

75  
2ij



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**CARACTERISTICAS PRINCIPALES Y DISEÑO  
DEL RODETE DE UNA TURBINA BULBO**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
**P R E S E N T A N :**  
**HECTOR V. MERLIN PEREZ**  
**HECTOR VELASCO MENDOZA**



**ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ**

**CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEXICO**

**1998**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.  
UNIVERSIDAD NACIONAL  
DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE  
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Características principales y diseño del rodete de una  
turbina bulbo"

que presenta el pasante: Héctor Virgilio Merlín Pérez  
con número de cuenta: 8504142-6 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista .

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 19 de Febrero de 1996

PRESIDENTE	Ing. Filiberto Leyva Piña	
VOCAL	Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez	
SECRETARIO	Ing. Bernardo Muñoz Martínez	
PRIMER SUPLENTE	Ing. Emilio Juárez Martínez	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Eduardo Covarrubias Chávez	



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DEPARTAMENTO DE  
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FEB-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodriguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Características principales y diseño del rodete de una turbina bulbo"

que presenta al pasante: Héctor Velasco Mendoza  
con número de cuenta: 8519729-3 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista .

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Mex., a 19 de Febrero de 1996

PRESIDENTE	Ing. Filiberto Leyva Piña	
VOCAL	Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez	
SECRETARIO	Ing. Bernardo Muñoz Martínez	
PRIMER SUPLENTE	Ing. Emilio Juárez Martínez	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Eduardo Covarrubias Chávez	

**A mis padres:**

**Sr. Martín Velasco Sánchez**

**Sra. Crisanta Mendoza de Velasco**

**A ambos por ser los pilares de mi familia y porque siempre han estado conmigo en todos aquellos momentos difíciles, quiero expresar mi más profundo agradecimiento pues gracias a ellos nunca me he dado por vencido y aún en los momentos más difíciles de mi vida, siempre he tenido las palabras de consuelo y esperanza; el apoyo moral y económico incondicional, el amor y la ternura de ambos que me han ayudado a seguir siempre adelante .**

**A mis hermanos:**

**Leticia, Patricia, Herberto, Jorge y Mario**

**Que al igual que mis padres, siempre me han brindado su apoyo y comprensión y que de alguna u otra forma han contribuido en mi realización profesional.**

**A mis abuelos:**

**Por ser un digno ejemplo a seguir de unión y humildad.**

**A mis compañeros:**

**Por su incalculable respaldo y amistad que me han brindado.**

**Al Ing. José Antonio Sánchez**

**Con mi eterno agradecimiento por su valiosa colaboración en la realización de este trabajo.**

**A la UNAM:**

**Mi admiración por siempre por ser la  
máxima casa de estudios y de formación  
de los futuros profesionistas.**

**Caminamos siempre adelante que con empeño,  
fuerza y voluntad, siempre alcanzaremos nuestras  
metas y realizaremos todos nuestros objetivos.**

**A mis padres:**

**Juan Martín Marín y María Pérez Ramírez;**  
Con orgullo admiración y respeto, por su apoyo moral y económico que siempre me han brindado, pero sobretodo por los sabios consejos que siempre me han dado.

**Al recuerdo de mi abba, al recuerdo de mis viejos los que tanto quiero, al recuerdo de la juventud de ellos, al recuerdo de la bendición que me dieron la cual llevo en mi mente y en el corazón sin olvidarlos jamás.**

**A mis abuelitos:**

por el inmenso cariño que siempre han tenido para mí.

**A mis tíos:**

Porque de todos ustedes he aprendido algo.

**A mis hermanos:**

**Hugo, Cleto, Juaní, EM, Nalo y Todo,** con mi más sincera gratitud, por su apoyo moral y económico que incondicionalmente siempre me han brindado.

**Al Ing. José Antonio Sánchez por su valiosa y desinteresada ayuda para la realización de este trabajo.**

## CONTENIDO:

<b>CAPITULO 1</b>	
1. Introducción	3
1.1. Definición	4
1.2. Antecedentes generales	5
<b>CAPITULO 2</b>	
<b>PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS</b>	
2.1. Definición	6
2.2. Densidad específica o absoluta, peso específico, volumen específico y densidad relativa	7
2.3. Viscosidad	11
2.4. Definición y propiedades de presión	13
2.5. Unidades de presión	14
2.6. Presión atmosférica	15
2.7. Presión absoluta y presión relativa	15
<b>CAPITULO 3</b>	
<b>CONCEPTOS DE FLUJO DE FLUIDOS Y ECUACIONES FUNDAMENTALES</b>	
3.1. Características del flujo	17
3.2. Ecuación de continuidad	25
3.3. Ecuación de Bernoulli	27
3.4. Ecuación de Cantidad de movimiento	32
3.5. Ecuación fundamental de las turbomáquinas	36
<b>CAPITULO 4</b>	
<b>LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBOMAQUINAS: TURBINAS</b>	
4.1. Introducción	48
4.2. Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas	49
4.3. Coeficientes de funcionamiento	51
4.4. Velocidad específica	52
4.5. Relación de Combe-Rateau. Coeficientes de velocidad	54
4.6. Leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas	56
4.7. Curvas características de las turbinas hidráulicas	59
<b>CAPITULO 5</b>	
<b>CONCEPTOS GENERALES DE LAS TURBOMAQUINAS</b>	
5.1. Evolución histórica de las turbomáquinas	60
5.2. Clasificación de las máquinas de fluido	62
5.3. Definición	64
5.4. Clasificación de las turbomáquinas según la compresibilidad del fluido; definición de turbomáquina hidráulica	64
5.5. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas según el sentido de la transmisión de la energía	65
5.6. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas según la dirección del flujo en el rodete; ejes de referencia y planos de representación	66
5.7. Resumen de la clasificación de las turbomáquinas	72
5.8. Aplicación de las turbomáquinas hidráulicas; turbinas	72

## CAPITULO 6

### DISEÑO DEL RODETE DE UNA TURBINA BULBO

6.1. Utilización dinámica de los mares	79
6.2. Energía de las mareas	79
6.3. Estudio de las mareas en el Golfo de California	82
6.4. Turbina Kaplan: Teoría y Parámetros de diseño	88
6.5. Turbina bulbo: Definición, tipos de instalación y clases de bulbo	104
6.6. Ventajas y desventajas de las turbinas bulbo con relación a las turbinas Kaplan convencionales de eje horizontal	112
6.7. Materiales usados comúnmente en la construcción de las turbinas hidráulicas	113
6.8. Materiales empleados en los grupos bulbo	115
6.9. Cálculo de las dimensiones fundamentales del rodete	118
6.10. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete	128
6.11. Cálculos para el diseño del álabe	140

## CONCLUSIONES .

## BIBLIOGRAFIA .

## 1. Introducción.

Las modernas turbinas hidráulicas axiales, tipo bulbo, capaces de aprovechar muy pequeñas cargas y grandes caudales, están haciendo posible la utilización del salto que puede producirse con la amplitud de la marea, esto es, por la diferencia de niveles entre la marea alta y la marea baja, en un lugar apropiado del litoral. Esto ha originado las plantas mareomotrices.

Para lograr un aprovechamiento más completo de la energía del agua, y dadas las posibilidades que la instalación ofrece, las máquinas empleadas son reversibles, aunque también pueden ser no reversibles.

Cuando son reversibles pueden trabajar como turbinas en dos sentidos opuestos del flujo del agua, o sea, al vaciar y al llenar el embalse cerrado por un dique. Además pueden operar como bombas para sobrellenar el embalse en ciertos momentos del ciclo, en que las condiciones sean favorables y se tenga energía disponible en el sistema eléctrico.

Para que sea realizable una obra de esta naturaleza, es preciso encontrar lugares propicios en los litorales como son: Altos valores promedio de la altura de la marea (entre 5 y 11 metros aproximadamente) en estuarios de gran capacidad de agua que puedan cerrarse por diques sin costos exagerados en relación con el valor de la obra, de forma que se pueda disponer de grandes cantidades de agua embalsada y por tanto de grandes caudales, a fin de lograr potencias aceptables aún dentro de las pequeñas cargas disponibles. También es conveniente tener ciclos regulares de las mareas.

En 1960 se empezaba en Francia la construcción de la primera central mareomotriz del mundo, la central de la Rance, emplazada en el estuario de Saint-Malo, en Bretaña, y en 1966 se ponía en marcha el primer grupo de esta central. Prescindiendo de si la energía de las mareas es producida por la rotación de la tierra o por el calor del sol, y renunciando a todo estudio sobre dinámica de las mareas, nos contentaremos con definir la:

**Amplitud de la marea.**- Diferencia de nivel entre una marea alta y una marea baja consecutivas; esta amplitud varía según las posiciones relativas de la luna y del sol, y alcanza su valor máximo 4-5 días antes de la luna llena.

**Altura unitaria.**- Altura de la marea alta con respecto a

un nivel medio, de ciertos días de luna llena, en que el sol y la luna se encuentran a distancia media de la tierra. En Saint-Malo, por ejemplo, es de 5.70 m.

En una central mareomotriz se embalsa el agua cuando la marea está alta y se turbinada cuando está baja.

La oscilación anual de las mareas de un año a otro no es grande, de manera que la energía disponible de un año a otro es casi constante. no hay por tanto, años secos y años húmedos.

La oscilación mensual (mes lunar: 29 y 1/2 días) es también pequeña y no más que un 5% de su valor medio; no hay por tanto en las centrales mareomotrices ni invierno ni verano, ni mes seco ni húmedo.

La oscilación diaria (de un día a otro) en cambio es muy grande, llegando a valer 8 la relación de la energía disponible en los días de mayor y menor salto. Para atenuar estas variaciones se puede acudir al bombeo.

Gracias a las investigaciones realizadas en Francia para el desarrollo de la central de la Rance, los problemas técnicos de las centrales mareomotrices pueden considerarse resueltos. No se ha instalado hasta el presente más centrales mareomotrices de cierta importancia por el coste excesivo del Kw instalado. La crisis de la energía está cambiando el panorama económico de las centrales mareomotrices, que en la actualidad vuelven a considerarse con crecido interés. Así por ejemplo, se enuncian planes para la construcción de una central mareomotriz de 6,000 MW en Mezenskaya, en la costa ártica de la U.R.S.S., con una longitud de embalse de 58 Km.

Los grupos bulbo son un subproducto muy estimable de las centrales mareomotrices. Desarrollados en Francia se construyen ya en muchos otros países, por su simplicidad de instalación y consiguiente economía en la obra civil.

### 1.1. Definición

Central mareomotriz es una central que aprovecha la energía de las mareas.

Las centrales mareomotrices utilizan la energía de las mareas, o sea de las diferencias de energía potencial que adquiere el agua del mar en marea alta y baja, denominada amplitud de la marea. Esta amplitud varía a lo largo del año y en los diferentes litorales del globo. En ciertos lugares de las costas Canadiense, Inglesa y Francesa se han registrado amplitudes de alrededor de 15 m. En marea alta el agua se acumula y en marea baja se turbinada.

Las centrales mareomotrices son las centrales de coste de instalación más elevado.

### 1.2. Antecedentes generales

La utilización de la energía del mar no es reciente, ya que desde el siglo XI, durante la edad media, la energía de las mareas se utilizaba para mover los molinos de las costas del Mar del Norte (Gran Bretaña, Francia y España), donde las diferencias de mareas eran notables. Posteriormente, durante los siglos XVII y XVIII la utilización de estos molinos se extendió en Europa, sobre todo en los países bajos: Dinamarca y Alemania. Estos molinos mareales producían pequeñas cantidades de energía, alrededor de 30 y 100 Kw de potencia, y generalmente usados en el mismo sitio. Con la llegada del motor eléctrico a finales del siglo XIX, se abarató en forma considerable la energía eléctrica, abandonándose la generación de energía por mareas.

Hoy en día, nuevos conceptos de construcción y los avances en ingeniería de materiales, así como el encarecimiento de los energéticos tradicionales, han reiniciado las investigaciones sobre la producción de energía del medio marino, incluso a nivel piloto comercial, ya se encuentran funcionando pequeñas unidades en algunos países del mundo.

Se han llevado a cabo estudios sobre la factibilidad de colocar centrales mareomotrices algunos de ellos son: Canal Inglés, Las costas del Mar del Norte, Mar de Iris, Barents, Blanco, Golfo de Alaska, Mar de Okhotsk, las costas de Corea y el Golfo de California entre otros.

Como aprovechamiento significativo e importante de esta índole, realizado desde 1968, se cuenta la planta mareomotriz de la Rance, en las costas de Bretaña (Francia). El río Rance desemboca en el estuario del canal de la mancha, entre Saint-Malo y Dinard. En dicho estuario la amplitud de la marea es por término medio de 8.5 metros, alcanzando a veces 13.50 metros en los equinoccios, con desplazamientos de agua hasta 180 millones de metros cúbicos, correspondientes, a caudales de 18.000 m<sup>3</sup>/s. El ciclo de mareas es muy favorable: Dos pleamar y dos bajamar en 24 horas y 50 minutos.

En Norteamérica, se han efectuado estudios a gran escala para generar energía de las mareas, sobresaliendo por su importancia, las Bahías de Fundy y Passamaquoddi, ambas bahías ostentan rangos de marea extremadamente elevados y están localizados en áreas cerradas, económicamente rentables, además de tener mareas extremadamente constantes y regulares con dos mareas iguales cada 20 horas y 50 minutos por día lunar.

## 2. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS:

### 2.1. Definición

Fluido es aquella sustancia que debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene; Además un fluido es incapaz de resistir fuerzas de corte sin desplazarse.

Se puede hacer una definición más útil y rigurosa de los estados sólido y fluido, basándose en su comportamiento bajo los varios tipos de esfuerzos. La aplicación de esfuerzos de tensión, compresión, o corte a un sólido, provoca primero en el material, una deformación elástica y, posteriormente si los esfuerzos exceden del límite elástico, una distorsión permanente del mismo. Los fluidos poseen propiedades elásticas sólo bajo compresión o tensión directas. La aplicación de un esfuerzo infinitesimal de corte a un fluido, resulta una distorsión continua y permanente. La incapacidad de los fluidos para resistir esfuerzos de corte, les proporciona su característica habilidad de cambiar de forma o de fluir; su incapacidad para resistir el esfuerzo de tensión, es más bien una suposición de ingeniería que un hecho científico, pero es una suposición bien justificada ya que tales esfuerzos, que dependen de la cohesión intermolecular, son generalmente en extremo pequeños.

El que los fluidos no puedan soportar los esfuerzos cortantes, no significa que estos esfuerzos no existan en los mismos. Durante el flujo de fluidos reales, los esfuerzos cortantes asumen un papel importante, el cálculo y predicción de esos esfuerzos constituyen una parte esencial del trabajo de ingeniería. No obstante, si no hay flujo no pueden existir los esfuerzos cortantes, y el único esfuerzo por considerar es el esfuerzo de compresión o presión.

Los fluidos se clasifican generalmente en líquidos y gases. Un líquido está sometido a fuerzas intermoleculares que lo mantienen unido de tal manera que su volumen es definido pero su forma no. Introducido el líquido en un recipiente adopta la forma del mismo, pero llenando solo el volumen que le corresponde.

Los líquidos son ligeramente compresibles y su densidad varía poco con la temperatura o la presión.

Un gas, por otra parte, consta de partículas en movimiento que chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal modo que un gas no tiene forma ni volumen definidos y llenará completamente cualquier recipiente en el cual se coloque.

En resumen: Los sólidos ofrecen gran resistencia al cambio de forma y volumen; los líquidos ofrecen gran resistencia al

cambio de volumen pero no de forma; y los gases ofrecen poca resistencia al cambio de forma y de volumen.

Por tanto, el comportamiento de líquidos y gases es análogo en conductos cerrados (tuberías); pero no en conductos abiertos (canales), porque solo los líquidos son capaces de crear una superficie libre.

En general los sólidos y los líquidos son poco compresibles y los gases muy compresibles; pero ningún cuerpo (sólido, líquido o gaseoso) es estrictamente incompresible.

Aunque el fluido incompresible no existe en la realidad con algunas excepciones importantes, los líquidos, para todo propósito práctico, se tratan generalmente como incompresibles. Los gases, por el contrario, pueden ser tratados como no comprimidos solamente si el cambio en la presión es pequeño a través del sistema de flujo.

## 2.2. Densidad específica o absoluta, peso específico, volumen específico y densidad relativa

Las leyes que rigen los fenómenos de la Física se expresan mediante ecuaciones entre magnitudes físicas, como la presión, viscosidad, etc., que es preciso medir. La medida es un número expresado en un sistema de unidades.

Si se escogen tres magnitudes básicas o fundamentales y se asigna una unidad a cada una de estas tres magnitudes, las restantes magnitudes se denominan magnitudes derivadas y se pueden expresar en función de las tres magnitudes fundamentales; así como sus unidades, se denominan unidades derivadas y pueden expresarse en función de las tres unidades fundamentales.

El mundo se encuentra actualmente en un estado de cambio gradual hacia el uso de un lenguaje de unidades internacional único. El sistema adoptado es el Systeme International d'unités (SI). El Sistema Internacional de Unidades denominado actualmente en el mundo entero con las siglas SI, no es más que una extensión y perfeccionamiento del sistema Giorgi o MKS.

En términos de las dimensiones básicas, las unidades y sus signos son:

DIMENSION	UNIDAD SI
Longitud (L)	Metro (m)
Masa (m)	Kilogramo (Kg)
Tiempo (t)	Segundos (s)
Temperatura (T)	
Grado absoluto	Kelvin (K)
Grado ordinario	Grado Celsius (°C)

las unidades derivadas incluyen:

Fuerza (F)	Newton (N = Kg m/seg <sup>2</sup> )
Energía (trabajo y cantidad de calor)	Joule (J = N m)
Potencia	Watt (W = J/seg)
Presión, esfuerzo	Pascal (Pa = N/m <sup>2</sup> )

El sistema SI tiene la ventaja de que hace distinción entre fuerza y masa, y no tiene definiciones ambiguas.

**DENSIDAD ESPECIFICA O ABSOLUTA.**

La densidad es la masa por la unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \dots (2-1)$$

donde:

m = masa en Kg  
V = volumen en m<sup>3</sup>

La densidad absoluta es función de la temperatura y de la presión. La variación de la densidad absoluta de los líquidos es muy pequeña, salvo a muy altas presiones.

La densidad del agua destilada a la presión atmosférica de 4 °C es máxima e igual aproximadamente

$$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

**PESO ESPECIFICO**

El peso específico es el peso por unidad de volumen

$$\gamma = \frac{W}{V} \dots (2-2)$$

Donde W = peso en N  
V = Volumen en m<sup>3</sup>

El peso específico es función de la temperatura y de la presión aunque en los líquidos no varía prácticamente con esta última.

Como  $W = m \cdot g$  de las ecuaciones (1) y (2) se deduce que:

$$\gamma = \rho \cdot g \dots (2-3)$$

#### VOLUMEN ESPECÍFICO

El volumen específico se define en el SI como el recíproco de la densidad absoluta:

$$v = \frac{1}{\rho}$$

o sea, el volumen que ocupa 1 Kg de masa de la sustancia.

$$v = (L)^3 (M)^{-1} \quad \text{Ecuación de dimensiones en el SI}$$

Unidad en SI:

$$1v = 1 \frac{m^3}{Kg}$$

#### DENSIDAD RELATIVA

Densidad relativa es la relación entre la masa del cuerpo a la masa de un mismo volumen de agua destilada a la presión atmosférica y 4 °C. En virtud de la ecuación (3), esta relación es igual a la de los pesos específicos del cuerpo en cuestión y del agua en las mismas condiciones. La densidad relativa es una magnitud adimensional.

La densidad relativa es función de la temperatura y de la presión.

La densidad relativa del agua a una temperatura determinada es la densidad absoluta del agua a esa misma temperatura dividida por la densidad del agua a 4 °C (densidad máxima).

La densidad de un líquido se mide muy fácilmente con el densímetro. Este consiste en un flotador lastrado de peso  $W$  (fig.2-1), que se sumerge en una probeta llena del líquido cuya

densidad se quiere medir. Se basa en el principio de Arquimides. El flotador se hundirá más en el líquido de menor densidad y desalojará más líquido. Según la primera ley de Newton, el peso P del líquido desalojado por el flotador (igual al empuje hacia arriba, según el principio de Arquimides) deberá ser igual al peso del flotador, W.

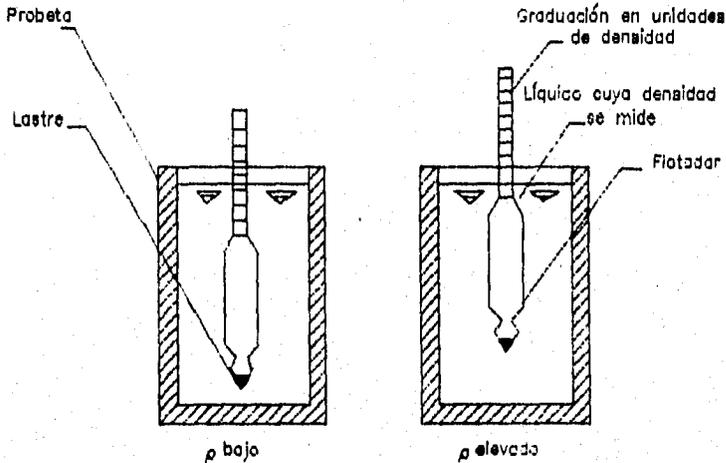


Fig.2-1. Densímetro

donde:

- P = peso del líquido desalojado por el flotador
- $\rho$  = densidad del líquido
- V = volumen del líquido desalojado

$$P = W \quad (\text{condición de equilibrio})$$

$$N = \rho \cdot g \cdot V$$

$$\rho = \frac{N}{g \cdot V} = \frac{m}{V}$$

m es la masa del flotador, una constante del aparato, y V el volumen desalojado correspondiente a la varilla del flotador, que enrasa con el líquido. Como es constante, estas divisiones pueden estar ya graduadas directamente en densidades. Para crear una gran variación de inmersión para pequeñas variaciones de densidad

y hacer así el instrumento más sensible, se procura que los cambios de inmersión en el flotador tengan lugar en la varilla delgada graduada.

### 2.3. Viscosidad

Cuando se observan cuidadosamente los movimientos de un fluido real, se distinguen dos tipos básicos de movimiento. El primero de éstos es un movimiento regular, en el cual los elementos o partículas del fluido parecen deslizar unos sobre otros en capas o láminas; a este movimiento se le denomina flujo laminar.

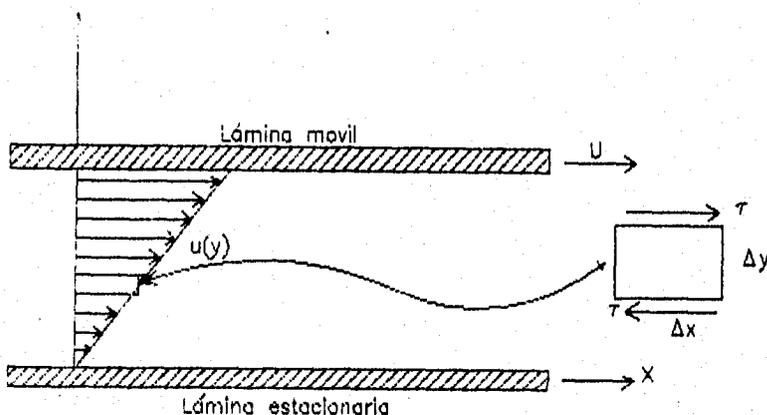


Fig.2-2. Flujo entre láminas paralelas para ilustrar la viscosidad. La velocidad  $u$  es lineal a través del canal, cero en el fondo y  $U$  en la superficie. Un pequeño elemento muestra el esfuerzo de corte.

El segundo movimiento distintivo que ocurre se caracteriza por un movimiento aleatorio o caótico de las partículas individuales; se observan en él remolinos de varios tamaños; a este movimiento se le denomina flujo turbulento.

La viscosidad es una propiedad de los fluidos que causa fricción. La importancia de la fricción en las situaciones físicas depende del tipo de fluido y de la configuración física o patrón de flujo. Si la fricción es despreciable, se dice que el flujo es ideal. La fricción puede originarse por viscosidad o por turbulencia.

hablando muy generalmente, la viscosidad es una medida de la resistencia del fluido al corte cuando el fluido está en movimiento (debe recordarse que un fluido no puede resistir esfuerzos de corte sin moverse, y un sólido sí). Considerense dos láminas

paralelas de gran tamaño, (fig.2-2), con movimiento relativo estable. El fluido entre las láminas tiene un perfil lineal de velocidad, como se ve en la figura (si no existe gradiente de presión a lo largo de las láminas en la dirección del movimiento). No existe deslizamiento entre el fluido y las láminas; o sea, que en la interfase entre el fluido y el sólido, la velocidad del fluido tiene que ser igual a la del sólido. Si consideramos un pequeño elemento del fluido, como se muestra en la figura 2-2, el esfuerzo cortante  $\tau$  en la superficie se puede escribir:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

donde  $\mu$ , la viscosidad, es la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo de corte y el gradiente de velocidad. Las unidades de viscosidad en el Sistema Internacional son:

$$1\eta = 1 \frac{N \cdot s}{m^2} = 1 Pa \cdot s = 1 \frac{Kg}{m \cdot s}$$

La relación entre la viscosidad y la densidad se llama viscosidad cinemática y se designa por  $\nu$ .

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

La viscosidad de un líquido decrece con el aumento de la temperatura, pero en los gases crece con el aumento de la temperatura. La viscosidad en los fluidos depende también de la presión, pero esta dependencia tiene pequeña importancia comparada con la variación de temperatura en problemas de ingeniería.

La relación que existe entre esfuerzo cortante y gradiente de velocidad se conoce como relación newtoniana. En general, los fluidos que obedecen tal relación se llaman fluidos newtonianos.

Un fluido newtoniano es aquel fluido cuya viscosidad dinámica depende de la presión y de la temperatura, pero no del gradiente de velocidad.

Fluidos newtonianos son el agua, el aire, la mayor parte de los gases y en general los fluidos de pequeña viscosidad.

