. Turbomáquinas Hidráulicas
Encinas Polo Manuel
Limusa, S.A.
México, 1983
7. Teoría del Taller
Escuela del Trabajo Henry Ford
Gustavo Gili
México, 1983
8. Diseño de Elementos de Máquinas
Faires V. M.
Montaner y Simon, S.A.
Barcelona, 1983
9. Método termodinámico para la determinación del
rendimiento en turbinas hidráulicas
Ledesma M. Rodolfo, Arenas P. Sergio, Treviño G. Mateo
Comisión Federal de Electricidad
México
10. Métodos experimentales para ingenieros
J. P. Holman
Mc. Graw - Hill
México, 1984

10. Turbomáquinas Térmicas
Mataix Claudio
Dossat, S.A.
Madrid, 1973
11. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas
Mataix Claudio
HARLA
México, 1982
12. Electromecánica y Máquinas Eléctricas
Nasar S. A. y Unnewehr L. E.
Limusa S.A.
México, 1982
13. Introducción a la Mecánica de Sólidos
Popov Egor P.
Limusa S.A.
México, 1982
14. Mecánica de los Fluidos
Streeter y Wylie
Mc. Graw Hill
México, 1979
15. Trigonometría
Thompson J. E.
UTEHA
México, 1961
16. Turbines Hydrauliques et leur Regulation
Vivier Lucien
Albin Michel
Paris, 1966
17. Guide to Industrial Hydraulics
Walker W. F. and Sellers G. N.
Butterworth and Co. (Publishers) Ltd.
London, 1972
18. Diseño de una Turbina tipo Pelton para Satisfacer las Especificaciones de un Proyecto ya Existente
Zoller Osterrath Rolf
Tesis UNAM 138
México, 1964
19. Métodos Experimentales para Ingenieros
J. P. Holman
Mc. Graw - Hill
México, 1981