La viscosidad dinámica de los fluidos varía mucho con la temperatura, aumentando con la temperatura en los gases y disminuyendo en los líquidos; pero en unos y otros prácticamente es independiente de la presión. Por el contrario, La viscosidad cinemática de los gases varía mucho con la presión y la temperatura, mientras que la de los líquidos prácticamente solo varía con la temperatura.

Un sólido puede soportar esfuerzos normales (llamados así porque la fuerza es normal al área que resiste a la deformación) de dos clases: de compresión y de tracción. Un líquido puede soportar esfuerzos de compresión pero no de tracción. Los sólidos y fluidos pueden estar sometidos también a esfuerzos cortantes o esfuerzos tangenciales.

En ellos la fuerza es paralela al área sobre la que actúa. Todos los cuerpos se deforman bajo la acción de las fuerzas tangenciales a que están sometidos. En los cuerpos elásticos la deformación desaparece cuando deja de actuar la fuerza. En la deformación plástica subsiste la deformación aunque desaparezca la fuerza deformadora.

En los fluidos la deformación aumenta constantemente bajo la acción del esfuerzo cortante, por pequeño que este sea

#### 2.4. Definición y propiedades de presión

##### Definición.

La presión en un fluido en reposo se define como la fuerza de compresión normal por unidad de área (esfuerzo normal) que actúa sobre una superficie sumergida en el fluido. Se puede medir la presión por la fuerza que actúa sobre la cara de un cubo unitario (cubo con dimensiones unitarias) colocado dentro del fluido. Debemos imaginar que el cubo no perturba al fluido, de tal modo que la presión real en un punto del fluido es igual a la fuerza que actúa sobre una cara del cubo dividida por el área de esa cara en el límite, cuando el área es infinitamente pequeña. La presión en un punto de un fluido en reposo es isotrópica se llama presión hidrostática, y es la propiedad termodinámica que se emplea en la ley de los gases. Si la presión cambia de un sitio a otro en el fluido, existe una fuerza neta de presión sobre cualquier volumen fijo del fluido que puede balancearse con una fuerza externa como la gravedad, o si el fluido se mueve, la fuerza de presión genera una aceleración.

En una situación dinámica (cuando el fluido se mueve) puede existir además de la presión, fuerzas o esfuerzos de corte. Sin embargo, la presión continúa siendo isotrópica y se define tal como se hizo anteriormente, pero debe medirse como el esfuerzo normal sobre un área que se mueve al tiempo con el fluido. Existen algunas dificultades en el movimiento de gases cuando los esfuerzos normales sobre un cubo son bastante diferentes en todas direcciones; aquí podemos aún definir una presión hidrostática isotrópica, pero actúan también pequeñas fuerzas adicionales en diferentes direcciones debido a los efectos de viscosidad.

##### Propiedades:

###### Primera propiedad:

La presión en un punto de un fluido en reposo es igual en todas direcciones (Principio de Pascal). Es decir: Una diminuta placa (infinitesimal) sumergida en un fluido experimentaría el mismo empuje de parte del fluido, sea cual fuere la orientación de la placa.

Segunda propiedad:

La presión en todos los puntos situados en un mismo plano horizontal en el seno de un fluido en reposo es la misma.

Tercera propiedad:

En un fluido en reposo la fuerza de contacto que ejerce en el interior de un fluido una parte del fluido sobre la otra contigua al mismo tiene la dirección normal a la superficie de contacto. Como esta fuerza normal es la presión, en el interior de un fluido en reposo no existe más fuerza que la debida a la presión.

Cuarta propiedad:

La fuerza de la presión en un fluido en reposo se dirige siempre hacia el interior del fluido, es decir, es una compresión, jamás una tracción. Tomando como positivo el signo de compresión, la presión absoluta no puede ser jamás negativa.

Quinta propiedad:

La superficie libre de un líquido en reposo es siempre horizontal.

### 2.5. Unidades de presión

La unidad en el Sistema Internacional es:

$$1P=1\frac{N}{m^2}$$

o bien expresada en las unidades básicas:

$$1\frac{N}{m^2}=1\frac{Kg}{m\cdot s^2}$$

Esta unidad ha recibido el nombre de Pascal (Pa):

$$1\frac{N}{m^2}=1Pa$$

En la práctica se expresa con frecuencia la presión en altura equivalente de columna de un líquido determinado: por ejemplo, en m columna de agua, en mm de columna de mercurio, etc. Dimensionalmente la presión no es una longitud, sino una fuerza partido por una superficie. Por eso en el SI las alturas como unidades de presión han sido abolidas aunque no hay dificultad en seguir utilizandose como alturas equivalentes. Como excepción

puede seguirse utilizando como unidad de presión el mm de columna de mercurio, que recibe el nombre de Torr.

1 milímetro de Hg = 1 Torr

A continuación se deduce una ecuación, que permite pasar fácilmente de una presión expresada en columna equivalente de un fluido a la expresada en unidades de presión de un sistema cualquiera.

Consideremos un recipiente cilíndrico de base horizontal (A) lleno de líquido de densidad ( $\rho$ ) hasta una altura (h). Según la definición de presión:

$$p = \frac{N}{A} = \frac{V \rho g}{A} = \frac{A h \rho g}{A} = \rho g h$$

o sea:

$$p = \rho g h \dots (2-4)$$

### 2.6. Presión atmosférica

Sobre la superficie libre de un líquido reina la presión del aire o gas que sobre ella existe. Esta presión puede adquirir un valor cualquiera en un recipiente cerrado; pero si el recipiente está abierto, sobre la superficie libre del líquido reina la presión atmosférica, debida al peso de la columna de aire que gravita sobre el fluido.

La presión atmosférica varía con la temperatura y la altitud. La presión media normal a 0 °C y al nivel del mar es de 760 Torr = 1.01396 bar y se llama atmósfera normal. En la técnica se utiliza mucho la atmósfera técnica, que es igual a 1 bar. Por tanto, hay tres atmósferas:

Atmósfera normal	= 1.01396 bar
Atmósfera técnica	= 1 bar
Atmósfera local y temporal	= presión atmosférica reinante en un lugar y tiempo determinados.

### 2.7. Presión absoluta y presión relativa

La presión en cualquier sistema de unidades se puede expresar como presión absoluta ( $P_{abs}$ ), o como presión excedente o relativa ( $P_{rel}$ ). Esta denominación no afecta a la unidad, sino al cero de la escala. Sucede lo mismo con las temperaturas: los

grados centígrados expresan temperaturas relativas, tomando como 0 °C la temperatura de fusión del hielo; mientras que las temperaturas en Kelvin expresan temperaturas absolutas, medidas a partir del 0 absoluto. En el Sistema Inglés de unidades los grados Fahrenheit expresan temperaturas relativas (temperatura de fusión del hielo, 32 °F); mientras que los grados Rankine expresan temperaturas absolutas. El cero absoluto de temperaturas es el mismo en todos los sistemas de unidades. Lo mismo sucede con el cero absoluto de presiones.

Las presiones absolutas se miden con relación al 0 absoluto (vacío total o 100 % de vacío) y las presiones relativas con relación a la atmósfera.

La mayoría de los manómetros, están contruidos de manera que miden presiones relativas con relación a la atmósfera local. Para hallar la presión absoluta con exactitud habrá que sumar a la presión leída en el manómetro la presión atmosférica local medida exactamente con un barómetro. Muchas veces no se necesita gran precisión y entonces se suma a la lectura del manómetro (presión relativa) la atmósfera técnica, es igual a un bar.

De aquí resulta la ecuación fundamental:

$$P_{abs} = P_{rel} + P_{atm}$$

Donde:

$P_{abs}$  = Presión absoluta, Pa, SI

$P_{rel}$  = Presión relativa, Pa, SI

$P_{atm}$  = Presión atmosférica, Pa, SI

### 3. Conceptos y ecuaciones fundamentales.

#### 3.1. Características del flujo de fluidos

Este capítulo introduce los conceptos necesarios para el análisis del movimiento de fluidos. Se enuncian o derivan las ecuaciones básicas que permiten predecir el comportamiento de los fluidos y son: las ecuaciones de Continuidad, Cantidad de movimiento, Bernoulli, y la ecuación fundamental de las turbomáquinas.

El estudio del movimiento de un fluido en el interior de un contorno (tubería, canal) o alrededor de un contorno (barco, ala de avión) es

- interesantísimo en la técnica: proyecto de oleoductos, redes de distribución de agua, canalizaciones de aire acondicionado, conductos de los sistemas de refrigeración y engrase de las máquinas, flujo del agua y del vapor en una central térmica, resistencia de los aviones y barcos, etc.

- es el problema central de la mecánica de fluidos;

- es altamente complicado: en efecto, el movimiento de un sólido rígido, por muy complicado que sea se descompone en el movimiento de traslación del centro de gravedad y en un movimiento de rotación del sólido alrededor del centro de gravedad: solo las tres coordenadas del centro de gravedad en función del tiempo más las tres componentes del vector velocidad angular en función del tiempo también definen exactamente el movimiento de un sólido. El movimiento general de un fluido, por ejemplo el agua en un río de lecho rocoso es infinitamente más complicado por el desplazamiento de unas partículas de agua con relación a las otras. Sin embargo,

- el movimiento de cada partícula de un fluido obedece a la ley fundamental de la dinámica: Fuerza = masa x aceleración.

Conviene distinguir los siguientes regímenes de corriente:

#### *a) Corriente permanente y corriente variable.*

Permanente si en cualquier punto del espacio por donde circula el fluido no varían con el tiempo las características de éste (aunque varíen de un punto a otro), en particular su velocidad y su presión. Ejemplo: corriente de agua en un canal de hormigón de pendiente uniforme.

Variable si sucede lo contrario. Ejemplo: vaciado de un depósito por un orificio de fondo, (fig.3-1): la velocidad  $V$  de

salida por el orificio disminuye a medida que disminuye  $H$  al irse vaciando el depósito.

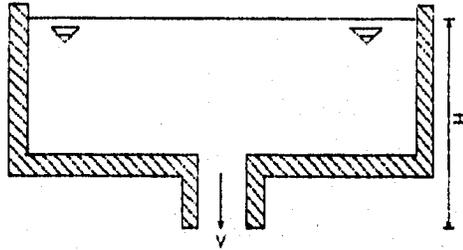


Fig.3-1. El vaciado de un depósito por un orificio de fondo es un fenómeno de régimen variable.

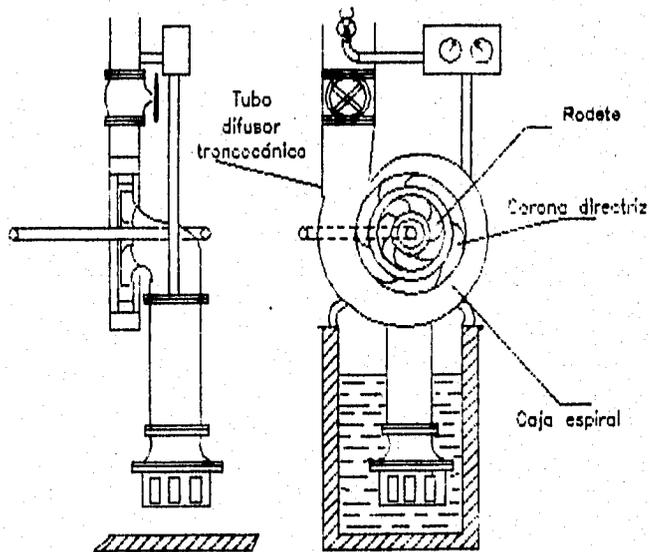


Fig.3-2. En el cono divergente a la salida de una bomba la velocidad disminuye a medida que la sección aumenta (como difusor). Esto es un ejemplo de corriente no uniforme.

**b) Corriente uniforme y no uniforme.**

Uniforme si en cualquier sección transversal a la corriente la velocidad en puntos homólogos es igual en magnitud y dirección, aunque dentro de una misma sección transversal varíe de un punto a otro. Ejemplo: flujo de un fluido en un tubo de diámetro constante.

No uniforme en caso contrario. Ejemplo: en el cono divergente a la salida de una bomba (fig. 3-2) la velocidad disminuye a medida que la sección aumenta (como difusor). Es claro que tanto el régimen uniforme como el no uniforme puede ser permanente o variable; ejemplo: si el caudal en los ejemplos primero y segundo no varía, el régimen será permanente; pero si varía el régimen será variable.

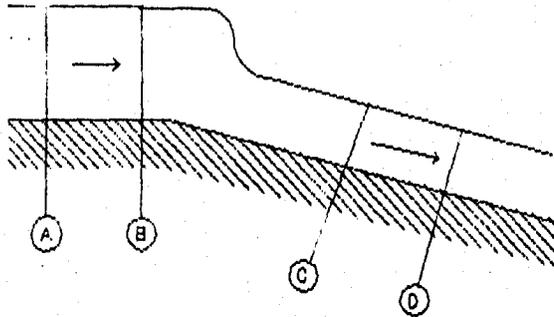


Fig.3-3. Corriente en un canal. En los puntos AB y CD la corriente es uniforme y no uniforme en el tramo BC.

En la transición del canal de la figura 3-3 la corriente es uniforme en los tramos AB y CD y no uniforme en el tramo BC (transición). Si aguas arriba de A hay una compuerta que permite variar el caudal del canal; durante la maniobra de la compuerta, en los tramos AB y CD será uniforme y variable, y en el tramo BC no uniforme y variable, y terminada la maniobra de la compuerta, uniforme y permanente y no uniforme y permanente, respectivamente. Un caso particular de corriente uniforme es la de un fluido ideal e irrotacional entre contornos paralelos, en el cual la velocidad es la misma no solo en toda sección transversal, sino también en todos los puntos de una misma sección transversal.

**c) Corriente laminar y turbulenta.**

Laminar si es perfectamente ordenada de manera que el fluido se mueve en láminas paralelas ( si la corriente tiene lugar entre dos planos paralelos) o en capas cilíndricas coaxiales como la

glicerina en un tubo de sección circular, etc. El avance es tal que cada partícula sigue exactamente el camino de la partícula precedente sin ninguna desviación. Entonces, un delgado filamento de colorante permanecerá tal cual sin difundirse. El gradiente transversal de velocidad es mayor en el flujo laminar que en el turbulento. De hecho, para una tubería, el cociente entre la velocidad media y la velocidad máxima es 0.5 y 0.65 en los respectivos casos (fig. 3-4b).

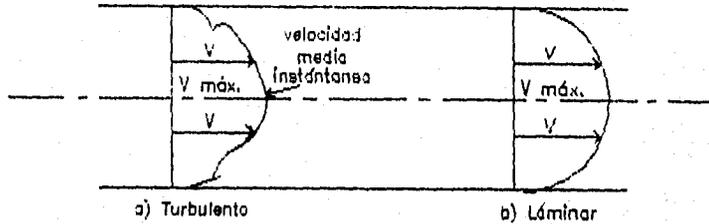


Fig.3-4. Distribución de velocidades en el flujo turbulento y laminar en una tubería.

Turbulenta, el avance de las partículas del fluido es irregular y hay intercambio de posiciones, aparentemente casual. Las partículas individuales están sujetas a velocidades transversales fluctuantes, con lo que el movimiento resulta más bien revuelto y sinuoso que rectilíneo. Si se inyecta un colorante en cualquier punto se difunde rápidamente a través de la corriente. En el caso de flujo turbulento en una tubería, una medida instantánea de la velocidad en cualquier sección revelaría una distribución análoga a la indicada en la figura 3-4a. La velocidad media, que marcaría cualquier instrumento normal de medida está indicada por la línea discontinua y es evidente que el flujo turbulento se caracteriza por una velocidad variable y fluctuante, superpuesta a una velocidad media instantánea.

El que se dé uno u otro régimen depende del influjo de la viscosidad (o número de Reynolds).

#### d) Flujo rotacional e irrotacional.

Se dice que el flujo es rotacional o flujo de vórtice si cada partícula del fluido tiene una velocidad angular de giro alrededor de su propio centro de gravedad, en la figura 3-5a se muestra una típica distribución de velocidades de una pared recta. Debido a la distribución no uniforme de velocidades, una partícula con dos ejes originalmente perpendiculares experimenta

una deformación con un pequeño grado de rotación.

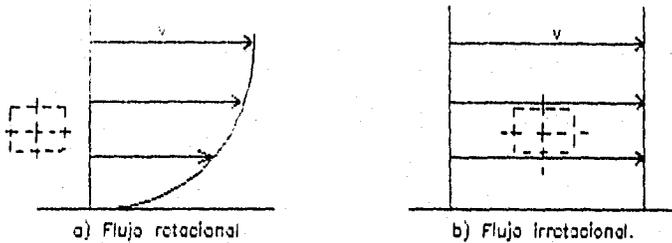


Fig3-5. Flujo en las proximidades de una pared recta.

En la figura 3-6a se representa el flujo en un conducto circular, siendo la velocidad directamente proporcional al radio. Los dos ejes de la partícula giran en la misma dirección, con lo que también en este caso el flujo es rotacional.

Para que el flujo sea irrotacional, la distribución de velocidades en la proximidad de la pared recta ha de ser uniforme (fig. 3-5b). En el caso del flujo en un conducto circular se puede demostrar que el flujo irrotacional sólo se producirá cuando la velocidad sea inversamente proporcional al radio. En un primer examen de la figura 3-6b, esta afirmación pudiera parecer errónea, pero una observación más cuidadosa revela que los dos ejes giran en sentido contrario, con lo que existe un efecto de compensación caracterizado por una orientación estadística de los ejes que permanece inalterada desde el estado inicial.

Debido a que todos los fluidos tienen viscosidad, el flujo de un fluido real nunca es completamente irrotacional y, por supuesto el flujo laminar es altamente rotacional.

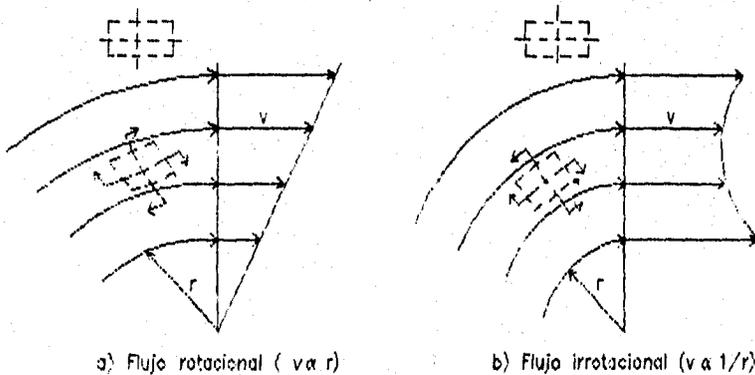


Fig3-6. Flujo en un conducto circular.

e) *Flujo Uni-Bi y tridimensional.*

En general el flujo de un fluido es tridimensional en el sentido de que los parámetros de flujo, velocidad, presión y demás varían en las tres direcciones de coordenadas. No obstante, muchas veces se puede obtener una simplificación considerable en el análisis, por medio de la selección de direcciones tales de las coordenadas, que hagan que la variación apreciable de los parámetros ocurra sólo en dos direcciones, o aun en una sola.

El flujo unidimensional no considera variaciones o cambios en la velocidad, presión, etc., transversales a la dirección del flujo principal. Las condiciones en una sección transversal se expresan en términos de valores promedio de velocidad, densidad y otras propiedades. El flujo a través de un tubo, por ejemplo puede en general caracterizarse como unidimensional; pueden ocurrir variaciones de presión, velocidad y otras según la longitud del tubo, pero se supone que cualquier variación a través de la sección transversal, es despreciable. Muchos problemas prácticos se pueden manejar por este método de análisis, que es más simple que los métodos bi y tridimensionales.

En el flujo bidimensional se supone que todas las partículas fluyen en planos paralelos a lo largo de trayectorias idénticas en cada uno de estos planos; de aquí que no haya cambios en el flujo normal a estos planos, los parámetros del flujo son funciones del tiempo y de dos coordenadas rectangulares del espacio (por ejemplo  $x$  y  $y$ ) solamente. No existe variación en la dirección  $z$  y por lo tanto, en cualquier instante se puede encontrar el mismo patrón de líneas de corriente en todos los planos del fluido perpendiculares a esa dirección  $z$ .

Así pues, el flujo tridimensional es el flujo más general en el cual las componentes de velocidad  $u$ ,  $v$ ,  $w$ , en direcciones mutuamente perpendiculares son funciones de coordenadas de espacio y tiempo  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $t$ . Los métodos de análisis son en general matemáticamente complejos y sólo se puede tratar fronteras de flujo con geometría simple.

f) *Línea y tubo de corriente.*

El camino que recorre una partícula de fluido en su movimiento se llama trayectoria de la partícula. En régimen permanente la trayectoria coincide con la llamada línea de corriente, que es la curva tangente a los vectores de velocidad en cada punto (fig. 3-7). En régimen permanente las velocidades en los puntos 1, 2, 3, etc., serán siempre  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$ , etc., y la partícula que pasa por uno seguirá la trayectoria 1-2-3-4, que coincidirá con la línea de corriente. En régimen variable las líneas de corriente varían de un instante a otro.

Las líneas de corriente sirven para la representación gráfica de los flujos llamados bidimensionales, que pueden representarse fácilmente en un plano porque la velocidad no tiene componente normal al plano del dibujo, y la configuración de corriente en todos los planos paralelos al del dibujo es idéntica. Por cada punto de la corriente pasa una línea de corriente.

por tanto, si se trazaran todas las líneas de corriente no se distinguiría ninguna y si se trazaran demasiadas el dibujo sería confuso. Por eso se trazan solo unas cuantas; pero de manera que entre cada dos líneas consecutivas circule el mismo caudal,  $\Delta Q$ .

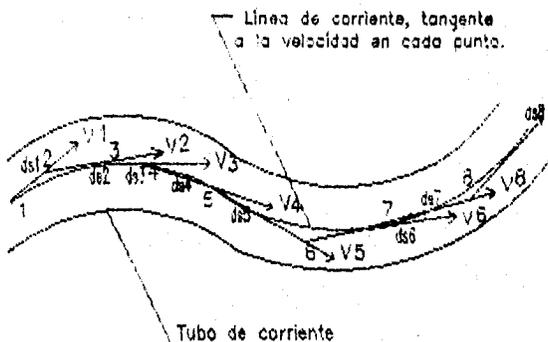


Fig.3-7. El tubo de corriente de la figura puede ser sólido (tubería, canal) o formado por una superficie imaginaria que lo separa del fluido adyacente. La línea de corriente y la trayectoria de una partícula coinciden en régimen permanente.

Ejemplo: El ala de avión de la figura 3-8 tiene una luz (dimensión normal al plano del dibujo) suficientemente grande para que la corriente pueda considerarse bidimensional. Es decir, la configuración de la corriente en todo plano paralelo al dibujo es idéntica. El ala está fija, y sobre ella se hace circular una corriente de aire mediante un ventilador. De esta manera se ensayan los perfiles de ala de avión en los túneles aerodinámicos. En vuelo el aire está estacionario y el perfil se mueve. Si el movimiento en uno y otro caso es uniforme ambos sistemas dinámicamente son equivalentes (el movimiento relativo del aire y del perfil idénticos en ambos casos). El flujo en este caso puede estudiarse por el procedimiento gráfico de las líneas de corriente. Como el caudal es igual a la sección multiplicada por la velocidad, y la sección es proporcional a la distancia transversal entre líneas de corriente las cuales se han trazado de manera que entre dos consecutivas circule el mismo  $\Delta Q = Q/11$  en nuestro caso porque hay doce líneas de corriente. el dibujo contiene gran información gráfica: por ejemplo, en el punto B, donde las líneas de corriente se separan, la velocidad es mucho menor que en el punto A, y por el contrario en el punto C mucho mayor.

Tubo de corriente, es un tubo imaginario o real cuya pared lateral está formada por líneas de corriente (Figs. 3-7 y 3-9).

Así en una tubería de agua de 250 mm un tubo de corriente puede ser un cilindro circular imaginario de 100 mm y concéntrico con el eje de la tubería, o también la tubería misma de 250 mm, que por definición de línea de corriente está formada también por líneas de corriente (la velocidad del fluido en la tubería es tangente a la tubería; de lo contrario el líquido se despegaría de la tubería o se saldría de la misma).

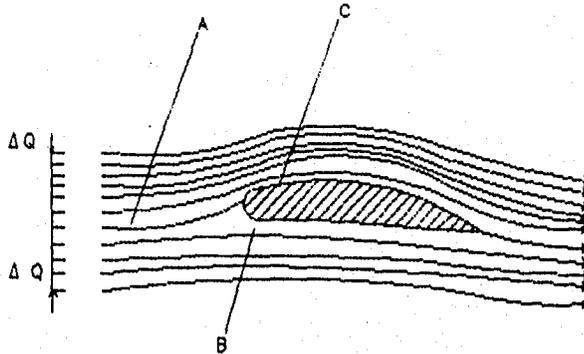


Fig 3-8. Líneas de corriente en torno a un perfil de ala. Entre dos líneas de corriente consecutivas circula el mismo caudal  $\Delta Q$ . La velocidad es mayor donde las líneas de corriente se ensanchan.

Si el área transversal de un tubo de corriente es infinitesimal el tubo de corriente se llama hilo o filamento de corriente (fig. 3-9).

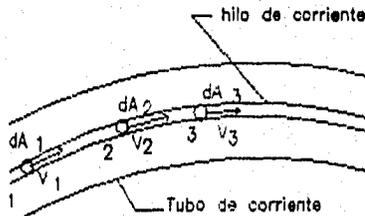


Fig.3-9. Tubo de corriente a hilo de corriente. El hilo o filamento de corriente es un tubo de corriente infinitesimal.

### 3.2. Ecuación de continuidad

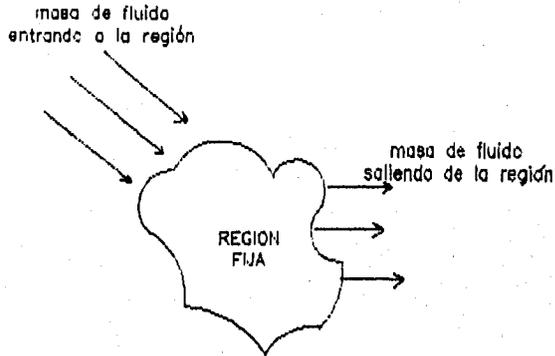


Fig. 3-10.

la ecuación de continuidad es, en realidad, una forma de expresión matemática del principio de conservación de la masa. Para considerar primero su expresión más general, hágase referencia a la figura 3-10. En ésta se pone bajo observación cualquier región fija dentro del fluido y puesto que, en ausencia de reacción nuclear no se crea ni se destruye materia, dentro de esta región:

El régimen bajo el cual la masa entra a la región = Al régimen bajo el cual la masa deja la región + el régimen de acumulación de masa en la región.

Si el flujo es permanente (es decir, si no cambia con el tiempo), el régimen bajo el cual se acumula la masa dentro de la región vale cero. La expresión se reduce entonces a:

Régimen bajo el cual la masa entra a la región = Régimen bajo el cual la masa deja la región.

Esta relación se puede aplicar ahora en un tubo de corriente cuya sección transversal sea lo bastante pequeña para que no exista variación de velocidad a través de ella. Se considera una longitud  $\delta s$  del tubo de corriente, entre los planos de secciones transversales B y C (fig. 3-11) siendo  $\delta s$  tan pequeña, que es despreciable cualquier variación en el área de la sección transversal  $\Delta A$  a lo largo de esa longitud.

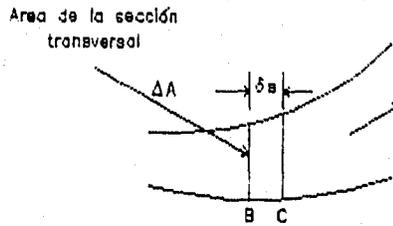


fig. 3-11.

Si entonces se supone que el fluido es un continuo, el volumen de fluido contenido en esa pequeña parte del tubo de corriente, es  $\Delta A \delta s$ . (Recuérdese que esa área de sección transversal se ha definido como el área que es perpendicular a la longitud). Si el fluido contenido inicialmente entre los planos B y C pasa a través del plano C en un corto intervalo de tiempo  $\delta t$ , entonces el régimen bajo el cual el volumen de fluido pasa a través de C es  $\Delta A \delta s \delta t$ , o en el límite  $\Delta A ds/dt$ . Pero,  $ds/dt$  es la velocidad lineal ahí, digase  $c$  y, por lo tanto, el régimen de flujo de volumen es  $\Delta A c$ . Así como para calcular un volumen se debe multiplicar una longitud por una área perpendicular a esa longitud, al calcular el régimen de flujo de volumen (que con frecuencia se denomina caudal y se representa por el símbolo  $Q$ ), la velocidad debe multiplicarse por un área perpendicular a ella. El régimen de flujo de masa se da por el producto del caudal y de la densidad.

Por lo anterior, el régimen bajo el cual una masa de fluido entra a una porción seleccionada de un tubo de corriente en el que el área de sección transversal es  $\Delta A_1$ , la velocidad del fluido  $c_1$  y su densidad  $\rho_1$  es  $\rho_1 \Delta A_1 c_1$ . Para el flujo permanente no hay acumulación de masa dentro del tubo de corriente y, por lo tanto, a través de todas las secciones transversales del tubo debe pasar, en la unidad de tiempo, la misma masa. Así:

$$\rho_1 \Delta A_1 c_1 = \rho_2 \Delta A_2 c_2 = \text{constante} \dots (3-1)$$

La ecuación 3-1 se puede integrar para todo el conjunto de tubos de corriente que ocupa la sección transversal de un pasaje a través del cual fluye el fluido para dar

$$\int \rho c dA = \text{constante} \dots (3-2)$$

En la que  $c$  es perpendicular, en todo sitio, al área

elemental  $\delta A$ . Si  $\rho$  y  $c$  son constantes a través de toda la sección transversal, la ecuación se vuelve

$$\rho A c = \text{constante} \dots (3-3)$$

Para un fluido de densidad constante, la relación de continuidad se reduce a

$$\int c dA = \text{constante}$$

la que se puede escribir  $A c = \text{constante}$  en donde  $c$  representa la velocidad promedio.

La ecuación 3-1 indica que, para el flujo de un fluido incompresible a lo largo de un tubo de corriente,  $c \cdot A = \text{constante}$  y, por lo tanto, al disminuir el área  $\Delta A$ , la velocidad aumenta. Este hecho permite al instante una interpretación parcial del patrón formado por las líneas de corriente en el flujo permanente: en las regiones en las que las líneas de corriente están cercanas entre sí, la velocidad es alta, pero si las mismas líneas están más separadas, la velocidad es más baja. Sin embargo, esta conclusión no se aplica necesariamente al flujo de fluidos compresibles.

Aunque aquí se ha aplicado el principio de la continuidad al flujo permanente en un tubo de corriente, también se puede expresar en otras formas. Estas, no obstante deberán derivarse, cuando se requiera, a partir del principio fundamental de la conservación de la masa.

### 3.3. Ecuación de Bernoulli

En 1738 Daniel Bernoulli, un matemático suizo, demostró una ecuación general en conexión con el movimiento de los fluidos, la importancia del cual no se puede dejar de enfatizar demasiado. Con esta ecuación, como base fundamental, puede erigirse toda una estructura sobre el movimiento de los fluidos, y con ellas pueden resolverse completamente la mayor parte de los problemas que se presentan.

En general, la velocidad de un fluido varía de un punto a otro, aun en la dirección de flujo. Puesto que, por la primera ley de Newton un cambio de velocidad debe asociarse con la fuerza, es de esperarse que la presión del fluido cambie también de un punto a otro. Se puede estudiar la relación entre estos cambios por medio de la aplicación de la Segunda Ley de Newton a una partícula de fluido.

Esta última consiste de un pequeño elemento del fluido, sobre el cual son muy pequeños los cambios de velocidad y presión. Sin embargo, aunque pequeño, el elemento está formado por un gran número de moléculas, de manera que se retiene la propie-

dad característica de un continuo de fluido. Dicho elemento se selecciona de manera que ocupe parte de un tubo de corriente de pequeña sección transversal (fig. 3-12). Los extremos del elemento son planos y perpendiculares a la línea central de corriente, pero éstos pueden ser de cualquier forma geométrica.

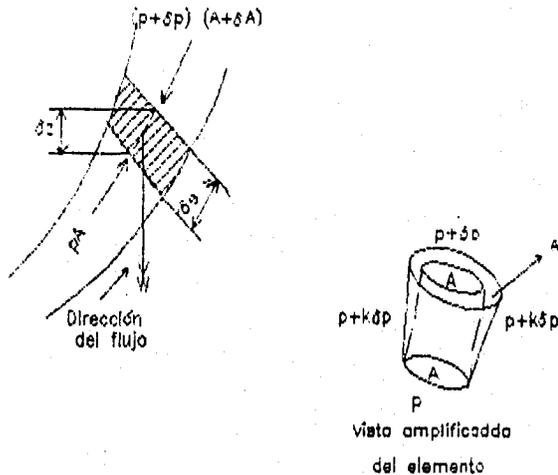


Fig.3-12.

Las fuerzas bajo investigación, son aquellas debidas a la presión del fluido a todo alrededor del elemento y a la gravedad. Se supone que otras, tales como las debidas a la viscosidad, tensión superficial, electricidad, magnetismo, reacciones químicas o nucleares son tan pequeñas que se pueden despreciar. Aun la suposición de una viscosidad despreciable es menos restrictiva de lo que parece a primera vista, los fluidos que se encuentran con más frecuencia tienen valores de viscosidad pequeños y, excepto cuando se presentan remolinos, las fuerzas viscosas solo son apreciables muy cerca de los límites sólidos. Así, el comportamiento de un fluido real es muy a menudo notablemente similar al de un fluido ideal inviscido, en ausencia de fuerzas cortantes, cualquier fuerza que actúa sobre una superficie es perpendicular a está, ya sea que la superficie sea la de un límite sólido, o la de un elemento adyacente de fluido.

Se supone también que el flujo es permanente.

El elemento tiene una longitud  $\delta s$ , en donde  $s$  representa la distancia medida a lo largo del tubo de corriente, en la dirección del flujo. La longitud  $\delta s$  es tan pequeña, que se puede despreciar la curvatura de las líneas de corriente a través de esta distancia.

La presión, velocidad y demás variarán (en general) de

acuerdo con  $s$ , pero ya que el flujo es permanente, las cantidades no cambian con el tiempo en un punto particular y, por tanto, para el tubo de corriente considerado, se puede suponer que cada variable es función de  $s$  solamente.

En el extremo de corriente arriba del elemento, la presión es  $p$ , y en el extremo de corriente abajo es  $p + \delta p$  (en donde, por supuesto,  $\delta p$  puede ser negativa). A los lados del elemento, la presión varía según la longitud, pero se puede suponer un valor promedio de  $p + k\delta p$ , en donde  $k$  es una fracción menor que la unidad. La presión en el extremo de corriente arriba (en donde el área de sección transversal es  $A$ ) resulta en una fuerza  $pA$  sobre el elemento, en la dirección de flujo; la presión en el extremo de corriente abajo (en donde el área de sección transversal es  $A + \delta A$ ) ocasiona una fuerza  $(p + \delta p)(A + \delta A)$  sobre el elemento, en la dirección opuesta.

Las fuerzas debidas a la presión en los lados del elemento, tienen también una componente en la dirección del flujo. Ya que la fuerza en cualquier dirección se da por el producto de la presión y el área proyectada perpendicular a esa dirección, la fuerza axial neta corriente abajo debida a la presión a los lados del elemento es  $(p + k\delta p)\delta A$ , ya que  $\delta A$  es el área neta perpendicular a la dirección de flujo.

El peso del elemento  $W$ , es igual a  $\rho g A \delta s$  (se desprecia el segundo orden de las cantidades pequeñas), y su componente en la dirección de movimiento es  $-\rho g A \delta s \cos \theta$ , en donde  $\rho$  representa la densidad del fluido y  $\theta$  el ángulo entre la vertical y la dirección de movimiento. Por tanto, en ausencia de otras fuerzas, tales como las debidas a la viscosidad, la fuerza total que actúa sobre el elemento, en la dirección del flujo, es

$$pA - (p + \delta p)(A + \delta A) + (p + k\delta p)\delta A - \rho g A \delta s \cos \theta$$

Cuando se desprecia el segundo orden de las cantidades pequeñas, esto se reduce a

$$-A\delta p - \rho g A \delta s \cos \theta \dots (3-4)$$

Ya que la masa del elemento es constante, la fuerza neta debe, por la segunda ley de Newton, ser igual a la masa multiplicada por la aceleración en la dirección de la fuerza, esto es,  $(\rho A \delta s)(dv/dt)$ .

Se puede escribir  $\delta s \cos \theta$  como  $\delta z$  en la que  $z$  representa la altura por sobre algún plano horizontal de referencia conveniente, y  $\delta z$  el cambio de nivel desde un extremo del elemento al otro. Entonces

Dividiendo por  $\rho A \delta s$  y tomando el límite  $\delta s \rightarrow 0$  se obtiene

$$-\Delta p - \rho g \Delta z = \rho \Delta s \frac{dv}{dt}$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} + \frac{dv}{dt} + g \frac{dz}{ds} = 0 \dots (3-5)$$

Por medio de la ecuación

$$\frac{dv}{dt} = v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t}$$

pero para el flujo permanente la aceleración local  $av/at = 0$  y así  $dv/dt = v(dv/ds)$  (tomando ahora la diferencial total en un lugar de la parcial, porque  $v$  es una función de  $s$  sólo para este tubo de corriente). Se tiene entonces

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} + v \frac{dv}{ds} + g \frac{dz}{ds} = 0 \dots (3-6)$$

como la ecuación requerida, en forma diferencial, con frecuencia se hace referencia a ésta como la ecuación de Euler, en honor del matemático suizo Leohard (1707-1783). Esta ecuación no se puede integrar completamente con respecto a  $s$  a menos que  $\rho$  sea una constante o una función conocida de  $p$ . Sin embargo, para un fluido de densidad constante, el resultado de la integración es

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = C \dots (3-7)$$

o si se divide por  $g$ ,

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = C \dots (3-8)$$

Este resultado (en cualquiera de las formas) se conoce en general como la ecuación de Bernoulli.

La cantidad  $z$  representa la elevación sobre algún plano horizontal de referencia seleccionado arbitrariamente, como base de medición. El nivel de este plano no es de importancia; si se moviera por ejemplo, un metro más arriba, todos los valores de  $z$  para el tubo de corriente considerado se reducirían en un metro

y, por tanto la suma de las tres cantidades en la ecuación 3-8 aún sería constante.

No debe olvidarse la suposición de que el flujo es permanente; el resultado no se aplica al movimiento no permanente. Además, en el límite, el área de sección transversal del tubo considerado tiende hacia cero, y el tubo a llegar a ser una línea de corriente única. Así, la suma de los tres términos es constante a lo largo de una línea única de corriente pero, en general, la constante del lado derecho de cualquiera de las ecuaciones 3-7 o 3-8, tiene diferentes valores para diferentes líneas de corriente. Para aquellos casos especiales en los que todas las líneas de corriente comienzan desde, o pasan a través de, las mismas condiciones de presión, velocidad y elevación, las constantes para las varias líneas de corriente son, por supuesto, iguales, pero no todos los ejemplos del movimiento de fluido cumplen con estas condiciones.

En resumen, las siguientes son las condiciones en las cuales se aplica la ecuación de Bernoulli. El fluido debe ser un fluido sin fricción (inviscido) y de densidad constante; el flujo debe ser permanente, y la relación subsiste, en general, sólo para una línea de corriente única.

Para describir el comportamiento de los líquidos, especialmente cuando existe una superficie libre en algún sitio del sistema considerado, por lo general la ecuación 3-8 es la forma más adecuada de la expresión. Se puede aplicar la ecuación a los gases, cuando existan circunstancias en las que no son apreciables los cambios de densidad. En esos casos, la ecuación 3-7 tiene ciertas ventajas. Con frecuencia es posible una simplificación de la ecuación para describir el comportamiento de los gases bajo tales condiciones; debido a que la densidad de los gases es pequeña, los cambios en el valor de  $z$  de un punto a otro pueden ser considerados despreciables en comparación con el término  $p/\rho$  de la ecuación 3-7 y, por lo tanto, se puede omitir el término  $z$  sin incurrir en un error apreciable. La ecuación se vuelve entonces

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = C$$

o en la forma generalmente empleada

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{constante} \dots (3-9)$$

3.4. Ecuación de la cantidad de movimiento

Sea el tubo de corriente de la figura 3-13a. Consideremos aislada la porción del fluido comprendida entre las secciones de control 1 y 2 normales a la corriente. Sean  $v_1, v_2$  las velocidades de una partícula en las secciones 1 y 2. El fluido ha cambiado su cantidad de movimiento al variar la sección del tubo, así como al variar la dirección de  $v$ , luego ha estado sometido a una fuerza. Se trata de averiguar la relación que existe entre esta fuerza y la variación de la cantidad de movimiento. Las fuerzas que actúan sobre la masa aislada de fluido están dibujadas en la figura 3-13. Estas fuerzas son:

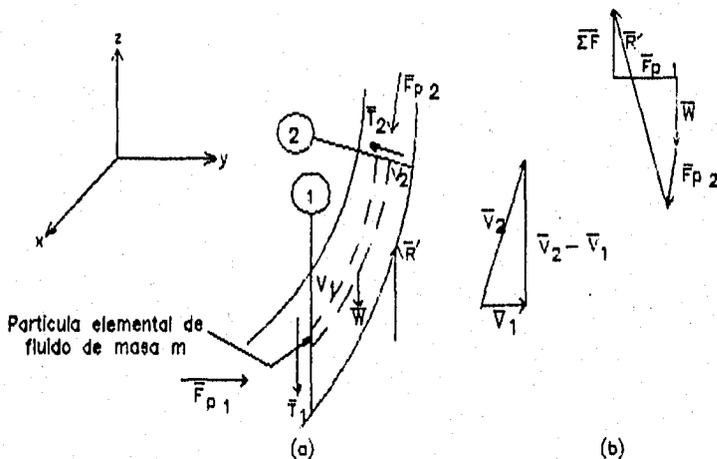


Fig.3-13. Deducción del teorema del impulso. Se aísla el trazo de tubo de corriente comprendido entre las secciones 1 y 2 y se aplica la segunda ley de Newton, integrando primeramente a lo largo del filamento de corriente dibujado en la figura y luego integrando todos los filamentos de corriente comprendidos en el tubo.

- Las fuerzas normales de presión:  $F_{p1}$  ejercida por el fluido eliminado a la izquierda de la sección 1 y  $F_{p2}$  a la derecha de la sección 2, sobre la masa aislada.
- Las fuerzas tangenciales  $T_1$  y  $T_2$  en estas mismas secciones debidas a la viscosidad. Estas fuerzas que se han dibujado en la figura 3-13a pueden despreciarse, por lo cual se han omitido en el diagrama de fuerzas de la figura 3-13b.
- La resultante  $R'$  de todas las fuerzas normales y tan-

genciales ejercidas por las paredes laterales del tubo o por el fluido circundante (según se trate de un tubo material o de un tubo de fluido aislado en el interior del resto del fluido).

- La fuerza de la gravedad  $W$ , que es la fuerza de atracción de la tierra sobre el fluido aislado.

En este tubo de corriente aislado, aislemos a su vez un filamento de corriente (dibujado con trazos en la figura), y consideremos en este filamento un elemento diferencial de longitud infinitesimal o partícula de fluido de masa  $m$ , indicada en la figura.

En la demostración seguiremos los pasos siguientes:

- 1° Aplicar la 2ª Ley de Newton a una partícula.
- 2° Integrar incluyendo todas las partículas de un mismo filamento de corriente.
- 3° Integrar incluyendo todos los filamentos del tubo de corriente.

1° La segunda Ley de Newton expresada vectorialmente dice

$$F = m \frac{dV}{dt}$$

que es equivalente a las tres ecuaciones cartesianas siguientes:

$$F_x = m \frac{dv_x}{dt}$$

$$F_y = m \frac{dv_y}{dt}$$

$$F_z = m \frac{dv_z}{dt}$$

Deduciremos sólo la ecuación según el eje  $x$ , ya que las otras dos se deducirán de la misma manera.

Para una partícula

$$dF_x = \frac{m dV_x}{dt} = \rho dQ \frac{dt dv_x}{dt} = \rho dQ dv_x \dots (3-10)$$

donde  $dF_x$  - resultante según el eje x de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula

m - masa de la partícula que en realidad es infinitesimal, ya que  $m = \rho d\tau$  (donde  $d\tau$  es el volumen de la partícula) =  $\rho dQ dt$ , porque por definición  $dQ = d\tau/dt$  (donde  $dQ$  es el caudal volumétrico que circula por el filamento).

Por tanto,

$$dF_x = \rho dQ dv_x \dots (3-11)$$

2° Integrando la ecuación 3-11 a lo largo de todo el filamento de corriente desde la sección 1 a 2, y utilizando las hipótesis ordinarias siguientes  $\rho = C$  (fluido incompresible) y  $dQ = C$  (movimiento permanente, se tendrá:

$$\int_1^2 dF_x = \rho dQ \int_1^2 dv_x = \rho dQ (v_{x2} - v_{x1}) \dots (3-12)$$

donde  $\int_1^2 dF_x$  - resultante según el eje x de todas las fuerzas que actúan sobre todas las partículas del filamento.

3° Integrando de nuevo sobre todo el tubo de corriente, o lo que es lo mismo, sobre todos los filamentos de corriente comprendidos entre las secciones 1 y 2 tendremos:

TEOREMA DEL IMPULSO O DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

$$F_x = \rho \int (v_{x2} dQ - v_{x1} dQ) \dots (3-13)$$

donde  $F_x$  - resultante de todas las fuerzas exteriores a la masa de fluido aislada enumeradas al principio y dibujadas en la figura 16-1. Las fuerzas interiores, o

sea las que unas partículas de la masa aislada ejercen sobre otras de la misma masa aislada, por la 3ª Ley de Newton (principio de acción y reacción son iguales dos a dos y de signo contrario y se reducen a cero.

En innumerables problemas prácticos que presenta la técnica el teorema de la cantidad de movimiento no se utiliza en la forma 3-13, sino en una forma simplificada, de una manera análoga a las formas simplificadas de la ecuación de continuidad y del teorema de Bernoulli.

En efecto, si suponemos que las secciones 1 y 2 son zonas de régimen uniforme  $v_{x1}$  será constante en la sección 1 y  $v_{x2}$  será constante en la sección 2. En la práctica se escogen las secciones de control de manera que se cumpla lo más aproximadamente posible esta condición. Entonces para todas las partículas en la sección 1

$$v_{x1} = \text{cte}$$

y para todas las de la sección 2

$$v_{x2} = \text{cte}$$

Entonces el segundo miembro de la ecuación 3-13 se podrá integrar, obteniéndose finalmente para los tres ejes coordenados:

#### EXPRESION PRACTICA DEL TEOREMA DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

$$F_x = \rho Q (v_{x2} - v_{x1})$$

$$F_y = \rho Q (v_{y2} - v_{y1})$$

$$F_z = \rho Q (v_{z2} - v_{z1})$$

(régimen uniforme en las secciones 1 y 2) ... (3-14)

o vectorialmente

$$F = \rho Q \Delta v \dots (3-15)$$

donde  $F(F_x, F_y, F_z)$  - resultante de todas las fuerzas exteriores que se ejercen sobre el fluido aislado (limitado por el tubo de corriente y dos secciones de control convenientemente escogidas). Esta resultante incluye también las fuerzas de viscosidad que las paredes del tubo ejercen sobre el fluido aislado.

$v(v_x, v_y, v_z)$  - velocidad media de la corriente en la sección respectiva.

La ecuación de la cantidad de movimiento ecuación 3-15 en contraposición a la ecuación de Bernoulli es aplicable también al fluido real.

### 3.5. Ecuación Fundamental de las turbomáquinas

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

### DEDUCCION DE LA ECUACION DE EULER. TRANSFERENCIA DE ENERGIA ENTRE UN FLUIDO Y UN ROTOR.

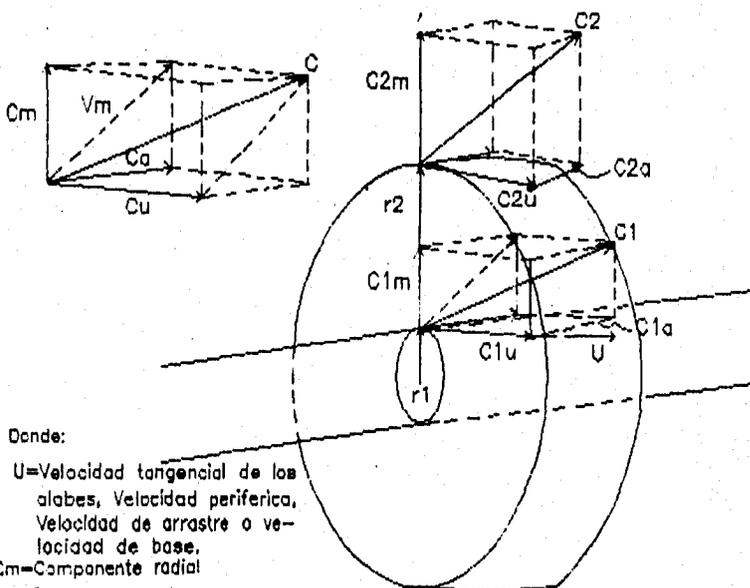
Las relaciones básicas para el diseño de todas las turbomáquinas, son muy sencillas y solamente son una forma de aplicar las leyes de movimiento de Newton a un fluido a través de un rotor.

La figura 3-14 representa diagramáticamente un rotor de una turbomáquina cualquiera, con eje de rotación 0-0 que también será el eje axial de la misma, y tiene una velocidad angular  $\omega$ . El fluido entra al rotor en un punto 1 y pasa a través del rotor

siendo descargado en un punto 2 y la dirección de 1 a 2 es de un ángulo cualquiera arbitrario. los puntos 1 y 2 tienen distintos radios  $r_1$  y  $r_2$ . Es necesario restringir el flujo a un régimen de masa o flujo constante o permanente.

El estado del fluido en cualquier punto es constante y la cantidad de calor o trabajo que entra o sale del rotor son constantes.

De aquí los vectores de velocidad a la entrada y salida, que actúan en puntos separados, son representación del flujo total sobre una área finita, esto es, cualquier velocidad  $V = Q/A$ . Donde  $Q$  es el flujo volumétrico y  $A$  es el área de la sección transversal al área normal de flujo.



Donde:

$U$ =Velocidad tangencial de los alabes, Velocidad periférica, Velocidad de arrastre o velocidad de base.

$C_m$ =Componente radial

$C_a$ =Componente axial

$C_u$ =Componente tangencial

$C$ =Velocidad absoluta.

Fig.3-14.

El vector velocidad  $C$  puede ser solucionado en función de sus tres mutuas componentes perpendiculares como se muestra en la figura 3-14. Una componente que sea paralela al eje de rotación axial  $C_a$ . Una componente dirigida en forma radial que atraviese el eje axial de rotación  $C_m$  y una última componente en una dirección a la derecha del ángulo de la dirección radial la cual proporciona una componente tangencial  $C_u$ . Las componentes axial y radial tienen como resultante la velocidad meridiana  $V_m$ . La

componente giratoria o tangente  $C_u$  como veremos, califica la transferencia energética, y la componente meridiana condiciona el gasto, por lo que son dos componentes importantes. Conviene asimismo hacer notar que estas dos componentes  $C_u$  y  $V_m$  definen el plano tangente en  $M$  a la superficie, cuya resultante es la velocidad absoluta  $C$  contenida en el mismo plano tangente.

La variación de los radios  $r_1$  y  $r_2$  ocasionan cambios en la magnitud de las componentes, así la variación de la componente axial a través del rotor, incrementa la fuerza axial, la cual es tomada por una chumacera de empuje, hacia la carcasa de la máquina los cambios en magnitud de la componente radial son tomados en forma similar, por una chumacera de carga. Ninguna de las dos componentes anteriores tienen efecto sobre el movimiento angular del rotor.

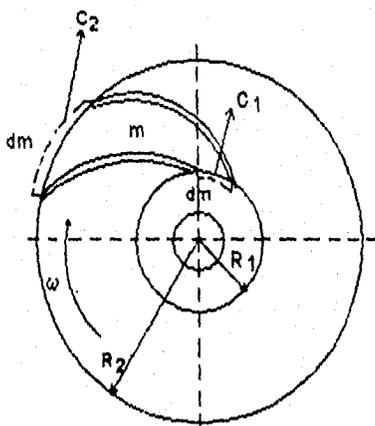


Fig.3-15. Acción del flujo entre los álabes

La figura 3-15 representa un rotor generalizado de una turbomáquina, provisto de álabes. Cada dos álabes consecutivos forman un ducto por el que circula el fluido, determinando empujes sobre los contornos, cediendo o tomando energía según se trate de una máquina motora o generadora. En el rotor en cuestión (de tipo bomba) el fluido se mueve de dentro hacia afuera, representando las condiciones a la entrada con el subíndice 1 y a la salida con el subíndice 2. El ducto se halla limitado por las superficies de revolución que definen los bordes de entrada y salida, cuyas áreas son  $A_1$  y  $A_2$ , respectivamente. En el mismo orden  $C_1$  y  $C_2$  representan las velocidades absolutas.

El cálculo de la energía transferida va a hacerse bajo las condiciones de flujo estable. La fuerza ejercida entre flujo y

álabe se va a considerar definida por tres componentes espaciales ortogonales: la axial (en este caso perpendicular al papel), la radial y la tangencial. El valor de cada una de estas tres componentes se va a determinar en función del cambio en la cantidad de movimiento con el tiempo.

Del teorema de la cantidad de movimiento se deduce el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento. En efecto, la ecuación 3-12, aplicada al hilo de corriente al que pertenece la partícula del fluido considerada será:

$$dF = dQp(C_2 - C_1)$$

De donde al integrar obtenemos

$$F = Qp(C_2 - C_1)$$

Notese que

$$Qp = \dot{m}; \left( \frac{m^3}{s} \cdot \frac{Kg}{m^3} - \frac{Kg}{s} \right) = \dot{m}$$

Por lo tanto:

$$F = \dot{m}(C_2 - C_1) \dots (3-16)$$

$m$  representa la masa del fluido, en Kg, contenida en el ducto en un momento dado aumentada o disminuida por la masa  $dm$  que entra o sale en un tiempo  $dt$ .

La cantidad de movimiento dentro del ducto ( $mC$ ) se mantiene constante;  $c$  es la velocidad promedio de la masa  $m$  dentro del ducto, que por hipótesis se mantiene constante en flujo estable. Sólo en la masa  $dm$  se experimenta un cambio en la velocidad, variando por tanto la cantidad de movimiento entre la entrada y la salida.

Siendo la masa un escalar, los vectores cantidad de movimiento tienen la misma dirección y sentido que las velocidades correspondientes. Si  $n$  es el número de ductos formados por los

álaves del rotor, las componentes de la fuerza desarrollada por el rotor sobre el fluido o viceversa, serán:

$$\text{Empuje axial: } F_a = m( C_{2,a} - C_{1,a} )$$

$$\text{Acción radial: } F_r = m( W_2 - W_1 )$$

$$\text{Acción tangencial: } F_u = m( C_{2,u} - C_{1,u} )$$

El empuje axial puede ser útil en el caso que se quiera producir un arrastre axial sobre la misma máquina, como por ejemplo en el caso de un avión. En las máquinas fijas, este empuje axial es contraproducente y conviene reducirlo o eliminarlo buscando la acción recíproca de unidades gemelas, o también, procurando que  $C_{2,a} = C_{1,a}$  en una misma unidad.

La acción radial queda neutralizada en el eje. La simetría del rotor evita empujes perjudiciales sobre los cojinetes. Toda la transferencia de energía útil entre fluido y rotor, se logra a expensas de la componente tangencial, la cual produce un momento máximo sobre el eje de giro de la máquina, ya que es perpendicular al radio. El momento exterior  $M$  o par transmitido por el rotor, o al rotor, es igual al cambio en el momento de la cantidad de movimiento con relación al tiempo, entre la entrada y la salida del fluido de los álaves, o sea, el momento neto del rotor se puede expresar en forma general de la siguiente manera.

Si una masa de fluido  $m_1$  entra en el rotor a un radio  $r_1$ , con una componente tangencial de su velocidad  $C_{1,u}$  durante un tiempo  $t$  una masa  $m$ , sale con radio  $r_2$ , con una componente tangencial de su velocidad  $C_{2,u}$  en el mismo intervalo de tiempo  $t$  entonces: la ecuación 3-16 se convierte:

$$M = m(r_2 C_{2,u} - r_1 C_{1,u}) \dots (3-17)$$

Donde:

- $M$  - Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico
- $r_2, r_1$  - Brazos de momento de los vectores  $C_{2,u}$  y  $C_{1,u}$  respectivamente
- $m$  - Caudal másico que atraviesa el rodete.

Este momento multiplicado por  $w$  será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido:

$$P = M w \dots \text{Natts}$$

por lo tanto:

$$P = M\omega = \dot{m}\omega(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dots (3-18)$$

Donde:

$\omega = 2\pi n/60$  - velocidad angular del rodete, rad/s.  
Como  $U$  es la velocidad tangencial de los álabes o velocidad periférica o de base y se expresa por:

$$U = \omega R$$

sustituyendo entre la entrada y la salida

$$U_1 = \omega r_1$$

$$U_2 = \omega r_2$$

entonces se tiene:

$$Y_u = \dot{m}(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \dots (3-19)$$

Si consideramos la ecuación anterior por unidad de masa de flujo entonces:

$$Y_u = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \dots \frac{J}{kg} \dots (3-20)$$

*(Ecuación de Euler: bombas, ventiladores y turbocompresores)*

Donde  $Y_u$  es la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido (o viceversa), por unidad de masa de fluido, la cual es conocida como la ecuación de Euler. Se advierte que tiene su origen en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del fluido y del álabes entre la entrada y la salida del rotor. Esta ecuación sirve para cualquier clase de fluido compresible o incompresible, con cualquier clase de propiedades, pues al deducirla no se ha hecho ninguna restricción al respecto.

Las bombas, ventiladores y compresores (estos últimos son máquinas térmicas) son máquinas generadoras: el rodete imparte energía al fluido. La ecuación 3-17 expresa el momento comunicado al fluido y la ecuación 3-18 la potencia comunicada al fluido, y por lo tanto el valor de  $Y_u$  en la ecuación 3-20 es la energía

específica comunicada al fluido, que se expresa en (J/Kg) o equivalentemente en (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>) en el SI.

Sin embargo en el rodete existen dos pares iguales y de sentido contrario: el par comunicado en el fluido y el par de reacción que el fluido ejerce sobre el rodete.

Las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas (estas dos últimas son máquinas térmicas) son máquinas motoras; el fluido imparte energía al rodete. Por eso al tratar de deducir la ecuación de Euler para las máquinas motoras se procedería análogamente, pero escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el rodete, con lo que el segundo miembro de la ecuación 3-17 tendría los signos cambiados y lo mismo los segundos miembros de las ecuaciones 3-18 y 3-20.

Yu ya no será la energía específica que da la máquina al fluido, sino lo que absorbe la máquina.

Por tanto,

$$Y_u = U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}$$

*(Ec. de Euler: Turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y de gas)*

Sin embargo en ambos casos Yu 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:

**PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
*(Expresión energética)*

$$Y_u = \pm (U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}) \dots (3-21)$$

*(Ec. de Euler primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas; turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras)*

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura. En las máquinas hidráulicas la altura es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba, etc.

Si dividimos a la variable Yu entre g se pasa a la variable H, esto es:

$$Y_u/g = H$$

**PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión en alturas)

$$H_u = \frac{U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}}{g} \dots (3-22)$$

(signo + máq. motoras y signo - máq. generadoras; unidades en SI)

Notas sobre la ecuación de Euler.

1. a) Así como la ecuación de Bernoulli es la ecuación fundamental de la hidrodinámica, la ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas.
2. a) La altura  $H_u$  de la Ecuación 3-22 en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también altura hidráulica.
3. a) En general, en una turbomáquina la velocidad en cada punto puede tener tres componentes, según los ejes  $r$ ,  $u$  y  $a$ , que tienen la dirección del radio en dicho punto, la tangente y el eje de la máquina.
4. a)  $Y_u$  ( $H_u$ ) representa:
  - En las bombas, ventiladores y compresores (turbomáquinas generadoras): la energía (altura) teórica comunicada al fluido;
  - En las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas (Turbomáquinas motoras): la energía (altura) útil aprovechada por el rodete;
  - En todas las turbomáquinas: la energía (altura) intercambiada en el rodete.
5. a) Desde luego la transferencia de energía entre fluido y máquina se efectúa al paso de aquél por el rodete móvil. Pero hay que disponer al fluido en condiciones de que la cesión o toma de energía pueda realizarse, con la ayuda de elementos auxiliares que completan la máquina. En las turbinas de impulso por ejemplo, las toberas transforman la mayor parte

de la energía del fluido en dinámica para que así pueda ser aprovechada por la máquina. En las turbinas hidráulicas de reacción, donde se aprovecha la presión o carga estática del fluido, se disponen el caracol, el distribuidor y el tubo de desfogue como elementos auxiliares importantes. El primero procura la alimentación del líquido suficiente para la operación de la turbina. El distribuidor regula el gasto según la potencia exigida a la máquina y además impone el giro necesario del agua a la entrada del rotor. El tubo de desfogue permite una ganancia en el gradiente de presión a través de la turbina.

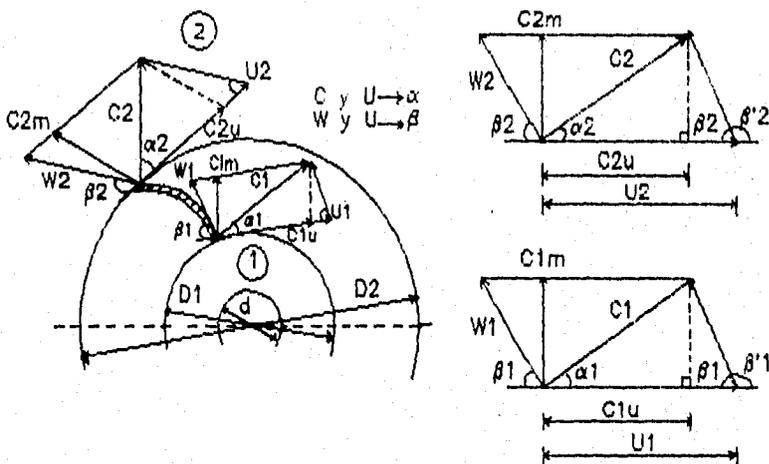


Fig.3-16. Corte transversal de un rodete de una bomba centrífuga; se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida. En la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los diámetros sufren una misma desviación (método unidimensional de estudio).

La figura 3-16 representa parte de un rotor, con sus diagramas de velocidades de entrada y salida, todo el razonamiento y por tanto la fórmula de Euler deducida mediante él, será válido para todas las turbomáquinas.

Sea  $C_1$  la velocidad absoluta del fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la figura 3-16),  $W_1$  la velocidad relativa, la cual es relativa entre el fluido y el rotor y  $U_1 = \pi D_1 n / 60$  la

velocidad lineal o periférica del rodete. Las tres velocidades  $C_1$ ,  $U_1$  y  $W_1$ , están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

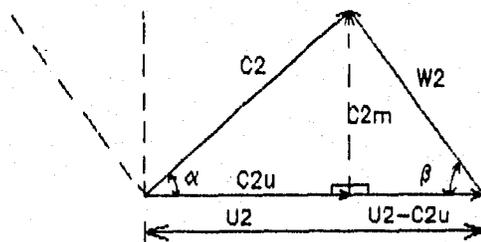
$$\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector  $W_1$ , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida  $W_2$ , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica  $U_2$ . La misma composición de velocidades de la ecuación anterior nos proporciona la velocidad absoluta a la salida  $C_2$ :

$$\vec{C}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$$

La partícula en este caso ha sufrido, pues, en su paso por el rodete un cambio de velocidad de  $C_1$  a  $C_2$ , todas estas velocidades son en el plano radial. La velocidad absoluta es solucionada en función de las componentes  $C_m$ , la cual pasa a través del eje axial (velocidad radial o meridional  $Y$   $C_u$  la componente tangencial).

Así pues del triángulo de velocidad siguiente:



$\alpha$  - ángulo que forman las velocidades  $C$  y  $U$

$\beta$  - ángulo que forman  $W$  y  $U$

Del triángulo de velocidad se tiene:

De (1)

$$C_2^2 = C_2^2 u + C_2^2 m$$

$$C_2^2 m = C_2^2 - C_2^2 u \dots (A)$$

De (2)

$$W_2^2 = C_2^2 m + (U_2 + C_2 u)^2$$

$$C_2 h = W_2^2 - (U_2 + C_2 u)^2 \dots (B)$$

De (B)

$$C_2 h = W_2^2 - (U_2^2 + 2U_2 C_2 u + C_2^2 u^2)$$

$$C_2 h = W_2^2 - U_2^2 + 2U_2 C_2 u - C_2^2 u^2 \dots (C)$$

Igualemos (A) y (C)

$$C_2^2 - C_2 u = W_2^2 - U_2^2 + 2U_2 C_2 u - C_2^2 u^2$$

Despejando a  $U_2 C_2 u$  tendremos

$$U_2 C_2 u = \frac{1}{2} (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) \dots (D)$$

Similarmenete para el punto 1 tendremos

$$U_1 C_1 u = \frac{1}{2} (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \dots (E)$$

Sustituyendo los valores de (D) y (E), en la ecuación de Euler tendremos:

$$r_{u=2} = \frac{(C_1^2 + U_1^2 - W_1^2)}{2} - \frac{(C_2^2 + U_2^2 - W_2^2)}{2}$$

**SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión energética)

$$r_{u=2} = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2} + \frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2} + \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2}$$

(signo + máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de gas y turbinas de vapor; signo - máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades m/b, SI)

Los términos entre paréntesis indican la naturaleza de la

transferencia de energía y sus valores relativos pueden ser interpretados para estimar el comportamiento de la máquina.

El primer término  $(C_2 - C_1)/2$  es contemplado como el cambio de energía cinética absoluta del fluido o "carga dinámica" que ocurre en la máquina.

Esto es posible en una bomba o compresor donde la descarga de la energía cinética debida al rotor  $C_2/2$  puede ser considerada, y normalmente lo es en carga estática o presión que será requerida para la energía de flujo.

Esto representa el problema de convertir la carga dinámica en carga estática, en una carcasa la cual precede al rotor.

Similarmente en las turbinas la velocidad de descarga del rotor puede ser alta y será necesario el convertir la correspondiente energía cinética en carga estática antes de salir de la máquina.

No obstante un proceso de conversión en una carcasa es necesario y es una parte importante de cualquier forma de turbo-máquinaria. Deberá quedar claro que este proceso es solamente una transformación y no una transferencia de energía la que tiene lugar en la carcasa que solamente el rodete por virtud del momento puede afectar la transferencia.

El segundo término  $(U_2 - U_1)/2$ , representa el cambio de energía afectado por el movimiento de rotación que va de un radio a otro.

El tercer término  $(W_2^2 - W_1^2)/2$ , representa el cambio de energía cinética efectuado por el cambio de velocidad relativa. La velocidad  $W$  es relativa para el rotor y cualquier cambio de velocidad resulta un cambio de carga estática o de presión en relación al mismo rotor, similarmente a lo que ocurre a la carcasa con la velocidad absoluta.

De los tres términos de la ecuación; el primero representa un cambio de carga dinámica o de presión y los otros dos representan un cambio de carga estática o de presión.

La carga total o de presión está compuesta por la cantidad relativa cada uno de los términos anteriores y puede variar considerablemente esta relación, según los diferentes diseños.

así mismo dividiendo por  $g$  ambos miembros de la ecuación (3-23) obtendremos:

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER  
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \dots (3-24)$$

(signo + máquinas motoras; turbinas hidráulicas, turbinas de gas y turbinas de vapor; signo - máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades m. SI)

## 4. Leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas.

### 4.1. Introducción.

En las máquinas hidráulicas hay muchos problemas que no se pueden resolver por medios matemáticos y tienen que atacarse por medios experimentales. Si éstos experimentos se hicieran con máquinas del tamaño real, alcanzarían un costo muy elevado y para llevar a cabo un plan económico, se hace necesario el uso de modelos reducidos de las máquinas prototipo. Por otro lado los métodos de control y medición en las pruebas en el laboratorio son mucho más exactos que los métodos utilizados en una instalación.

A la máquina industrial, en dimensiones reales se le llama prototipo y a la máquina de dimensiones reducidas modelo. Cuando se trata de un modelo de alguna obra hidráulica se le llama maqueta.

El modelo, que siempre es mucho menos costoso que el prototipo, se adapta mejor a cualquier modificación eventual y se pueden adoptar directa y rápidamente las mejores condiciones para el funcionamiento y mejor eficiencia de la máquina prototipo.

El funcionamiento completo de las máquinas hidráulicas, turbina, bombas y cambiadores de par se estudia con modelos. Se determinan en el laboratorio las eficiencias, las velocidades de desboque, las condiciones de cavitación, etc.

Del mismo modo en la construcción de presas y en aeronáutica, los modelos juegan un papel muy importante. Una presa, una obra de toma y sus vertederos se estudian en modelo reducido. Un nuevo avión se estudia en modelo para determinar su forma más adecuada, los esfuerzos en sus miembros y las intracciones o las deformaciones elásticas de los diversos órganos. El modelo del avión se estudia en un túnel cerrado de viento el cual a su vez antes de construirlo regularmente se estudió en modelo reducido.

Los modelos reducidos a parte de las ventajas económicas, nos permitirán siempre de verificar los cálculos antes de construir el prototipo y de encontrar soluciones que con los métodos teóricos no serían determinados.

El establecimiento de grupos y expresiones adimensionales, obtenidos por análisis dimensional o por la aplicación de principios mecánicos, tales como la relación de cantidades geométricas de dimensiones lineales, o las relaciones de cantidades dinámicas como fuerzas, debidas a la inercia, la presión y otras propiedades de un fluido, lleva al concepto de similitud y la formulación

de parámetros o coeficientes que rigen el funcionamiento de máquinas similares.

La similitud puede probarse formalmente, pero es evidente, que si dos condiciones de operación son tales que todos los coeficientes de funcionamiento tienen el mismo valor, sin tener en cuenta los valores individuales de las variables separadamente, se tienen exactamente condiciones físicas similares en ambas máquinas.

Una similitud física completa entre dos máquinas implica: 1) Similitud geométrica, que significa que las relaciones entre las dimensiones lineales son las mismas en puntos homólogos de los dos sistemas o máquinas, esto es, las formas son las mismas independientemente del tamaño; 2) Una similitud cinemática, que expresa que las velocidades u otras cantidades cinemáticas guardan la misma relación; en este caso los triángulos representativos de las velocidades serán semejantes, como también las redes de flujo que materialicen el movimiento del fluido a través de la máquina; 3) Una similitud dinámica, que indica que las relaciones entre las magnitudes de las diferentes fuerzas son las mismas, en el mismo instante, en puntos homólogos de las dos máquinas. En una similitud física, pues, las cantidades de la misma naturaleza que caracterizan a las máquinas están en la misma relación en todos los puntos homólogos en tiempos homólogos.

Es dudoso que pueda lograrse alguna vez una completa similitud física, lo que requiere una debida ponderación de todas las variables en cada momento. Una misma forma tiene respuesta diferente ante las propiedades de un fluido al variar la velocidad relativa, por ejemplo. Sin embargo, para fines prácticos se puede aproximar mucho en casos determinados, resultando de gran utilidad. La aplicación más inmediata se tiene en la operación de modelos a escala lineal más reducida de manera que se pueden realizar experimentos poco costosos, que permiten obtener resultados satisfactorios aplicables a los prototipos. El cambio en la escala lineal implica que otras variables cambien también conservándose la similitud de términos.

#### 4.2. Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas.

El concepto 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:

$$f(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E) = 0$$

cuyo significado es:

- Q = Caudal o gasto volumetrico
- 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
- rho = Densidad especifica
- $\mu$  = Viscosidad absoluta del fluido
- E = Elasticidad del fluido

Las llamadas leyes de funcionamiento establecen con las seis primeras variables, que son las más fundamentales, ya que tratándose de agua ( $\rho$ ,  $\mu$ ) y E tienen valores que pueden considerarse invariables, en la forma siguiente:

RELACION DE LOS PARAMETROS "DATOS CON LOS DE DISEÑO"

	Para una unidad dada N = Variable D = constante	Para una serie de unidades similares D = Variable N = Constante
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	$M \propto N^2$	$M \propto D^5$

La relación de proporcionalidad de Q con N y con D sale 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  $P = \tau QH$ , la de M con N y D sale de la relación  $M = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi N}$ . Por análisis dimensional se puede confirmar estas

proporcionalidades entre estas seis variables fundamentales que rigen a las turbomáquinas.

De estas seis las más trascendentales 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:

$$P \propto N^3 D^5 \dots (4-1)$$

Los constructores juegan particularmente con estos valores  $N$  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 vibración en compresores y 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 unidades de gran potencia en tamaño de máquinas relativamente reducidos. Cada día son menores el peso y el volumen por caballo de potencia.

#### 4.3. Coeficientes de funcionamiento

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

$$Q \propto N D^3$$

$$H \propto N^2 D^2$$

$$P \propto N^3 D^5$$

$$M \propto N^2 D^5 \dots (Ecs. 4-2)$$

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

Coficiente de capacidad o gasto:

$$C_Q = \frac{Q}{N \cdot D^3}$$

Coficiente de carga:

$$C_H = \frac{H \cdot g}{N^2 \cdot D^2}$$

Coefficiente de potencia:

$$C_p = \frac{P \cdot g}{\gamma \cdot N^3 \cdot D^5}$$

Coefficiente del par o momento:

$$C_M = \frac{M \cdot g}{\gamma \cdot N^2 \cdot D^5}$$

Esto es, se han incluido  $g$  y  $\tau$  para hacer adimensionales los coeficientes y que éstos puedan encontrar aplicación en las operaciones de similitud. El coeficiente  $C_p$  tendrá sentido en la similitud geométrica y cinemática. Los  $C_M$ ,  $C_p$ , 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 como se verá más adelante.

Estos coeficientes de funcionamiento pueden también obtenerse por análisis dimensional como soluciones  $\tau$  de la función implícita general que contempla todas las variables que caracterizan el movimiento del fluido en la turbomáquina. También la experiencia confirma la veracidad y utilidad de los mismos.

#### 4.4. Velocidad específica

La velocidad específica es, sin duda alguna, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo al caudal y a 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  $D$  en las ecuaciones 4-3 que definen los coeficientes de funcionamiento. Siendo estos adimensionales, el grupo que resulte será también adimensional. 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  $C_p$  y elevando a tres cuartos  $C_M$  y dividiendo ordenadamente se elimina  $D$  y se tiene un parámetro adimensional  $N_{sp}$ , llamado velocidad específica, o sea:

$$N_{\text{es1}} = \frac{C_p^{1/2}}{C_n^{3/4}} = \frac{\frac{(Q)^{1/2}}{(ND^3)^{1/2}}}{\frac{(Hg)^{3/4}}{(N^2 \cdot D^2)^{3/4}}} = \frac{(NQ^{1/2})}{(Hg)^{3/4}} \dots (4-4)$$

Si ahora se elimina D, elevando la expresión de C<sub>p</sub> a un medio y la de C<sub>n</sub> a cinco cuartos, resulta otra velocidad específica también adimensional N<sub>es2</sub> o sea:

$$N_{\text{es2}} = \frac{C_p^{1/2}}{C_n^{5/4}} = \frac{\frac{(Pg)^{1/2}}{(\gamma \cdot N^2 \cdot D^3)^{1/2}}}{\frac{(Hg)^{5/4}}{(N^2 \cdot D^2)^{5/4}}} = \frac{(NP^{1/2})}{(\gamma^{1/2} \cdot H^{5/4} \cdot g^{3/4})} \dots (4-5)$$

El nombre de velocidad específica deriva de que para los valores unitarios de Q, H y P, la N<sub>es</sub> es proporcional a N.

La práctica a 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 lt/s., H en m, P en caballos (CV) y N en r.p.m.

En las turbinas, la velocidad específica práctica se deduce de la ecuación 4-5 y tiene la forma:

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(x.p.m.) (CV)^{1/2}}{m^{5/4}} \dots (4-6)$$

(para turbinas en el sistema métrico)

$$N_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(x.p.m.) (Hp)^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} \dots (4-7)$$

(para turbinas en el sistema inglés)

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:

$$\frac{n_2}{N_1} = 4.44 \dots (\text{paraturbinas}) \dots (4-8)$$

#### 4.5. Relación de Combe-Rateau. Coeficientes de velocidad

La relación de Combe-Rateau caracteriza la similitud de dos flujos ideales, en ductos cerrados, por medio de las velocidades y las cargas. Las turbomaquinas de reacción trabajan en ductos cerrados y por tanto puede ser aplicable la relación antedicha 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:

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

Expresado H en m y  $\tau$  en N/m<sup>3</sup>

como todos los términos de esta relación tienen la misma dimensión (longitud), la relación entre cualquiera 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

$$\frac{V_a}{V_b} = \frac{(H_a)^{1/2}}{(H_b)^{1/2}} \dots (4-9)$$

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:

$$C_v = \frac{V}{\sqrt{2gH_a}} = \frac{V}{\sqrt{2gH_b}} \dots (4-10)$$

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:

a) *Coeficiente de la velocidad de arrastre o periférica*, calificado por la velocidad de arrastre U y que se designa por la letra griega  $\Omega$ , esto es:

$$\Omega = \frac{U}{\sqrt{2gH}} \dots (4-11)$$

Este coeficiente  $\Omega$  se puede expresar fácilmente en función del coeficiente de carga  $C_u$ , así:

$$\Omega = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi ND}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi N^2 D^2}{\sqrt{2} gH} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{C_u} = \frac{2.22}{\sqrt{C_u}} \dots (4-12)$$

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

Como puede observarse, este coeficiente de velocidad  $\Omega$  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 la turbina Kaplan vale alrededor de 2.5. A las primeras se les llama máquinas lentas y a las segundas rápidas.

b) *Coefficientes de 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 las axiales. Resultan así los

coeficientes  $\phi_n$  y  $\phi_s$ , respectivamente

$$\phi_n = \frac{V_n}{\sqrt{2gH}} \dots (4-13)$$

$$\phi_s = \frac{V_s}{\sqrt{2gH}} \dots (4-14)$$

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

$$\phi_n = \frac{V_m}{\sqrt{2gH}} \dots (4-15)$$

c) *Coficiente de tobera o de la velocidad absoluta de inyección o del chorro.* El nombre está indicando la velocidad que califica 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:

$$C_v = \frac{V}{\sqrt{2gH}} \dots (4-16)$$

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,  $\Omega$  representará una velocidad circunferencial específica que caracteriza la preponderancia de la carga. El coeficiente  $\phi$  significará una velocidad de paso específica. El  $C_v$  vendrá a ser una velocidad del chorro específica.

#### 4.6. Leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas

Las leyes de semejanza sirven

- Para predecir el comportamiento de una máquina de distinto tamaño; pero geoméricamente semejante a otra

cuyo comportamiento (caudal, potencia, etc.) se conoce, trabajando en las mismas condiciones (sobre todo en condiciones de óptimo rendimiento);

- Para predecir el comportamiento de una misma máquina (la igualdad es un caso particular de la semejanza), cuando varía alguna de sus características, por ejemplo en una bomba para predecir cómo varía la altura efectiva cuando varía el número de revoluciones, o en una turbina cómo varía el caudal cuando varía la altura neta, etc. (sobre todo también en condiciones de óptimo rendimiento).

Las leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas son seis; las tres primeras leyes se refieren a la misma turbina ( $D' = D''$ ) y expresan la:

Variación de las características de una misma turbina o de turbinas iguales cuando varía la altura neta (se advertirá que en las tres primeras leyes de las turbinas la variable independiente es la altura neta).

*Primera ley:* Los números de revoluciones son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \dots (4-17)$$

*Segunda ley:* Los caudales son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \dots (4-18)$$

*Tercera ley:* Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a las alturas netas elevadas a  $3/2$ :

$$\frac{P'_u}{P''_u} = \frac{(H')^{3/2}}{(H'')^{3/2}} \dots (4-19)$$

Las tres leyes siguientes se refieren a dos turbinas geométricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la:

Variación de las características de dos turbinas geométricamente semejantes si se mantiene constante la altura neta.

*Cuarta ley:* Los números de revoluciones son inversamente proporcionales a los diámetros:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{D''}{D'} \dots (4-20)$$

*Quinta ley:* los caudales son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{(D')^2}{(D'')^2} \dots (4-21)$$

*Sexta ley:* Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros:

$$\frac{P'_e}{P''_e} = \frac{(D')^2}{(D'')^2} \dots (4-22)$$

Estas seis fórmulas se pueden fundir dos a dos, a saber:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \frac{D''}{D'} \dots (4-23)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \frac{(D')^2}{(D'')^2} \dots (4-24)$$

$$\frac{P'_e}{P''_e} = \frac{(H')^{3/2}}{(H'')^{3/2}} \frac{(D')^2}{(D'')^2} \dots (4-25)$$

#### 4.7. Curvas características de las turbinas hidráulicas

Se ha visto que la dinámica del fluido en una turbomáquina se halla condicionada fundamentalmente por las nueve variables siguientes  $Q$ ,  $H$ ,  $P$ ,  $M$ ,  $N$ ,  $D$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  y  $E$ . También se han definido algunas relaciones importantes entre estas variables basadas en las leyes de funcionamiento, como son los coeficientes de funcionamiento  $C_p$ ,  $C_u$ ,  $C_v$ ,  $C_m$ . De la combinación de éstas ha salido la velocidad específica. Después se han obtenido los coeficientes de velocidad a través de la relación de Combe-Rateau; han sido  $\Omega$ ,  $\phi$ , y  $C_{v\Omega}$ . Para dar interpretación a la forma de variación que tiene una cualquiera de estas cantidades con respecto a otra, considerando invariables las demás, se recurre a la forma gráfica, que da como resultado las llamadas curvas características de funcionamiento.

Entre las nueve variables que se han señalado, las más fundamentales son  $Q$  y  $H$  como ya se ha dicho; por lo que la característica  $H = f(Q)$ , denominada carga-caudal, es sin duda la más significativa de todas. Casi siempre el caudal se toma como variable independiente, esto es, una cantidad básica en la operación de una turbomáquina y que es fácil de medir. Por esto, son características usuales, además de la  $H = f(Q)$ , las siguientes:  $P = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $D = f(Q)$  y eficiencia =  $f(Q)$ . Correlativas a éstas se tienen las curvas de los coeficientes adimensionales de funcionamiento:  $C_u = f(C_p)$  y  $C_v = f(C_p)$ . Pero en la definición de tipos, son más útiles aquellas características que tienen como variable independiente la velocidad específica como, eficiencia =  $f(N_s)$  para bombas y  $H = f(N_s)$  para turbinas.

Las características pueden ser teóricas si son respuesta de una determinada expresión analítica, las cuales son de mucha utilidad, pues permiten dar mejor sentido a las características reales obtenidas por experimentación. Estas características reales contemplan la forma actual de operación del fluido, tenida cuenta de las pérdidas que se producen por la influencia de diversos factores.

## 5. Conceptos generales de las turbomáquinas.

### 5.1. Evolución histórica de las turbomáquinas hidráulicas

La historia crítica y técnica de las turbomáquinas hidráulicas está aún por escribir. Datos sueltos contiene la interesante pero incompleta historia de la hidráulica de Rouse. Las primeras máquinas hidráulicas, construidas muchas veces al menos en gran parte de madera, se desarrollaron mediante tanteos meramente empíricos, y muestran la ignorancia total de la teoría existente en aquellos años. La evolución de las turbomáquinas ha sido el resultado de innumerables pequeñas mejoras. Un esfuerzo sistemático ha sido realizado desde aproximadamente la segunda mitad del siglo pasado por las grandes casas constructoras europeas y americanas. Sin pretender hacer ningún resumen de la historia de las turbomáquinas recogemos a continuación algunos datos de interés.

#### *Turbinas hidráulicas*

La sencilla rueda hidráulica con paletas precursora de las modernas turbinas hidráulicas para la utilización de la energía del agua, con fines de riego y drenaje, parece que se desarrolló en Egipto, Mesopotamia y China mil años antes de la Era Cristiana. Por aquella época aparecieron también en Persia los primeros molinos de viento, que fueron instalados con profusión en el mundo islámico en el siglo VII de nuestra era, los cuales emplean la energía eólica o cinética del aire para producir trabajo.

Muchos siglos más tarde el Francés Parent (1666-1716) físico y matemático de París y miembro de la Real Academia de Ciencias, estudia por vez primera el funcionamiento de las ruedas hidráulicas, y genialmente prevé que existe una relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente de agua. Sin embargo, las turbomáquinas como ciencia no se crean hasta que Euler en 1754 publica su famosa memoria de Berlín sobre la maquinaria hidráulica, en la que expone su teoría de las máquinas de reacción: *Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau*. En esta memoria desarrolla

Euler por vez primera la ecuación fundamental de las turbomáquinas, deducida igualando el par a la variación del momento a la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor. En la figura 5-1 puede verse un dibujo de la turbina hidráulica ideada por Euler. Posteriormente el ingeniero francés Claude Burdin (1790- 1873), profesor de la Escuela de Minas de Saint Etienne, en su célebre memoria de la Academia de Ciencias desarrolla la teoría "des turbines Hydrauliques ou machines rotatoires á grande vitesse" y acuña por vez primera la palabra "turbina" para el vocabulario técnico.

Burdin fue un ingeniero teórico; pero su discípulo Fourneyron (1802-1867) fue un ingeniero práctico, y logro en 1827 construir la primera turbina hidráulica experimental digna de tal nombre; más aún a lo largo de su vida, Fourneyron construirá un centenar más de turbinas hidráulicas para diferentes partes del mundo. Esta turbina, que tuvo un éxito clamoroso, porque se echaba de menos una máquina capaz de explotar saltos mayores que los explotables con las antiguas ruedas hidráulicas, era radial centrífuga, de inyección total, y escape libre; aunque Fourneyron previó también el tubo de aspiración, cuyo estudio realizó él mismo.

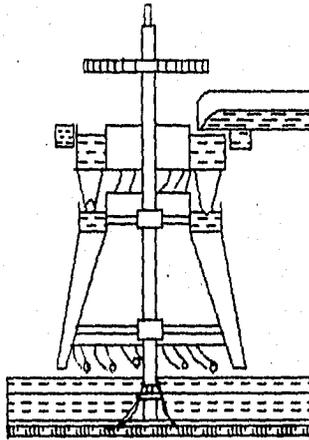


Fig.5-1. Turbina hidráulica propuesta por Euler.

Desde 1837 las turbinas hidráulicas axiales de Hensel y Jonval compiten con las de Fourneyron. Otras turbinas hidráulicas anteriores al siglo XX fueron las de Fontaine y sobre todo la desarrollada en 1851 por Girard, que era de acción de inyección total y que alcanzó una notable difusión en Europa.

Los tipos mencionados no son los únicos, y, aunque alguna de

estas turbinas hidráulicas han logrado asombrosa longevidad y aún siguen en funcionamiento. han dejado de construirse por las razones siguientes:

- 1a) rendimiento bajo sobre todo en cargas parciales de (70-75% a plena carga hasta 50-55% a 50% de la misma)
- 2a) velocidad de giro muy reducida, y, como consecuencia,
- 3a) potencia por unidad muy baja.

En 1891 la central de Niágara causó sensación con una potencia instalada de 1470 Kw. A comienzos del siglo XX aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad y gran rendimiento, únicas que se construyen en la actualidad.

A grandes rasgos se puede resumir así el desarrollo de las turbinas hidráulicas:

- El siglo XVIII es el siglo de gestación de las turbinas hidráulicas.

- El siglo XIX el de su nacimiento (en este siglo nacieron en América las turbinas Pelton y las turbinas Francis).

- El siglo XX el de su desarrollo.

A principios de siglo aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad.

1905 - En U.S.A. existen turbinas hidráulicas de 7360 Kw girando a 250 rpm (turbinas Francis gemelas)

1915 - Creación de la turbina Kaplan

1918 - Turbina Banki

1914 - Turbina Turgo

1950 - Turbina Dériaz.

### 5.2. Clasificación de las máquinas de fluido.

Una máquina es un transformador de energía.

Una máquina absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase (un motor eléctrico, por ejemplo, absorbe energía eléctrica y restituye energía mecánica) o de la misma clase pero transformada.

Así mientras un ventilador absorbe energía mecánica de rotación en su eje y restituye energía de presión o/y energía dinámica al aire; un transformador eléctrico, elevador de tensión absorbe y restituye (a mayor voltaje) la misma clase de energía eléctrica.

Las máquinas se clasifican en grupos: máquinas de fluido, máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo muy importante de máquinas que se llaman máquinas de fluido. Aunque rara es la máquina en que no intervienen uno o varios fluidos como refrigerantes, lubricantes, etc., eso solo no es suficiente para incluir dicha máquina en el grupo de máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido o bien suministra la energía que absorbe la máquina, (así por ejemplo en una turbina hidráulica el agua proveniente de un

embalse suministra la energía que la turbina transformará en energía mecánica) o bien el fluido es el receptor al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida, (así por ejemplo, en una bomba de agua, esta sale de máquina con más presión que la que tenía a la entrada, porque la bomba ha restituido al agua la energía absorbida en el eje).

Así dentro del grupo de máquinas de fluido quedan comprendidas máquinas tan dispares como la diminuta fresa neumática de un dentista, que gira a 400,000 rpm. y la gigantesca turbina de vapor de 1000 Mw; o como la bomba de membrana para la gasolina de un coche y un cohete de combustible líquido.

Hay sin embargo, tres criterios, cada uno de los cuales permite una clasificación rigurosamente científica bipartita de las máquinas de fluido. Estos criterios son:

- El principio de funcionamiento,
- La compresibilidad del fluido,
- El sentido de transmisión de energía.

Se empleará el primer criterio para clasificar las máquinas de fluido en máquinas de desplazamiento positivo y turbomáquinas. El segundo y tercer criterio enumerados nos servirán para subclasificar en la sección siguiente las turbomáquinas, a los cuales criterios añadiremos otro criterio exclusivo de las turbomáquinas, a saber, la dirección del flujo en el rodete.

La clasificación adoptada es, pues, en máquinas de desplazamiento positivo, llamadas también volumétricas y turbomáquinas. En el primer grupo se incluyen todas las máquinas de émbolo (bombas, compresores, máquinas de vapor, motores de gas, motores de explosión, motores diesel, cilindros hidráulicos y neumáticos, etc.), de membranas rotativas, etc., cuyo principio de funcionamiento es el denominado principio de desplazamiento positivo.

Según este principio una cantidad determinada de fluido es retenida positivamente en su paso a través de la máquina, experimentando variaciones de presión, gracias a las variaciones de volumen del órgano de retención; es decir se le obliga al fluido a cambiar su estado mediante un órgano que se mueve (en las máquinas alternativas el émbolo), que se denomina en general desplazador.

Según este mismo principio, aunque a veces de manera no tan manifiesta funcionan las restantes máquinas clasificadas en este grupo. Así en las máquinas rotativas volumétricas o desplazamiento positivo al girar el rotor, a causa, por ejemplo, de su excentricidad, aumenta o disminuye cíclicamente un cierto volumen, con lo que tienen lugar los cambios de presión mencionados.

Como en el rotor de estas máquinas volumétricas se intercambia energía de presión estática, estas máquinas se denominan también rotoestáticas, en contraposición de las turbomáquinas que son máquinas rotodinámicas.

### 5.3. Definición de las turbomáquinas.

Las turbomáquinas son aquellas máquinas de fluido en las cuales el intercambio de energía es debida a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes o paletas que se denomina rotor.

Una corriente "continua" de fluido a través del rotor con el que intercambia su energía caracteriza a estas máquinas, a diferencia de las máquinas de desplazamiento positivo, en que el flujo a través de la máquina se produce de una manera "discreta".

La definición anterior es equivalente a la siguiente, que se prefiere porque define mejor que ninguna otra con absoluta precisión a estas máquinas:

*Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas.*

Esta ecuación, expresa que la energía  $Y$  intercambiada entre el rotor y el fluido por  $Kg$  que atraviesa el rotor es:

$$Y = U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u} \dots \left( \frac{J}{Kg} \right)$$

### 5.4. Clasificación de las turbomáquinas según la compresibilidad del fluido.

Según la compresibilidad del fluido en el interior de la máquina las turbomáquinas se clasifican en turbomáquinas térmicas y turbomáquinas hidráulicas.

Turbomáquinas hidráulicas son aquellas en que el fluido puede considerarse como incompresible, porque su compresibilidad es prácticamente despreciable, o bien, es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que  $\rho = cte.$

Turbomáquina térmica es aquella en que el fluido ha de considerarse como compresible, porque su compresibilidad no es despreciable, o bien, es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, el cual en el diseño y estudio de la máquina ya no puede suponerse constante.

La compresibilidad e incompresibilidad del fluido que se traduce en la variación o invariancia de la densidad o volumen específico es fundamental en el diseño de una máquina.

Todo los cuerpos reales, sólidos, líquidos y gaseosos, son compresibles. Sin embargo, el diseño y estudio de una bomba hidráulica, por ejemplo, puede hacerse suponiendo que el agua es incompresible, o sea, que su densidad o volumen específico

permanece constante a través de la máquina: la bomba, pues, es una máquina hidráulica. Por el contrario, el diseño de una turbina de gas, por ejemplo, no puede hacerse sin tener en cuenta la variación del volumen específico del gas a través de la turbina; la turbina de gas es, pues, una máquina térmica.

Los gases son más compresibles que los líquidos. Sin embargo, no todas las máquinas son máquinas térmicas. En efecto, el diseño de un ventilador de aire, por ejemplo, para pequeñas presiones no necesita tener en cuenta la pequeña variación del volumen específico del aire a través de la máquina, que es despreciable; el ventilador, pues, es una máquina hidráulica.

Por el contrario, el diseño de un compresor de aire para grandes presiones no puede hacerse sin tener en cuenta la variación del volumen específico a través de la máquina, que al variar mucho la presión, ya no es despreciable; el compresor, pues, es una máquina térmica.

Por lo tanto se definirán de la siguiente manera:

*Turbomáquina hidráulica es aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación del volumen específico (o densidad) a través de la máquina.*

*Turbomáquina térmica es aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace teniendo en cuenta la variación del volumen específico del fluido a través de la máquina.*

### 5.5. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas según el sentido de la transmisión de la energía.

Según el sentido de la transmisión de la energía de las turbomáquinas hidráulicas se clasifican en motoras y generadoras.

En las turbomáquinas motoras el fluido cede energía a la máquina. Ejemplo: en una turbina hidráulica, el agua cede energía (geodésica que posee en el embalse) a la máquina, que la transforma en energía útil (mecánica) para el accionamiento de un alternador. Por consiguiente la energía del fluido disminuye en su paso por la máquina.

En las turbomáquinas generadoras, la máquina comunica energía al fluido. Ejemplo: en una bomba centrífuga se comunica energía (presión) al agua; el agua tiene más presión a la salida que a la entrada.

Así, pues, entre las turbomáquinas hidráulicas las turbinas hidráulicas son turbomáquinas motoras y las bombas y ventiladores turbomáquinas generadoras; y entre las turbomáquinas térmicas son

turbomaquinas motoras las turbinas de vapor y de gas, y turbomaquinas generadoras los turbocompresores.

5.6. Clasificación de las turbomaquinas hidráulicas según la dirección del flujo en el rodete.

El rodete, en el que tiene lugar el intercambio de energía mecánica y de fluido, es el órgano principal de una turbomaquina. Consta de un cierto número de paletas o álabes, que dividen el espacio total ocupado por el mismo en conductos iguales, por donde circula el fluido de trabajo, que llena total (maquinas de admisión total) o parcialmente (maquinas de admisión parcial) el rodete experimentando una variación de su momento cinético.

Antes de explicar la clasificación de las turbomaquinas según la dirección del flujo en el rodete estudiemos la dirección del flujo en el conducto representado en la figura 5-2.

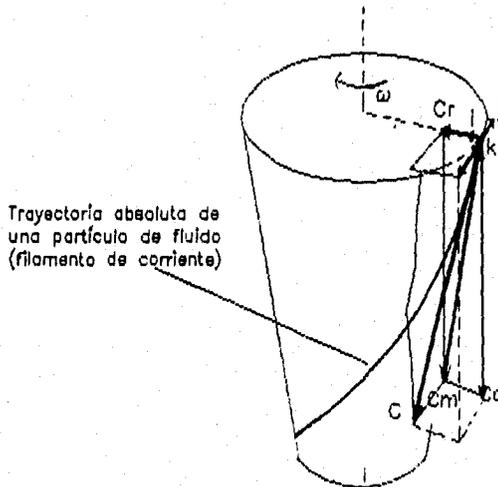


Fig.5-2. Triedro intrínseco de una turbomaquina diagonal cónica (superficie de corriente desarrollable en un plano).

La trayectoria de cada partícula se encuentra en una superficie de revolución, por lo cual será conveniente utilizar un sistema de coordenadas cilíndricas  $a, \phi, r$ ; de manera que la coordenada  $a$  se mida según el eje de la turbomaquina, la coordenada  $\phi$  se mida a partir de un plano axial de referencia cualquier-

ra y la coordenada  $r$  se mida en la dirección radial, perpendicular al eje de la máquina; o equivalentemente eligiendo un sistema de coordenadas cartesianas intrínseco, cuyos vectores unitarios sean  $i, j, k$ .

En la figura 5-2 se ha trazado la trayectoria absoluta de una partícula de fluido en el rodete de una turbomáquina.

En el punto A de esta trayectoria se definen los vectores  $i, j, k$ , respectivamente en la dirección del radio, de la tangente y en la dirección axial de manera que formen un triédro dextrogiro, como se indica en la figura. Estos tres ejes que varían su orientación en el espacio, según el punto considerado, constituyen el triédro intrínseco de una turbomáquina. En el caso particular de la figura (rodete diagonal cónico) la partícula describe su trayectoria en el rodete en un cono. En general la velocidad del fluido en un punto tendrá componentes según los tres vectores unitarios. En la figura C es la velocidad absoluta del fluido en el punto A, con sus tres componentes:  $C_r$  en la dirección del radio,  $C_v$  en la dirección de la tangente a un paralelo, y  $C_a$  en la dirección del eje.

Ahora bien según la dirección del flujo en el rodete las turbomáquinas hidráulicas se clasifican en radiales, axiales y diagonales estas últimas denominadas también semiaxiales o de flujo mixto.

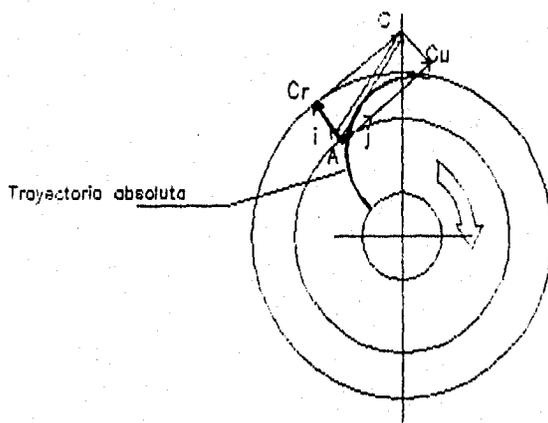


Fig.5-3. Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina radial, y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triédro intrínseco.

En las turbomáquinas radiales (Fig. 5-3) cada partícula del fluido se mueve en el rodete en un plano transversal al eje de la

máquina (en un plano  $i, j$ ). Por lo cual, en todo punto del rodete la velocidad  $C$  de una partícula de fluido será:

$$\vec{C} = i\vec{C}_r + j\vec{C}_u$$

La partícula no se desplaza en la dirección del eje, siendo el movimiento de la partícula un movimiento plano. En la figura 5-3 puede verse la trayectoria absoluta de una partícula de fluido en una máquina radial, por ejemplo, en una bomba centrífuga, una turbina francis lenta, las cuales giran con velocidad angular  $w$ , con las dos componentes de la velocidad absoluta del fluido en el punto A.

En las máquinas axiales (Fig. 5-4), una partícula de fluido se mueve en el rodete de manera que la coordenada radial del vector desplazamiento permanece constante, y por lo tanto, la componente radial de la velocidad de una partícula de fluido  $C_r = 0$ ; es decir, se mueve en un cilindro coaxial con el eje de la máquina (dicho de otra manera, la velocidad se encuentra siempre en un plano  $j, k$ ). En las máquinas axiales:

$$\vec{C} = j\vec{C}_u + k\vec{C}_a$$

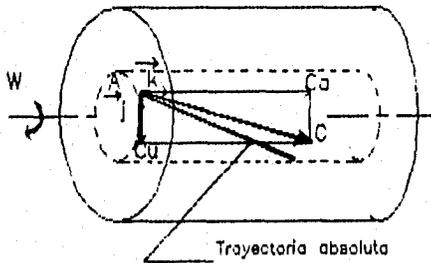


Fig.5-4. Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina axial, y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triedro intrínseco.

La partícula A se mueve describiendo una hélice en el cilindro. Otra partícula B se moverá en otro cilindro distinto; pero teóricamente la velocidad de cada partícula de fluido carece de componente radial (prácticamente puede existir una pequeña componente radial que generalmente no se tiene en cuenta en el diseño).

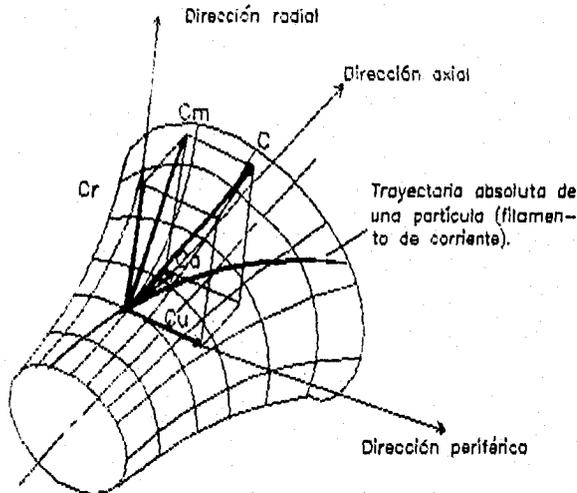


Fig.5-5. Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina diagonal, y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triedro intrínseco.

En las máquinas diagonales (llamadas también semiaxiales, radio-axiales, o de flujo mixto) (Figs. 5-2 y 5-5) cada partícula de fluido se mueve en el rodete en una superficie de revolución que tiene como eje el eje de la máquina. (las máquinas radiales y axiales son en realidad casos particulares, en que la superficie de revolución es un plano transversal al eje de la máquina en las primeras, y un cilindro coaxial con el eje de la máquina en las segundas). En las máquinas diagonales la velocidad tiene las tres componentes, es decir:

$$\vec{c} = i\vec{c}_r + j\vec{c}_u + k\vec{c}_a$$

La figura 5-2, corresponde a una máquina diagonal en la cual la superficie de revolución es un cono y la figura 5-5 corresponde a una máquina diagonal en la cual la superficie de revolución no es desarrollable en un plano. En ambas figuras 5-2 y 5-5 se ha dibujado también la llamada componente meridional de la velocidad, siendo en toda la máquina:

$$\vec{C}_m = i\vec{C}_r + k\vec{C}_a$$

donde  $C_m$  - vector que tiene la dirección y el módulo de la diagonal del paralelogramo formado por  $C_r$  y  $C_a$  y se denomina componente meridional.

En las turbomáquinas radiales, siendo  $C_a = 0$

$$\vec{C}_m = i\vec{C}_r$$

y en las turbomáquinas axiales, siendo  $C_r = 0$

$$\vec{C}_m = k\vec{C}_a$$

en las turbomáquinas el caudal se expresa en función de  $C_m$  ( $C_a$  en las máquinas axiales,  $C_r$  en las radiales) si  $C_m = 0$  el caudal que atraviesa la máquina es igual a cero.

Por otra parte la transmisión de la energía se expresa en función de  $C_u$ . Si esta componente fuera igual a cero en todo el rodete el fluido no intercambiaría energía alguna en la máquina.

A continuación se presenta en corte meridional al rodete a) de una turbomáquina radial; b) de una turbomáquina axial; c) de una turbomáquina diagonal.

En este corte las meridianas de las superficies de revolución se representan en su verdadera forma (Fig. 5-6a, b, y c). En particular, como se ve en estas figuras (obsérvese la línea 1-2 en cada figura) una línea de corriente en este plano meridional se representa en las turbomáquinas radiales por una recta perpendicular al eje de la máquina; en las turbomáquinas axiales por dos rectas paralelas al eje, y equidistantes del mismo y en una turbomáquina diagonal por una recta inclinada con respecto al eje (turbomáquinas cónicas) o por una curva cualquiera. Para representar las líneas de corriente de esta forma ha sido preciso utilizar la proyección circular. En efecto, como veremos, los álabes imparten al fluido una aceleración positiva o negativa en la dirección u intercambiando de esta manera con él su energía. Si el plano axial elegido para la representación meridiana pasa por el punto 1, comienzo de la trayectoria (relativa) de la partícula, los puntos sucesivos se salen ya de dicho plano. Para representar la totalidad de la línea de corriente en el plano

meridional elegido basta cortar dicha línea por un haz de planos meridionales proyectando a continuación circularmente los puntos de intersección obtenidos; es decir, haciendo girar cada plano un ángulo conveniente para que coincida con el plano del dibujo. En las figuras indicadas el punto 1 es el comienzo de la trayectoria y el punto 2, es el punto 2 de la trayectoria, proyectado circularmente. Las líneas 1-2 en las figuras indicadas representan pues:

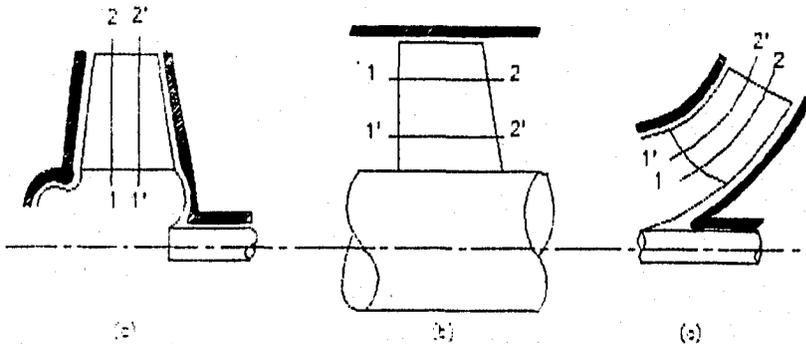


Fig.5-6. Corte meridional del rodete

- a) de una TM radial;
- b) de una TM axial;
- c) de una TM diagonal.

a) las meridianas de las superficies de revolución en donde se mueve la partícula (plano normal al eje, cilindro coaxial y superficie de revolución cualquiera respectivamente)

b) una línea de corriente proyectada circularmente.

En el diseño de los álabes de doble curvatura en el espacio (turbomáquinas diagonales) este procedimiento de la proyección circular permite, proyectando circularmente en el plano meridional del dibujo (alzado) las intersecciones del álabes con los diferentes planos meridionales, obtener a continuación las intersecciones del álabes con diferentes planos transversales.

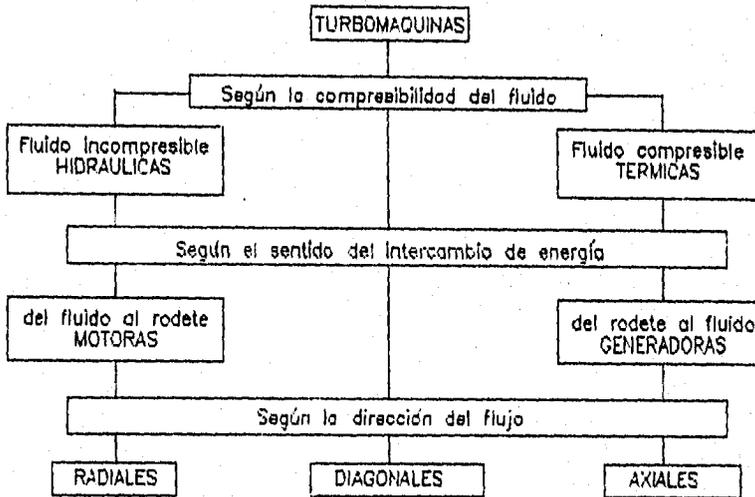
Las bombas se realizan en los tres tipos: radiales, axiales y diagonales; los ventiladores suelen ser radiales o axiales y las turbinas hidráulicas casi nunca se realizan radiales (excepto las turbinas Francis muy lentas), sino diagonales (turbina Francis) o axiales (turbina Kaplan). Las turbinas Pelton, denominadas a veces turbinas tangenciales, quedan fuera de esta clasificación. En efecto, en ellas al girar el rodete las cucharas o álabes varían su orientación con relación al chorro que sale del inyector, desviándose éste primeramente en dirección centrípeta,

para incidir luego plenamente en el centro de la cuchara, dispersándose un poco en todas direcciones, y finalmente desviándose la última porción del chorro, que penetra por la escotadura del ábalo siguiente, en dirección centrífuga.

Las bombas y ventiladores tanto radiales como diagonales suelen ser siempre centrífugas; mientras que las turbinas hidráulicas diagonales suelen ser siempre centrípetas. Las turbomaquinas axiales obviamente se salen de esta clasificación.

### 5.7. Resumen de la clasificación de las turbomaquinas

En el siguiente cuadro se resumen las clasificaciones de las turbomaquinas estudiadas hasta el presente:



### 5.8. Aplicación de las turbomaquinas hidráulicas: turbinas

A continuación se da una rápida ojeada al vastísimo campo de aplicación de las turbinas hidráulicas y una somera descripción de algunos de los tipos más representativos.

Las turbinas hidráulicas sirven para aprovechar la energía de los saltos naturales de agua.

Las ventajas que presentan la explotación de estos saltos son entre otras las siguientes:

- 1.- No repercute en su economía, como en las centrales térmicas, el aumento de precio de combustible;
- 2.- Ahorro de combustible para otros fines: calefacción.

- transporte, industria química, etc.:
- 3.- El KW-h producido en las centrales hidroeléctricas es 4-10 veces más barato que el producido en las centrales térmicas;
  - 4.- Los grupos hidroeléctricos necesitan tan solo 0.5-1 minutos para la puesta en marcha, lo que facilita la explotación económica de la red, empleando éstos para las cargas punta y haciendo marchar a carga constante las centrales térmicas convencionales y nucleares, que además tienen un tiempo de puesta en marcha y parada mucho más largo;
  - 5.- Mayor rendimiento que las turbinas de vapor: las grandes turbinas hidráulicas modernas alcanzan rendimientos del 92-95% y los grupos completos del 90%
  - 6.- Menos averías, y revisiones más distanciadas (revisiones totales para cinco años y aun menos son posibles) que los grupos termoelectricos;
  - 7.- Posibilidad de acumulación económica practicamente ilimitada de energía eléctrica (centrales de acumulación por bombeo);
  - 8.- Posibilidad de realización de grandes potencias unitarias: turbinas hidráulicas de 600 MW funcionan ya en el mundo, y en la U.R.S.S. se proyectan en el presente unidades aun mayores.

En casi ningún país el potencial eléctrico ha sido explotado al máximo, y, aunque en algunos países los saltos sin explotar son ya poco rentables, no así en otros muchos. De ahí que, a pesar del siglo y medio de evolución transcurrido desde la primera turbina de Fourneyron hasta nuestros días, la investigación continúa en los grandes fabricantes de turbinas del mundo (Voith, Escher Wyss, etc.), y en la U.R.S.S. el interés por la investigación y el desarrollo en el campo de las turbinas hidráulicas está en pleno apogeo.

Aunque cada explotación es distinta, porque es muy difícil que se dupliquen en la naturaleza las características hidráulicas de altura de salto y caudal, y consecuentemente cada turbina, que se ha de acomodar al salto, constituye un tipo distinto; prácticamente todos los tipos que actualmente se construyen pueden reducirse a cuatro grandes grupos: Turbinas Pelton, turbinas Francis, Turbinas de hélice o Kaplan (turbinas de álabes orientables) y turbinas Deriaz.

En la figura 5-7 puede verse un rodete de una turbina Pelton cuyos álabes reciben el nombre de cucharas. Esta turbina que consta de dos rodetes y 2 chorros por rodete desarrolla una potencia útil de 74,000 KW, bajo una altura de salto de 680 metros, absorbiendo un caudal de 12.6 m<sup>3</sup>/s, y girando a 300 rpm.

Para saltos relativamente menores y caudales mayores se utilizan las turbinas Francis. En la figura 5-8 puede verse el rodete de una de estas turbinas.

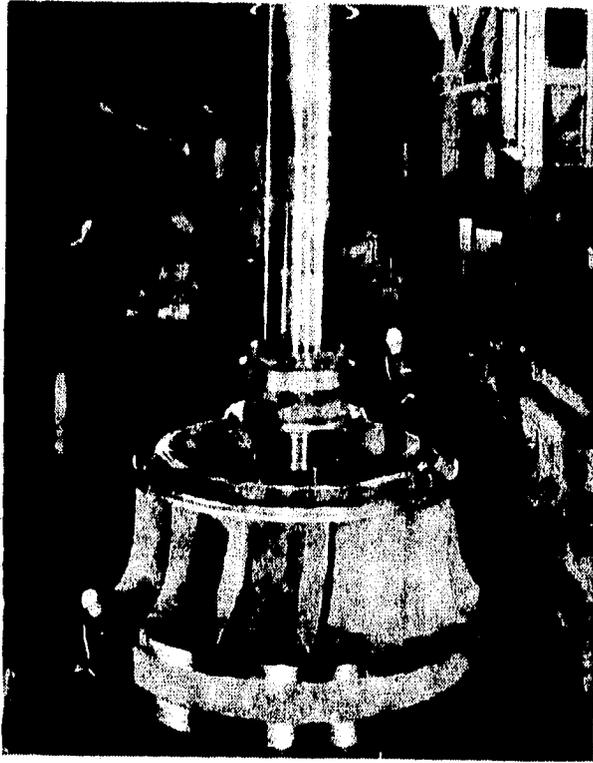
En el tercer tipo de turbinas el flujo en el rodete es axial. Este tiene forma de hélice bien de paletas fijas o bien de

paletas orientables; en este último caso la turbina se llama Kaplan. La figura 5-9 representa una turbina Kaplan instalada junto con otras dos de igual tamaño en la central hidroeléctrica de Jochenstein en el río Danubio.

Finalmente en el año 1956, en el quinto congreso mundial de la energía celebrado en Viena, se expusieron los detalles constructivos y los ensayos con modelo reducido de un nuevo tipo de turbina, desarrollado por el ingeniero suizo Dériaz en la English Electric, que lleva el nombre del inventor. Las turbinas Dériaz pueden ser reversibles; es decir, pueden construirse para funcionar hora como bombas, hora como turbinas. Las primeras seis turbinas Dériaz del mundo fueron instaladas en la central de acumulación por bombeo del Niágara (véase figura 5-10). El rotor de la turbina tiene un diámetro de 6.4 metros, y desarrolla una potencia útil de 40,000 KW a 92.3 rpm. Como bomba impulsa un caudal de 142-113 m<sup>3</sup>/s según la altura de impulsión que oscila de 18.3-25.9 metros.

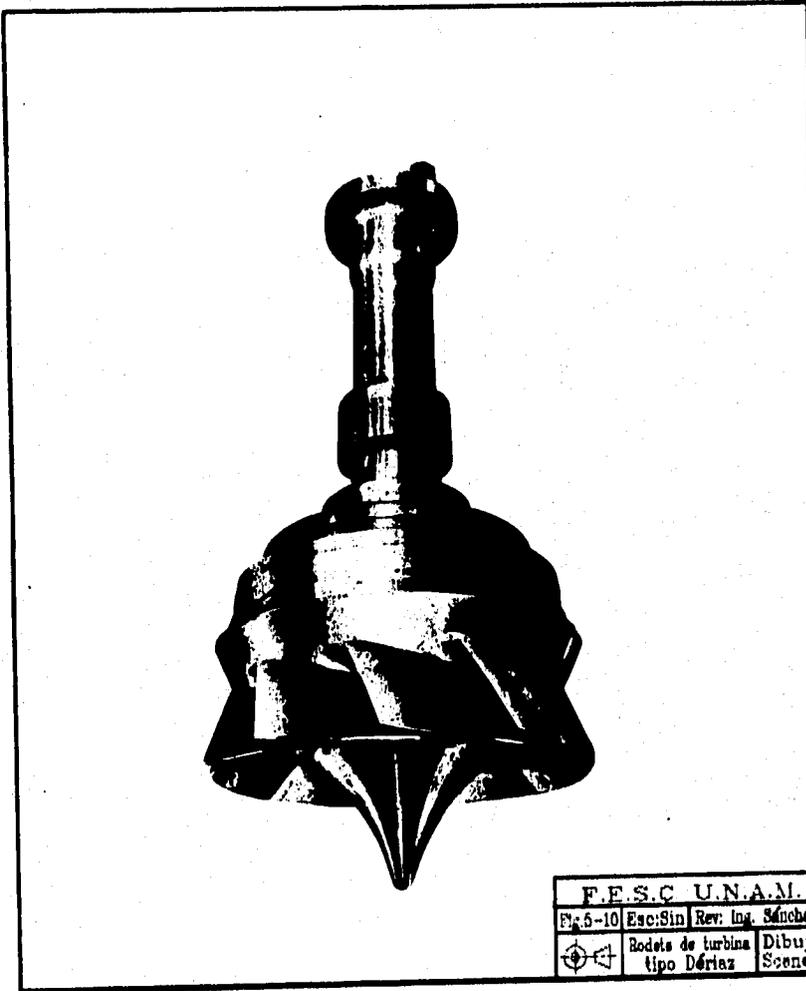


F.E.S.C U.N.A.M.		
Fig. 5-7	Esc: Sin	Rev. Ing. Sánchez
	Bodete de turbina tipo pelton	Dibujo Scanner



F.E.S.C U.N.A.M.		
Fig. 5-8	Esc: Sin	Rev: Ing. Sánchez
	Redeta de turbina tipo Francis	Dibujo Scaner





## 6. Diseño del rodete de una turbina bulbo.

### 6.1. Utilización de la dinámica de los mares

Varios países han estudiado diversas formas de obtención de energía del medio marino, ya que se presentan mejores expectativas que otros tipos de energía, como la nuclear, eólica y solar.

La búsqueda de nuevas fuentes de energía enfrenta serios obstáculos debido a que, en ocasiones, su aplicación repercute en el ambiente a causa de su propia naturaleza. Cualquier tipo de energía que se intente aprovechar debe cumplir con un mínimo de características para ser aplicada; poseer alta potencialidad nivel tecnológico suficiente, tener en cuenta consecuencias ambientales, costos, tiempo de aplicación industrial y duración.

Los océanos han recibido energía proveniente del sol durante milenios que se encuentra almacenada de acuerdo al principio de conservación, esta radiación se absorbe a través de los cientos de millones de kilómetros cuadrados del océano y se almacena en bastas cantidades en organismos vivientes, autótrofos y heterótrofos, así como en sus restos como componentes orgánicos e inorgánicos. El sol produce  $3.5 \times 10^{16}$  KW/hora/año, de los cuales sólo una pequeña porción llega a la tierra ( $0.5 \times 10^{16}$  del total), de ese total captado el 31% se refleja, 17% lo absorbe la atmósfera, el mar retiene 32%, los continentes 14% y un porcentaje mínimo se va al proceso de la fotosíntesis.

Tal almacenamiento de energía en el medio marino comienza hoy a ser técnicamente posible de explotar bajo diferentes modalidades, de ellas las más prometedoras y factibles son:

- a) Fuerzas de marea.
- b) Gradiente térmico.
- c) Oleaje.
- d) Gradiente salino.
- e) Corrientes marinas.

### 6.2. Energía de las mareas

Las mareas se originan como consecuencia de las interacciones gravitacionales de la luna y el sol con la tierra. De ambos el efecto de la luna domina, a causa de su mayor proxi-

midad. La atracción solar de la marea es sólo la mitad de la lunar aproximadamente. Los grandes ciclos de las mareas, por lo tanto, son dirigidos principalmente por la luna, pero la frecuencia es alterada y la amplitud modulada por las complejas interacciones del sistema tierra-luna-sol.

Si nos imaginamos la forma más simple de interacción dominada por la luna, se trata de un abombamiento uniforme que da la vuelta a la tierra. Sin embargo, se disipa algo de energía, en primer lugar contra los límites de la cuenca oceánica, a causa de la resistencia de rozamiento ofrecida al abombamiento de la marea en movimiento. Este cuadro sencillo se complica debido a la forma irregular de la superficie terrestre. En la profundidad de las cuencas oceánicas, donde la amplitud de las mareas raras veces sobrepasa un metro y donde la razón entre la superficie del fondo y el volumen de agua es pequeña, las pérdidas de energía por fricción ocasionadas por la interacción del agua con el fondo son mínimas. En los márgenes continentales, sin embargo, sobre todo en los lugares donde la profundidad del agua disminuye rápidamente, observamos que las amplitudes de las mareas aumentan claramente, y los efectos de rozamiento, al ser mayores debido al aumento de la razón entre la superficie del fondo y el volumen de agua, disipan una cantidad proporcionalmente grande de energía.

Las pérdidas de energía debidas a estas interacciones de las mareas hacen disminuir prácticamente la fuerza de atracción que controla el sistema rotatorio tierra-luna-sol. En particular el efecto es mucho más acentuado en el sistema tierra-luna, en que la órbita de ésta última se ve que se va alejando lentamente de la tierra y, como resultado, tanto el período de rotación de la tierra sobre su eje se van retrasando. Los movimientos de las mareas actúan esencialmente como un freno gigantesco. El período de rotación de la tierra es decir, la longitud del día se va alargando en proporción de 0.001 segundos por ciclos aproximadamente. El cambio de longitud por día se puede medir, y a partir de ello se puede calcular la cantidad de energía de las mareas que se disipa. Este valor es de  $2.7 \times 10^{11}$  ergios de energía de las mareas, que se disipan cada segundo ( $2.7 \times 10^{12}$  vatios) frenando el sistema tierra-luna. Aproximadamente un tercio de esta cantidad se disipa en los mares, bahías y estuarios poco profundos del mundo que en conjunto no ocupan más del 1% de la superficie oceánica. Una gran parte de la energía total de las mareas se concentra, pues, en una fracción muy pequeña del océano cerca de las costas continentales. Las regiones costeras son, naturalmente, las partes más accesibles del océano; por consiguiente, son lugares valiosos potencialmente para que el hombre se apodere de la energía de las mareas.

Esta constatación última apenas puede considerarse actual. Los habitantes de las costas hace muchos siglos que utilizan las mareas estuarinas para hacer girar ruedas de paletas y mover bombas y molinos especialmente en regiones con amplitudes de las mareas favorablemente altas, tales como la costa bretona de Francia y partes de la de Holanda, Irlanda e Inglaterra. La

existencia de molinos accionados por las mareas en Inglaterra está registrada incluso en el Doomsday Book, compilación de la propiedad del terreno hecha en 1086 por orden de Guillermo el Conquistador. Los colonizadores europeos llevaron consigo al nuevo mundo el conocimiento de los molinos movidos por las mareas, y se instalaron muchos de ellos a lo largo de la costa oriental de América del Norte. Boston por ejemplo tuvo un molino de esta clase que molía trigo ya en 1650.

Con la creación de los generadores eléctricos, la energía de las mareas que se había utilizado durante tanto tiempo como fuente de energía mecánica, pudo finalmente convertirse en una forma de energía capaz de amplia distribución característica en la utilización de la energía moderna. El método para producir energía hidroeléctrica con las mareas es en esencia el mismo que se emplea en las centrales hidroeléctricas de los ríos: el agua fluye de una altura a otra inferior y acciona una turbina al hacerlo. Hay naturalmente una diferencia en el hecho de que con las mareas existe un flujo de agua en dos direcciones y un breve periodo en el cual se establece la carga de agua, mientras que el flujo de las corrientes continentales, adecuadamente regulado por un sistema de diques, es unidireccional y constante. Estas diferencias causan grandes dificultades prácticas, y el desarrollo de la explotación de las mareas en gran escala se ha visto obstaculizado a consecuencia de ello.

Los problemas técnicos se están estudiando, y muchos se han solucionado con éxito, actualmente al menos en dos lugares, el estuario del Rance, en la Bretaña Francesa, y la bahía Kislaya, cerca de Murmansk (U.R.S.S.). La cuestión evidentemente no es de factibilidad técnica, sino más bien de economía.

Los lugares del mundo que constituyen potencialmente fuentes de energía de las mareas pueden identificarse con facilidad. Los más importantes se hallan alrededor de la bahía de Fundy, a lo largo de la Costa Francesa del Canal de la Mancha, en algunos de los estuarios de los ríos británicos, en la costa del mar Blanco, en el Golfo San José (Argentina) y en la costa de Kimberly (Australia). Estos lugares pueden producir  $0.160 \times 10^{11}$  vatios, o sea sólo el 16% de la energía de las mareas disipada en los mares poco profundos. Admitiendo una elevada tasa de conservación en fuerza eléctrica del 20%, el hombre podría posiblemente obtener  $0.032 \times 10^{11}$  vatios de fuerza hidroeléctrica procedente de las mareas, si se explotaran todos los lugares; cantidad apenas superior al 1% del potencial hidroeléctrico de  $3 \times 10^{11}$  vatios, que se calcula es aprovechable entre todos los ríos del mundo, la mayor parte del cual aún queda por explotar. Además, más del 50% del potencial calculado se concentra en una de las regiones más inhóspitas y deshabitadas del mundo: la costa de Kimberly, en el noroeste de Australia.

Evidentemente, la energía producida por las mareas a escala mundial nunca podrá ser grande, aunque localmente puede muy bien adquirir gran importancia.

### 6.3. Estudio de las mareas en el Golfo de California

El Golfo de California está situado entre la árida península de Baja California, por el oeste y los igualmente áridos Estados de Sonora y Sinaloa, por el este. En muchos aspectos el Golfo es único entre los mares marginales del océano mundial y constituye la única cuenca de evaporación importante en el Océano Pacífico con el cual tiene comunicación abierta en su extremo sur. Desde la desembocadura del Río Colorado hasta el extremo de Baja California, el Golfo tiene alrededor de 1000 kilómetros de largo y 135 kilómetros de ancho, en promedio. En área superficial comprende aproximadamente, 150,000 Km<sup>2</sup> y un volumen total de agua de 123,000 Km<sup>3</sup>.

En contraste con muchas otras cuencas de evaporación, tales como el Mediterráneo y el Mar Rojo, el Golfo de California es más ancho y más profundo en su entrada 220 Km y 3,850 m, respectivamente. Conserva una anchura bastante uniforme hasta las islas Tiburón y Ángel de la Guarda donde su sección transversal sufre una abrupta reducción por lo que se limita así la comunicación entre la porción norte y sur del golfo. En virtud de esta característica oceanográfica, solamente el golfo superior presenta los aspectos más notorios de una cuenca de evaporación.

El exceso de evaporación sobre la precipitación y el escurrimiento desde la tierra alcanza 84 cm por año, lo que significa que se requiere un flujo anual de 126 km<sup>3</sup> a través de la entrada del golfo para compensar el agua que se pierde por medio de superficie siendo la área transversal de la entrada de aproximadamente 350 Km<sup>2</sup> este flujo entrante, que sólo corresponde a alrededor de 1% del volumen total del golfo, produciría una velocidad de corriente de 0.36 Km/año (10<sup>-3</sup> m/s). Así, el flujo de agua a través de la superficie juega un papel insignificante en el balance Hidrológico global del golfo y en una escala de tiempo anual o mayor, el flujo entrante debe corresponder al flujo saliente. Esto no se debe interpretar como si el movimiento de agua en el golfo fuera débil, más bien al contrario por lo menos en la capa superficial, tanto las corrientes como el intercambio híbrido son bastante intensos.

El estudio de las mareas en el golfo de California es poco conocido, puesto que sólo existen ciertos datos mareográficos con registros continuos en los puertos de Sonora y Sinaloa, y se carece de aquellos que cubran grandes áreas por el lado de la península.

Debido a las dificultades técnicas y a la extensión del golfo, los estudios se ven limitados a determinadas áreas, como sucede con las contribuciones realizadas por la Secretaría de Marina en Topolobampo, y Morales y Cabrera-Muro en la Ensenada de la Paz. Desde la década de los setentas, se han realizado varios modelos numéricos computacionales para explicar la circulación y el comportamiento de las mareas en el Golfo de California, ya que esta área por su extensión, anchura, topografía y batimetría presenta condiciones anómalas y puede ser utilizada como un laboratorio geofísico para estudiar el desarrollo de éstas,

calculándose las componentes principales y las ondas oscilatorias con sus fronteras de intercambio.

El fenómeno de mareas en el Golfo de California tiene importancia debido a las grandes amplitudes presentes en la porción norte, además de la generación de ondas internas y deflexión gravitacional que se halla en el fondo. Durante la primavera, las amplitudes de marea en el Río Colorado alcanzan hasta 10 metros y se encuentran entre las más extraordinarias y peligrosas del Continente Americano.

Las mareas en esta cuenca son de tipo mixto, dominadas principalmente por las constituyentes semidiurnas M2 (constituyente lunar) y S2 (constituyente solar), así como las diurnas O1 y K1 (constituyente lunar y solilunar, respectivamente). La diferencia entre ambas es notable desde que se encuentra en la entrada del Golfo, hasta que la onda se disipa en el Golfo Superior.

En general la circulación mareal en el Golfo inferior y entrada del mismo es bastante simple, más bien se hace compleja a medida que avanza hacia el Norte, puesto que al llegar a las islas Angel de la Guarda y tiburón, la progresión de las ondas tiende a acelerarse y a aumentar su amplitud debido al efecto de encajonamiento provocado por las islas. La disminución de la profundidad, los frecuentes bancos de arenas y sedimentos, también juegan un papel importante en el trayecto de las ondas, puesto que constantemente se encuentran en contacto con éstas, en el momento en que se ven impulsadas por los vientos locales, la circulación mareal es sumamente complicada en la zona de Canal de Ballenas y Fosa Salsipuedes, en donde se hallan registro de amplitudes de marea hasta 3.5 m, y cuya refracción de ondas, se pierde en las paredes de la isla Angel de la Guarda y la península. En el Golfo de California, la entrada mareal ocurre en mayor magnitud por el lado este; mientras que la salida es principalmente por el oeste.

Aún cuando los procesos mareales tienen origen astronómico, existen otros factores de tipo climático-estacional que influyen en ellos; entre los cuales se encuentran:

- a) Presión atmosférica.
- b) Dirección y fuerza del viento.
- c) Densidad promedio de la columna de agua (variación esférica).
- d) Precipitación y escurrimiento (principalmente en áreas encerradas y cercanas a la costa).
- e) Cambios de la circulación de agua en la entrada del Golfo.

Las constantes armónicas indican que las características iniciales de la marea semidiurna en el Océano Pacífico presentan una amplitud moderada de 30 cm para M2 y de 52 cm para M2 + S2, las cuales muestran una progresión de diferentes fases a lo largo del golfo, como si fuera un tren de mareas. Al penetrar en el Golfo de California su amplitud inicial decrece en su

trayecto, hasta alcanzar 13 cm a la altura de Guaymas. En el área que se registra como anfidrómica, ubicada en Santa Rosalía y Guaymas, ocurre una aceleración e incremento de las amplitudes de mareas, hasta alcanzar en la desembocadura del Río Colorado 1.65 m para M2 y 2.77 para M2 + S2, valores que constituyen 15 veces más que los registros en Guaymas. La marea diurna entonces, se hallan en fase a lo largo del Golfo con amplitudes de 0.45 m (K1 + O1), con aumentos monotómicos hasta alcanzar 0.80 m en el Golfo Superior; sólo una vez al año durante la primavera, se llega a dar una sumatoria de todas las amplitudes semidiurnas y diurnas, lo que da como resultado hasta 10.7 m para las mareas vivas en la desembocadura del Río Colorado, y aún algunos Kilómetros dentro.

En el golfo de California, la obtención del patrón anual de mareas no es del todo fácil de registrar, puesto que puede ser influenciado o modificado por la descarga y drenajes de los ríos, principalmente durante la temporada de lluvias y sobre todo, en las costas de Sonora de Sinaloa, donde se localizan algunos ríos que aportan volúmenes considerables de agua dulce, entre los cuales se hallan: Colorado, Fuerte, Sinaloa, Yaquí y Mayo. Si bien las mareas son creadas por fuerzas astronómicas que tienen un alto grado de predictibilidad, las ondas de marea que se desplazan dentro de los ríos y se modifican por la descarga, no responden directamente a un origen astronómico.

Principalmente en el área costera de Sinaloa y sur de Sonora se registran incrementos de la descarga que pueden afectar la amplitud y el tiempo de incidencia de las mareas, por lo general en la pluma de la descarga de los ríos que ahí confluyen. Los efectos más notables se presentan en la parte baja de la desembocadura y son más intensos durante la marea baja, con lo cual se reducen los efectos de la fricción mareal sobre el fondo, incluso se registra decremento en la amplitud de marea, aceleración del tiempo de ocurrencia durante la mínima descarga, así como un retraso durante la máxima descarga.

La amplitud anual de mareas en el Golfo Superior es mínima y ocupa tan sólo el 5% de registros a lo largo del golfo, en comparación al 15% que se presenta en la entrada del mismo, esto se debe a que el sistema mareal funciona como ondas de conciliación con fenómenos distintos de disipación. En el área anfidrómica semidiurna cerca de Santa Rosalía-Guaymas, la magnitud relativa del cambio anual del nivel del mar es más compleja aún, y alcanza hasta el 36% de amplitud de mareas de corto período. La diferencia entre la marea diurna y semidiurna es notable desde el flujo de entrada hasta que la onda se disipa en la cabeza del golfo, notándose así una absorción de parte de la energía de marea por la línea de costa, además de disipación.

Los cambios estacionales del patrón mareal anual, indican amplitudes de 0.15 m en la Paz y hasta 0.2 m en Guaymas y Puerto Peñasco. El comportamiento de la marea anual muestra su nivel máximo en la entrada del Golfo aproximadamente el 21 de junio, mientras que el mínimo ocurre en diciembre en el Golfo Superior.

La disipación de la energía mareal en el Golfo de California es muy intensa, en particular sobre los bajos y bancos de marea

del Golfo Superior, así como en las ensenadas y canales entre las islas. Una cierta porción de esta energía se consume en la mezcla vertical y en la generación de ondas internas (ondas Kelvin) a través de las cuales se cambia la distribución de masa, con lo que se impele en última instancia, la bomba baroclínica. Las ondas internas son pequeñas cerca de la superficie y en la proximidad del golfo alcanzan sus amplitudes máximas alrededor de 100 m de profundidad, y en niveles entre 500 y 600 m son también estacionarias y se originan por la superposición de dos ondas progresivas que viajan en sentidos opuestos.

Cerca de la entrada del Golfo, las ondas Kelvin presentan una longitud de alrededor de 1000 Km un período aproximado de 6.6 días y una velocidad de propagación de 1.75 m/s. El registro de período se aproxima entonces, a la mitad del período de la masa lunar quincenal, por lo que aparentemente las oscilaciones tienen su origen por la masa de agua que se desplaza. Registros más recientes y computerizados aplicados a modelos de ondas internas con períodos de marea en cuencas semicerradas, demuestran que en la entrada del Golfo la velocidad de propagación es de 1.67 m/s y las amplitudes máximas ocurren a la profundidad de 675 m.

Se ha intentado cuantificar la disipación de energía de marea en el golfo, algunos estiman un valor de  $4 \times 10^6$  KW para el golfo en su conjunto, mientras que otros, calculan un valor de disipación semidiurna lunar de  $4.35 \times 10^6$  KW, otras investigaciones proporcionan registros que caen dentro de este intervalo. A pesar de tal divergencia, se hace evidente que el Golfo de California es uno de los más importantes sumideros de energía de marea en el Océano Pacífico del noroeste e incluso, de comparable trascendencia como lo son otros sitios tales como: el Golfo de Panamá, la Costa de Alaska y Bahía de Fundy en Canadá.

En el Golfo de California la constituyente M2, como una onda Kelvin se refleja con intensa disipación en las aguas someras del Golfo Superior, a este fenómeno se atribuye que no se genere un punto anfidrómico verdadero en la oscilación de M2 como ocurre en otros sitios que presentan dimensiones similares a la del golfo (tal es el caso del Mar Adriático). A través de ajustes en los registros de ondas Kelvin, en la Paz y Topolobampo se estiman velocidades de onda aproximadas a 100 m/s a lo largo del eje central del golfo; así mismo se considera que la propagación de fases a lo largo de la cresta mareal, no necesariamente es uniforme y por lo tanto, la velocidad tampoco es constante. Tomando en cuenta el comportamiento mareal inicial en cada fase, se determina que el Golfo de California absorbe más del 70% de la energía de M2 que incide en la entrada del mismo, por lo cual se origina predominancia de mareas diurnas en la región de Guaymas, puesto que existe una progresión mareal desde el sur hacia el norte en ambos lados de la cuenca. El flujo neto de energía mareal de M2 que penetra al golfo oscila entre  $1-2 \times 10^6$  erg/s (fig. 6-1a).

La carencia de un punto anfidrómico verdadero en el centro se debe principalmente, a la fuerte disipación de energía mareal en el Golfo Superior que se genera por la fricción con el fondo

en esta zona. Tales aseveraciones han sido apoyadas con modelos computacionales. La componente lunar se midió en M2, se incrementa de acuerdo a un eje imaginario a lo largo del centro del golfo desde la entrada del mismo, con registros de 3 cm/s hasta el Golfo Superior con 60 cm/s (fig. 6-1b).

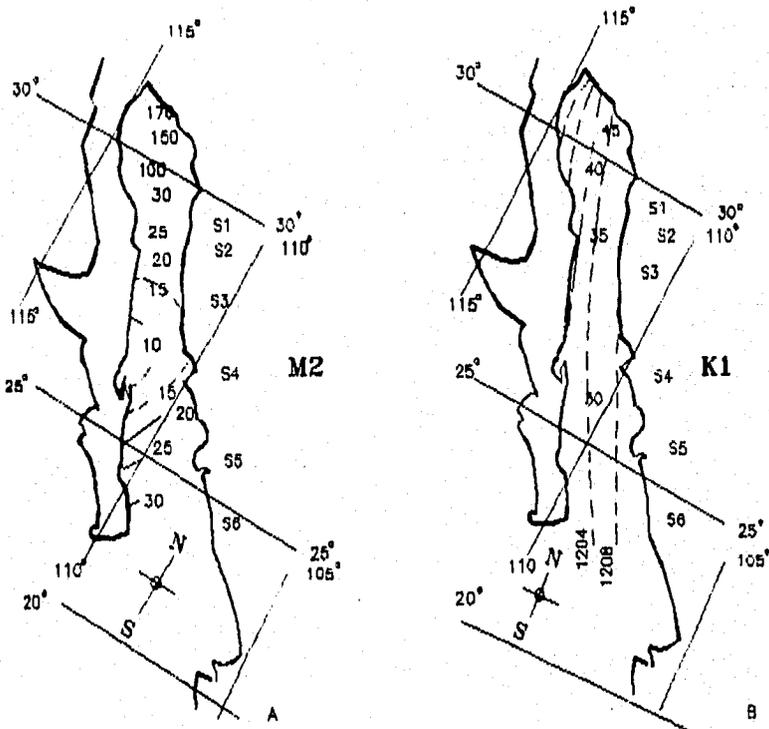


Fig. 8-1a y b. Cálculo de las constantes armónicas en el Golfo de California.

Modelos computacionales más recientes demuestran que en el Golfo de California, las mareas se producen esencialmente como proceso de cooscilación de aquellas que provienen del Océano Pacífico. De ahí que se tengan registros de una oscilación dominante y un punto anfifrómico degenerado con amplitudes elevadas en la zona del Golfo Superior (fig. 6-2); sin embargo, falta realizar más estudios al respecto que apoyen estos resultados.

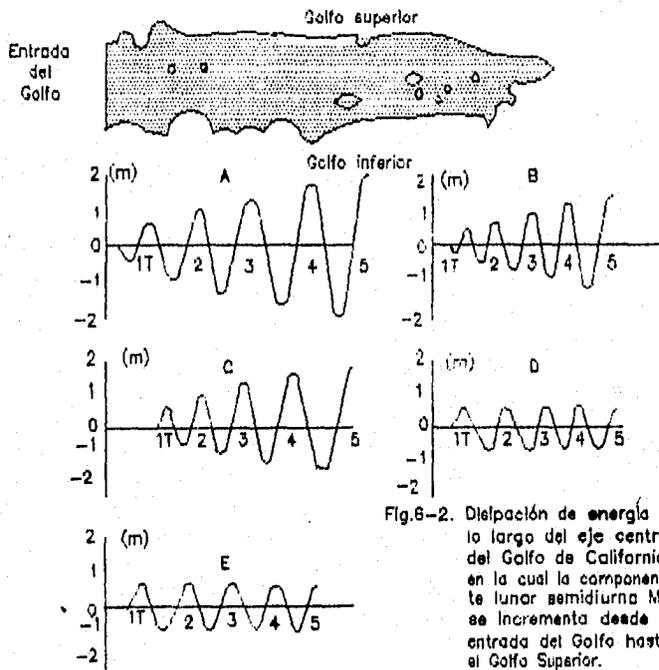


Fig.6-2. Distribución de energía a lo largo del eje central del Golfo de California, en la cual la componente lunar semidiurna M2 se incrementa desde la entrada del Golfo hasta el Golfo Superior.

Se han llevado a cabo estudios de la factibilidad de colocar centrales mareométricas, algunos de los lugares son: Canal Inglés, las Costas del Mar del Norte, Mar de Iris, Barents, Blanco, Golfo de Alaska, Mar de Okhotsk, las costas de Corea y el Golfo de California entre otros.

En México, el Instituto de Oceanografía (Secretaría de marina), la Comisión Federal de Electricidad, el Instituto Politécnico Nacional, La Universidad Nacional Autónoma de México

y el CONACYT, han realizado estudios en el Golfo de California para ubicar sitios y calcular costos de una planta mareomotriz. Este tipo de plantas se basa en la diferencia de altura entre bajar y pleamar, ocasionadas por la fuerza gravitacional de la luna y el sol. El agua que sube durante la pleamar se acumula en un recipiente (vaso regulador), cuando el proceso se invierte (bajamar) el paso del fluido al descender el nivel, acciona las turbinas que producen electricidad.

Tomando en cuenta los rangos de mareas, así como la energía disipada en el alto Golfo de California se propone la ubicación de una central mareomotriz en la desembocadura del Río Colorado, señalando tres sitios principalmente: la Isla Montague, Sonora; el Golfo de Santa Clara, Sonora y San Felipe, Baja California Norte.

En forma general la central mareomotriz estaría formada por:

- Un dique de contención o cortina.
- Casa de máquinas.
- Estructura que permita el paso de agua del mar abierto al almacenamiento.

Incluso, se ha llegado a considerar a la Bahía de Topolobampo como otra área de factibilidad potencial.

El pensar en una central de tales características, implica considerar diversos y suficientes investigaciones en diferentes áreas, y necesariamente en economía y costo que representaría su producción.

#### 6.4. Turbina Kaplan: Teoría y Parámetros de diseño.

##### Características generales de la turbina Kaplan

La turbina Kaplan es la turbina hidráulica típica de reacción de flujo axial que tiene verdadera importancia en la actualidad. La Kaplan es una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de potencia (figs. 6-3 y 6-4); característica importantísima para un rotor de hélice, pues es una de las deficiencias más notables que se advierten en las turbomáquinas de hélice de álabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, al variar la potencia dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad. Puede, sin embargo, justificarse el empleo de turbinas de hélice de álabe fijo en aquellas instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

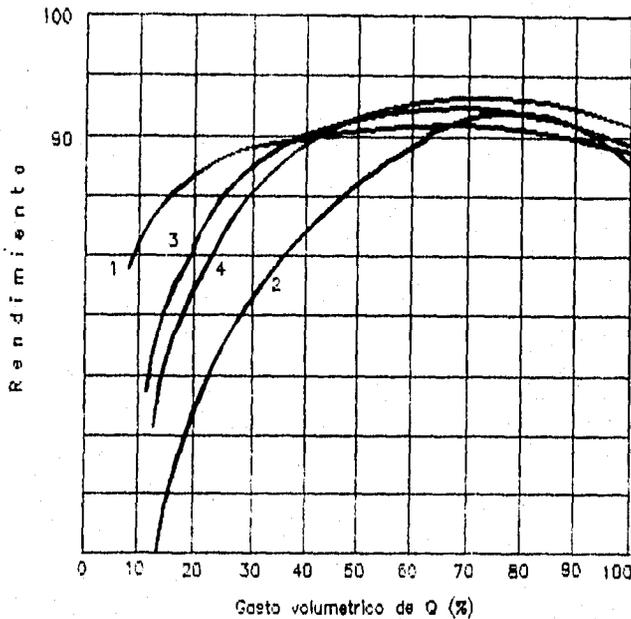


Fig.6-3. Curvas del rendimiento en función del gasto de las cuatro turbinas típicas: 1) Pelton, 2) Francis, 3) Kaplan y 4) Tubular.

La turbina Kaplan (fig. 6-5) debe su nombre al ingeniero Victor Kaplan (1876-1934), profesor de la Universidad Técnica de Brno (Checoslovaquia), quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. Una técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco desarrollada al comienzo del siglo, hacía concebir la idea de Kaplan como irrealizable. Pero con el avance del siglo progresaba el desarrollo tecnológico, y la construcción de la turbina Kaplan fue imponiéndose, primero en Europa y después en el mundo entero. Incluso va invadiendo el campo de cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible.

En la actualidad, la turbina Kaplan encuentra aplicación en una gama de cargas que varía aproximadamente de 1 metro a 90 metros, si se incluyen a las turbinas tubulares o de bulbo, que también son de hélice con paso variable.

La turbina Kaplan, además de mantener buen rendimiento

en la regulación del gasto o con las oscilaciones de la carga por la variación de la cota de nivel del embalse, permite también aumentar el caudal por unidad, para una determinada carga y por tanto la potencia, con lo cual se puede reducir el número de unidades en ciertos aprovechamientos hidráulicos y en consecuencia disminuir los costos de primera instalación. La multiplicación de unidades para atender mejor a las unidades de la demanda se hace obligado en las plantas que operan

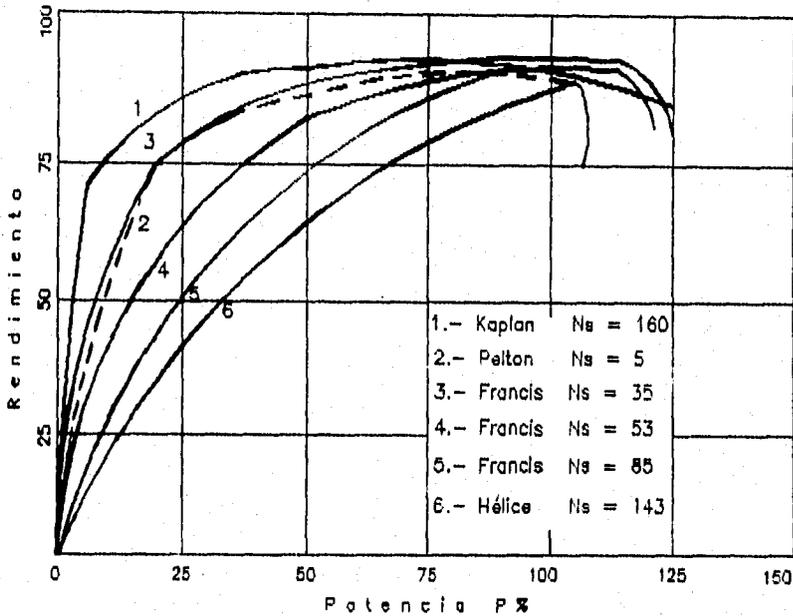


Fig.6-4. Comparación de rendimientos a carga parcial y sobrecarga de varias tipos de turbinas hidráulicas.

aisladas. Pero, en la actualidad, lo más frecuente es la interconexión de plantas, controladas por un Despacho Central, con lo que una planta, en el sistema interconectado, viene a ser como una unidad operando en una planta aislada. Las unidades pueden ser pues de mayor potencia, lo cual por otra parte se va haciendo posible gracias al desarrollo de la tecnología constructiva. Bien es verdad, sin embargo, que si para una carga determinada, la potencia de la Kaplan puede ser mayor que la de la Francis, dentro de una posible solución con ambos tipos, en forma absoluta, la tecnología actual está desarrollando unidades más grandes

en turbinas Francis que en ninguna otra turbina hidráulica, debido a que esta turbina permite combinar caudales importantes con cargas relativamente altas. Las Francis de Itaipu, sobre el río Paraná, de 700 MW cada una, son sin duda las turbinas más grandes instaladas hoy día.

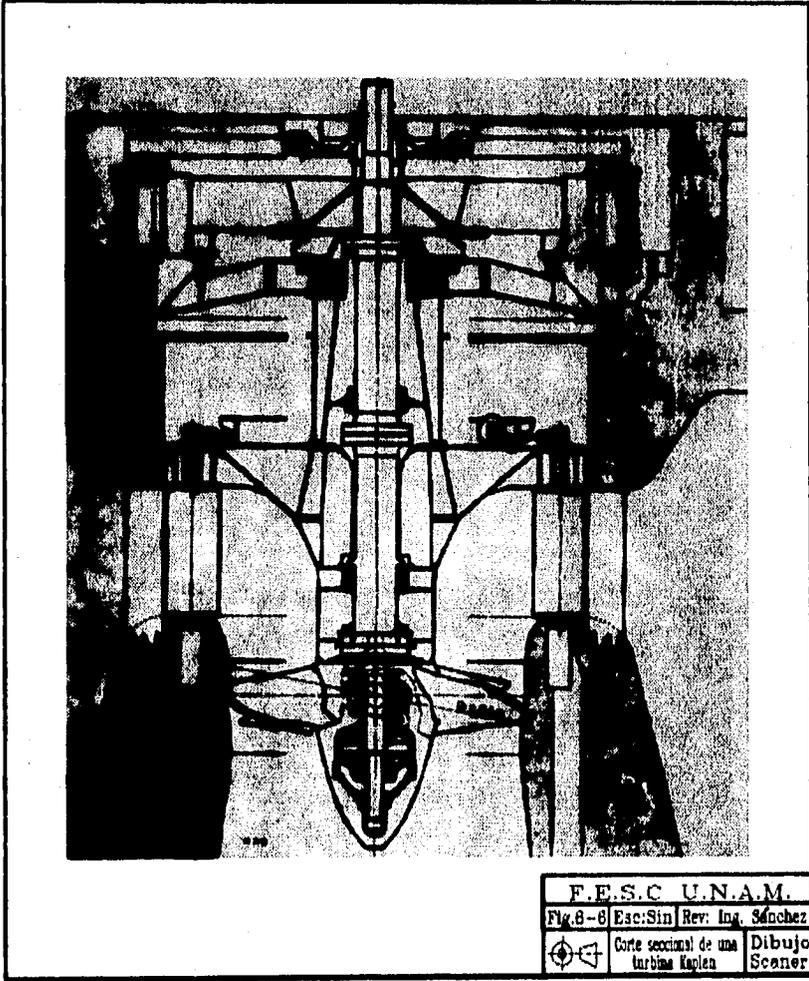
También las Francis de Grand Coulee, sobre el río Columbia, Washington, EE.UU., de 820,000 HP cada una, se encuentran entre las mayores del mundo. En Kaplan, en la planta de John Day, también sobre el río Columbia, se tienen turbinas de 212,000 HP, como unidades gigantes. Sobre el río Lule (Suecia) hoy instaladas turbinas Kaplan "Nohal Tampella" de 182,000 KW por unidad con caudal de 520 m<sup>3</sup>/s por unidad bajo 39 metros de carga. En Rocky Reach (EE.UU.) se tienen turbinas de hélice de 19,200 HP cada una, bajo una carga de 870 metros.

La velocidad específica de la turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal, el cual, como máquina axial, es muy grande. En el sistema métrico, la velocidad específica práctica llega a variar de  $n_s=300$  a  $n_s=1100$ . El número de álabes de una turbina Kaplan, varía de 4 a 9, correspondiendo a mayor velocidad específica menor número de álabes. Según Finniecombe, que ha recopilado datos de diferentes turbinas hidráulicas, las velocidades de rotación varían de 50 a 200 RPM; las velocidades tangenciales en el extremo del álabes están entre 19.51 y 37.80 m/s; las velocidades de caída ( $V = \sqrt{2gh}$ ) son de 11.28 a 25 m/s; las velocidades axiales ( $V_a$ ) de 6.70 a 10.97 m/s.



Foto 5.1 Rotor de turbina Kaplan de 85 000 H.P. para el aprovechamiento hidroeléctrico de Aswan, sobre el río Nilo (Egipto) (Caja Escher Wyss).

F.E.S.C. U.N.A.M.			
Fig. 8-5	Esc: Sin	Rev. Ing.	Sánchez
	Rodets de turbina	Dibujo	
	tipo kaplan	Scanner	



F.E.S.C U.N.A.M.		
Fig. 8-8	Esc: Sin	Rev: Ing. Sánchez
	Corte seccional de una turbina Kaplan	Dibujo Scanner

Organos principales de una turbina Kaplan

Los organos principales de una turbina Kaplan son, como en la Francis, la cámara de alimentación o caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfogue, ya que es también turbina de reacción. En la figura 6-6 se presenta una sección de una turbina Kaplan de 67,700 KW, en donde puede apreciarse el ducto de escurrimiento y también el gobierno de los álabes del rotor y del distribuidor.

Las funciones de estos órganos son los siguientes:

**La cámara de alimentación.**- Es un ducto alimentador, de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina. La cámara de alimentación suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad de gasto que admite la turbina Kaplan. La sección toroidal puede ser circular o rectangular (fig. 6-7). Del caracol pasa el agua al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcasa, que forman los portillos de acceso.

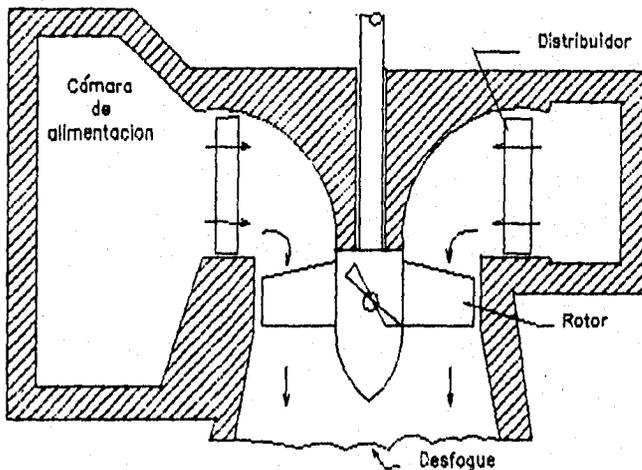


Fig.6-7. Esquema de una turbina Kaplan.

**El distribuidor.**- que sigue a la cámara de alimentación, regula el gasto y además imprime al agua el giro necesario, en una zona de vórtices libres, que precede al rotor, propiciando el ataque adecuado del agua a los álabes para una transferencia de energía eficaz. Los álabes del distribuidor se ajustan automáti-

camente, de acuerdo con las necesidades de la potencia, por medio de un servomotor ligado al gobernador que controla la velocidad del eje del grupo turbina-generador.

*El rotor de la turbina.* - de forma de hélice, esta constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad.

La robustez del cubo se justifica no solo por razones de resistencia mecánica sino también porque debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor.

Los álabes del rotor tienen perfil de ala de avión y desarrollo helicoidal. El perfil de ala permite obtener una acción útil del agua sobre el álabes en el movimiento que aquella tiene respecto a éste. La forma helicoidal o alabeo se justifica, en virtud de que la velocidad relativa del flujo varía en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro, debido a que la velocidad de arrastre ( $U = \omega R$ ) se modifica en magnitud con el radio, supuesta  $\omega$  constante, y considerando la velocidad absoluta constante en magnitud y dirección. La ecuación vectorial:

$$C_1 = U_1 + W_1$$

debe cumplirse y el triángulo vectorial que materializa a dicha ecuación debe cerrarse siempre.

Si para unas condiciones dadas por la magnitud y dirección de  $C_1$  y por la velocidad de giro  $\omega$ , se quiere una incidencia correcta a lo largo del aspa para una máxima acción de la cantidad de movimiento en cada punto de la misma, y máximo momento sobre el eje de giro, conviene que el borde de ataque del álabes corresponda con la dirección que en cada punto exige la velocidad relativa. Ahora bien, si  $C_1$  se modifica en dirección, por ejemplo, manteniendo la misma velocidad de giro,  $W_1$  se modifica en dirección y en magnitud a lo largo del borde del álabes, produciéndose separación o choque contra el álabes (fig. 6-8). Este hecho se presenta en la regulación de la carga de la turbina por medio del cambio en dirección de la velocidad absoluta.

Se puede corregir la incidencia modificando el paso de los álabes, labor que realiza precisamente la turbina Kaplan, por medio de un servomotor ajustado con el distribuidor y con el gobernador, con lo cual se logra mantener prácticamente el mismo valor del rendimiento para diferentes condiciones de trabajo.

*Tubo de desfogue.* - da salida al agua de la tubería y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debido a su forma divergente. Se

tiene así a la salida del rotor una presión más baja que la atmosférica y, por tanto, un gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete. Su forma puede ser simplemente conica (tubo Moody) o más compleja cuando es acodada.

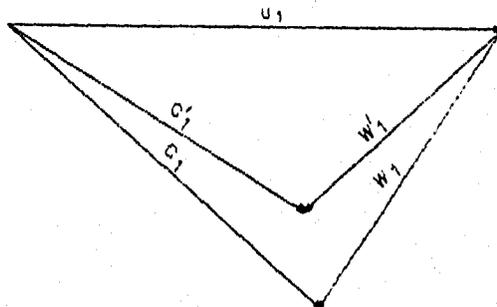


Fig.6-8. Modificación de la velocidad relativa  $W_1$  con el cambio en dirección de la velocidad absoluta  $C_1$ .

Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida de los álabes del rotor.

En la figura 6-9 se presenta un álabes de turbina Kaplan, en sección normal a la dirección radial, a una distancia  $R$  del eje. El agua, procedente de la cámara de alimentación y guiada por los álabes del distribuidor, gira en vórtices libres en la zona existente entre el distribuidor y el rotor (Figs. 6-6 y 6-7), hasta alcanzar a este último, atacando al álabes con una velocidad absoluta  $C_1$ , que es variable en magnitud y dirección para cada punto del borde de ataque del álabes. Si la velocidad tangencial del álabes en ese punto es  $U$  (velocidad de arrastre), la velocidad relativa del fluido respecto al álabes será  $W_1$  cerrando el triángulo vectorial correspondiente a la ecuación vectorial:

$$C_1 = U + W_1$$

La  $W_1$  debe incidir sobre el álabes de forma que se logre una máxima acción del agua, evitando separación o choques, que reduzcan el rendimiento. El ángulo de incidencia  $\alpha$  se fija por la velocidad media relativa  $W_{m1}$  y la cuerda.

La magnitud de la componente axial a la entrada  $C_1$ , generalmente se conserva a la salida en las máquinas axiales. La velocidad absoluta a la salida  $C_2$  se procura que sea axial o con una componente giratoria mínima, a fin de tener un buen desfoque

y para reducir su magnitud, aumentando el coeficiente de utilización. Como la velocidad tangencial del álabe  $U$  es la misma, pues los dos puntos de entrada y salida están a la misma distancia del eje, se tendrá que diseñar el borde de fuga de forma que la componente relativa del agua  $W$ , cierre el triángulo vectorial correspondiente a la ecuación:

$$C_2 = U + W_2$$

ya que en velocidades subsónicas, como es el caso del agua en las turbinas hidráulicas, el álabe manda al fluido en la salida y la  $W$ , saldrá tangente al álabe.

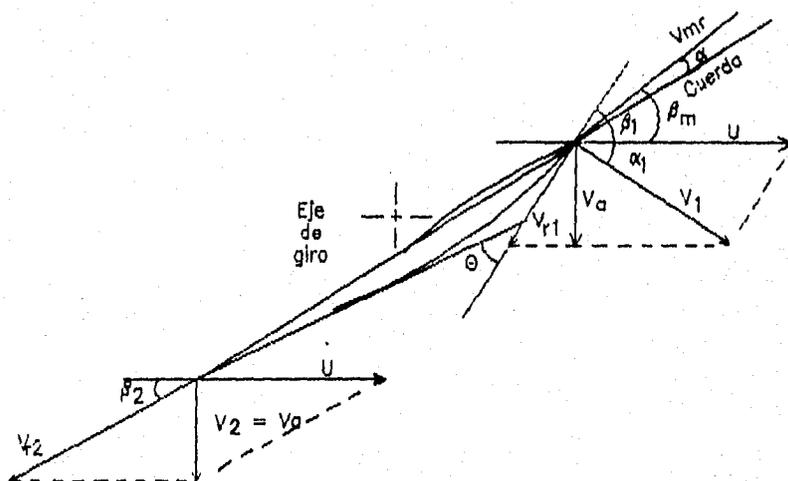


Fig.6-9. Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del álabe en una turbina Kaplan.

La curvatura del álabe, definida por el ángulo  $\theta$  para  $C_1$  - constante, hace que  $C_1 < C_2$  y  $W_1 > W_2$ , con el fin de tener un aprovechamiento de la carga dinámica y de la carga estática del agua.

Esta disposición del álabe para una correcta incidencia del agua, es la correspondiente a las condiciones de diseño de toda turbina de hélice. En el caso de la Kaplan, se consigue, como se

dijo, para diversas condiciones de trabajo, en virtud del cambio de paso que puede operarse en los álabes.

El diseño de los álabes suele hacerse para el 80% de la capacidad de gasto de la turbina, ya que en estas condiciones se favorece el rendimiento global del ábabe en las diferentes condiciones de carga parcial o sobrecarga, en las que con frecuencia se ve obligada a trabajar la máquina. Para las condiciones de diseño la apertura del ángulo del distribuidor suele ser de 45°, pudiendo variar entre 20° y 50° en términos generales.

El alabeo en los bordes de ataque y de fuga se define por los valores de los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ , a lo largo de dichos bordes (fig. 6-10):

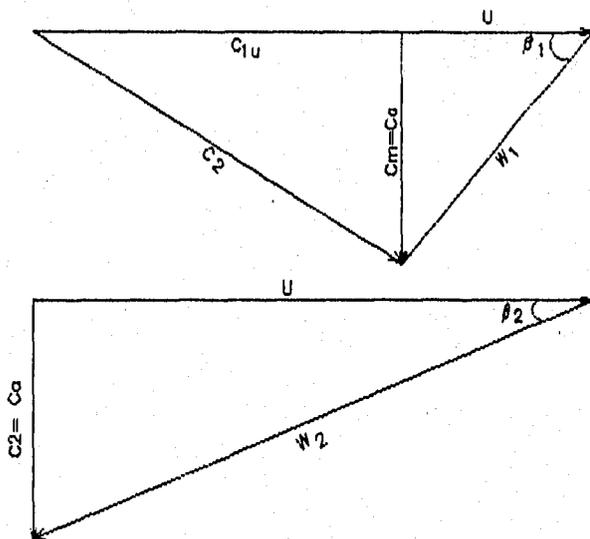


Fig.6-10. Diagramas de velocidades a la entrada y salida.

La componente giratoria  $C_{1u}$  se calcula en cada punto de la zona de vórtices libres, que precede al rotor, aplicando el principio de conservación del momento de la cantidad de movimiento.

En la sección de salida del distribuidor (subíndice cero) se puede conocer la componente de giro  $C_0$ , y el radio  $R_0$ . El momento

de la cantidad de movimiento sobre la unidad de masa será  $C_0 R_0$ , que será constante en toda la zona de vórtices libres, pues no hay momento exterior en esa zona. Por lo tanto, si se designa por el subíndice (1) la sección de ataque del agua al rotor se tendrá:

$$C_0 u R_0 = C_1 u R_1 = \text{constante}$$

donde  $R_1$  puede variar del cubo al extremo del alabe y en consecuencia  $C_1 u$  varía también, pero en forma opuesta a  $R_1$ , para conservar el valor constante del producto. Como  $C_0$  es constante, resulta que  $\tan \beta_1$  o  $\beta_1$ , varía con  $U$  y con  $C_1 u$ , o lo que es igual con el radio.

En el borde de fuga el cambio de  $\tan \beta_2$  o  $\beta_2$ , varía con  $U = \pi N D$ , el cual, como se ve tiene valores diferentes a distintos diámetros, para una misma velocidad de giro.

#### Proporción en las dimensiones en las turbinas Kaplan y de hélice.

Las turbinas de agua axiales, como la Kaplan de álabes móviles y la de hélice de álabes fijos, son de alta velocidad específica, lo que caracteriza a estas máquinas para ser empleadas en saltos de agua de gran caudal y pequeñas cargas. La variación progresiva de la forma en la turbina Francis, llega a eliminar toda acción radial en favor de una total acción axial, esto es, se tiene una turbina de hélice, capaz de un mayor caudal, que exigirá también secciones mayores para el paso del agua. Es evidente, que al desaparecer la acción centrípeta en el rodete móvil, se reduce notablemente el aprovechamiento de la carga estática del agua, que ahora queda a cargo solamente del cambio en la velocidad relativa, como ya se ha dicho.

el ducto de escurrimiento de una turbina axial se presenta radial al nivel del distribuidor, avanza por una zona de vórtices libres hasta alcanzar al rodete móvil en la dirección axial y termina en el cubo de desfogue véanse figuras 6-11 y 6-13a. La zona de acción del rotor se encuentra comprendida generalmente entre dos superficies cilíndricas coaxiales en las turbinas de hélice y entre dos superficies esféricas concéntricas en las turbinas Kaplan, para permitir en este caso el pivoteo de los álabes.

La red de flujo (fig. 6-11) se establece con las líneas de corriente y las ortogonales, definiendo tubos de corriente coaxiales (embudos coaxiales) de igual gasto, sin tener en cuenta el efecto de obstrucción de los álabes en la zona de acción del rotor, dada la gran dimensión de los canales de paso.

El coeficiente de la velocidad meridiana viene dado por:

$$n_s = \frac{\Delta Q}{2\pi R \Delta r} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{V_s}{\sqrt{2 \cdot g \cdot h}}$$

Suele tener valores entre 0.30 y 0.70 dependiendo de la velocidad específica, correspondiendo valores más altos a mayores valores de  $n_s$ .

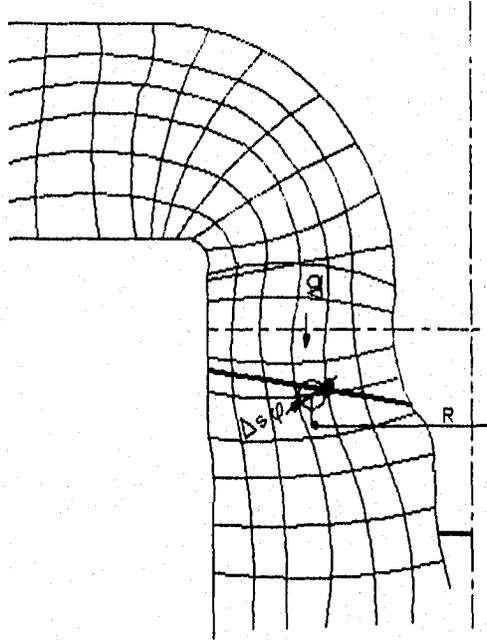


Fig.6-11. Ducto de escurrimiento y red de flujo en una turbina de Hélice.

El coeficiente de la velocidad de arrastre está dado por la expresión;

$$Q = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

y su valor se muestra en la figura 6-12 en función de la velo-

cidad específica. Este coeficiente es útil en la determinación teórica del empuje del agua sobre el álabe. El coeficiente  $\Omega$  proporciona la velocidad de giro y el tamaño en función de la carga. Los valores de estos coeficientes son fruto de la observación de máquinas que han dado buenos resultados de trabajo.

En la turbina Francis se tienen dos coeficientes  $\Omega$  correspondiendo a dos diámetros del rotor, uno a la altura del distribuidor  $D_1$  y otro en la sección de salida  $D_2$ . En la turbina axial los dos diámetros se han convertido en uno solo  $D$ , que es el diámetro de la hélice (fig. 6-13a). El valor de este diámetro se determina por medio del coeficiente de velocidad  $\Omega$  en función de la velocidad específica  $n_s$  (fig. 6-12).

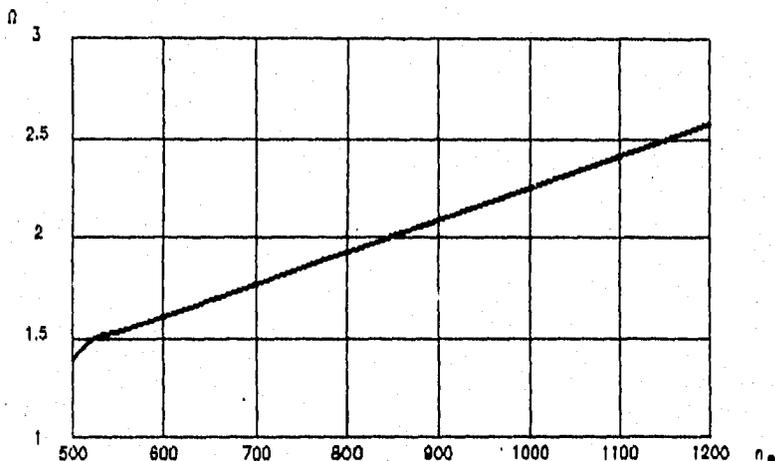


Fig.6-12. Valor del coeficiente de velocidad en función de la velocidad específica en una turbina Kaplan.

La distancia  $A$  entre el plano ecuatorial del distribuidor y del rodete móvil está entre el 40% y el 50% del valor del diámetro de este último, siendo menor para valores altos de la velocidad específica.

El diámetro ecuatorial del distribuidor  $D_0$ , medido entre los puntos de pivoteo de los álabes, es del orden de 1.20 a 1.30  $D$ , correspondiendo valores menores para mayor velocidad específica.

La relación  $B/D$  (altura del distribuidor al diámetro de la hélice) es del orden de 0.40, esto es, mayor en la turbina Kaplan que en la Francis. Ello se debe a la necesidad de aumentar las secciones de paso a mayores caudales, sin agrandar exageradamente

el diámetro del distribuidor.

La proporción entre el diámetro del cubo y el de la hélice ( $d_c/D$ ) se da en la figura 6-13c en función de la carga. El cubo es muy robusto en la turbina Kaplan (más aún que en la de hélice) ya que debe alojar el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor y al mismo tiempo soportar el tremendo par que produce la acción del agua sobre los álabes.

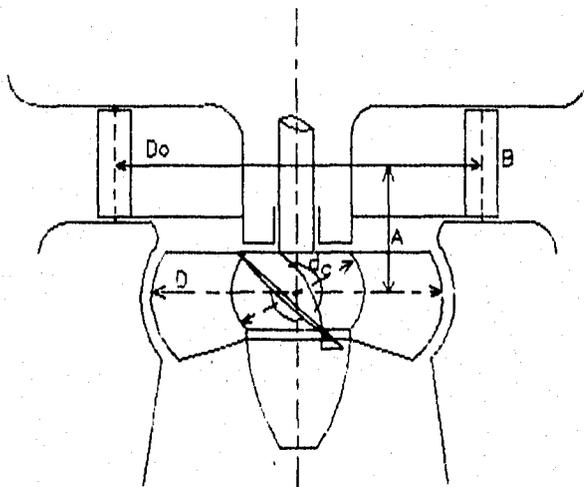


Fig.6-13a. Dimensiones fundamentales de una turbina Kaplan.

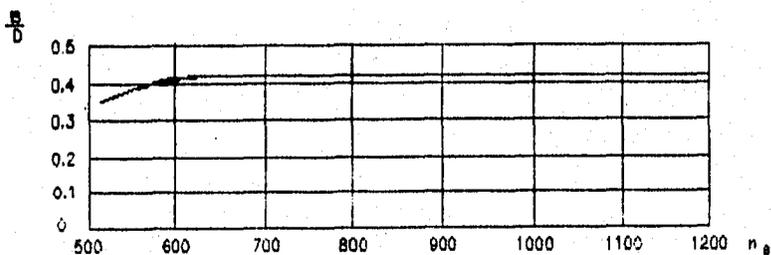


Fig.6-13b. Valores de  $B/D$  en función de  $n_s$

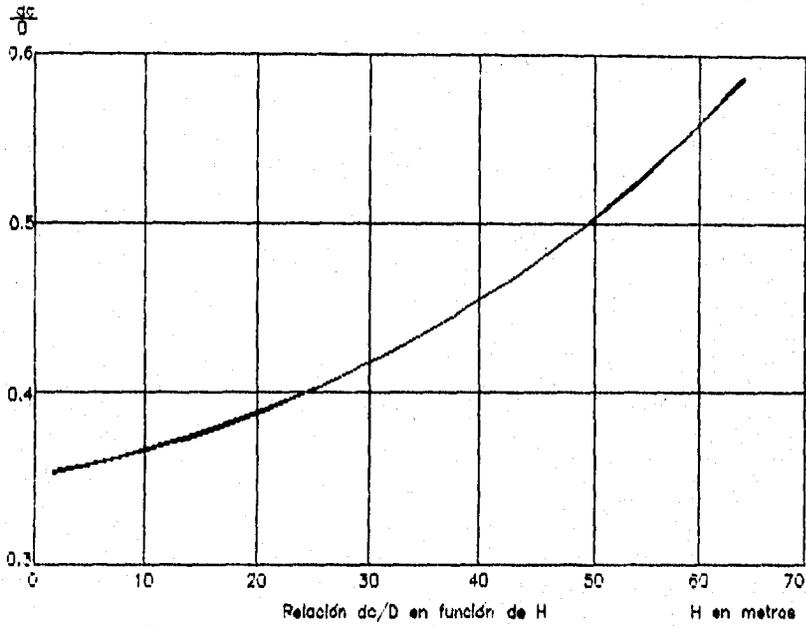


Fig.6-13c. Proporción en las dimensiones en una turbina Kaplan

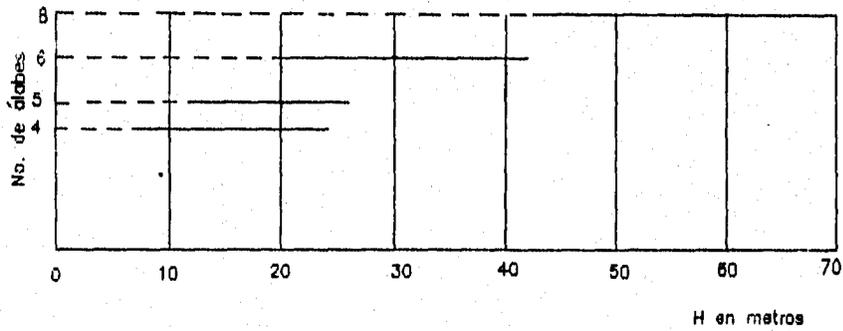


Fig.6-14. Número de álabes del rotor en función de la carga en una turbina Kaplan.

En la figura 6-14 se da el número de álabes del rotor en función de la carga, en la turbina Kaplan. Como puede observarse, varía de 4 a 8, aunque hay turbinas Kaplan para altas cargas que llegan a tener 9 álabes. Los álabes son de grandes dimensiones a causa de la gran cantidad de agua conque deben operar para transmitir potentes pares al eje de la unidad. La relación del paso a la cuerda (s/c) es del orden de 1 a 1.5; y como la cuerda requerida es grande, se advierte que el número de álabes debe ser reducido, como se ha dicho antes.

Los álabes del rotor de toda turbina de hélice tienen muy poco espesor en relación a su gran tamaño, evitándose en todo momento formas redondeadas que produzcan aceleraciones locales que propicien la cavitación. Es por esto que las aristas de ataque se presentan relativamente agudas y que la curvatura del álabes es pequeña, lo que reduce la transferencia, ya que  $W_2$  no puede hacerse mucho más grande que  $W_1$ , limitándose la aplicación a pequeñas cargas.

El estudio y diseño de los álabes de una turbina Kaplan ha sido por mucho tiempo empírico o al menos no sujeto al análisis detallado que se realiza en las turbinas axiales de vapor o gas. No obstante, el rendimiento alcanzado en turbinas Kaplan llega a valores del orden del 93%, lo que justifica que no se haya prestado gran atención a los estudios analíticos. Sin embargo, la teoría del ala es aplicable en el diseño del perfil del álabes y en la determinación de la distribución de presiones y velocidades en los contornos del mismo, con objeto de predecir su comportamiento ante la cavitación.

#### 6.5. Turbina bulbo: Definición, tipos de instalación y clases de bulbo.

Los grupos bulbo son un subproducto muy estimable de las centrales mareomotrices.

Estos grupos constituyen la fase final de un desarrollo, que con el fin de simplificar el flujo de agua y mejorar el rendimiento en los saltos de pequeña altura comenzó con la instalación de las turbinas Kaplan de eje horizontal o también turbinas Kaplan de eje inclinado de manera que el eje atraviesa el muro del canal y el alternador se instala al otro lado del muro fuera del agua (Fig. 6-15 y 6-16). En una nueva versión se mantiene la turbina de eje horizontal y se hace la transmisión por engranajes cónicos al alternador de eje vertical.

El grupo bulbo constituye la etapa final de la anterior evolución. Dentro de esta evolución hay que mencionar también la llamada turbina tubular, construida en Alemania principalmente, en la cual la llanta misma del rodete arrastra el inductor del alternador, que gira fuera del agua (Fig. 6-17).

Los grupos bulbo pueden también considerarse, si vale la frase un subproducto muy importante de las investigaciones y trabajos experimentales desarrollados en Francia, principalmente por la firma Neyrpic, que culminaron con la puesta en marcha en 1966 de la central mareomotriz de Saint-Malo en el estuario de la

Rance (Bretaña), cuya superficie es de 20 Km<sup>2</sup>, con 24 grupos, con una potencia unitaria de 10.000 KW.

Lo característico de los grupos bulbo es que el alternador sincrónico, acoplado directamente a la turbina, va instalado herméticamente en una cápsula de chapa de acero de forma hidrodinámica, o bulbo, refrigerado por aire, de donde el nombre con que se les designa; quedando de esta manera el grupo completo, turbina y generador sumergidos en el agua (Fig. 6-18)



Figura 5. Planta tipo a con generador vertical para la utilización económica de pequeños recursos hidráulicos en Planta (Nivel Estím Spring Mill Ruzameri) Radoloffi.  
 Largo 4.6 metros  
 Potencia 10211P

Leitner & Co. Viena

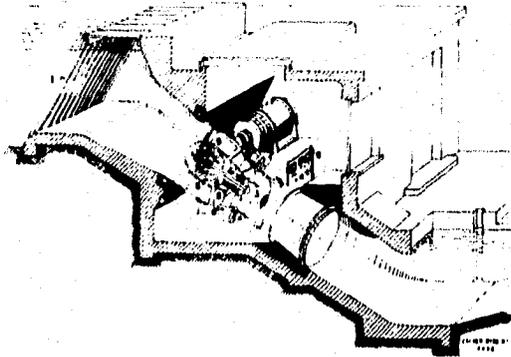
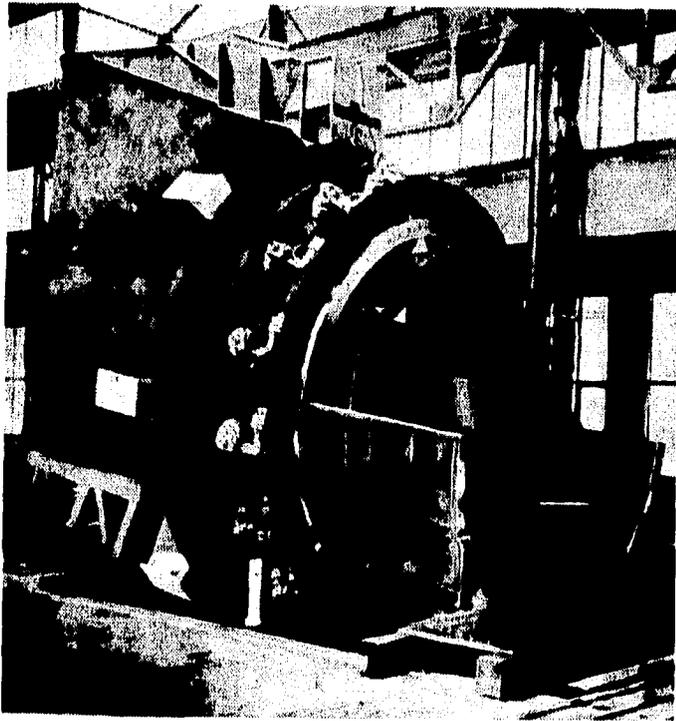
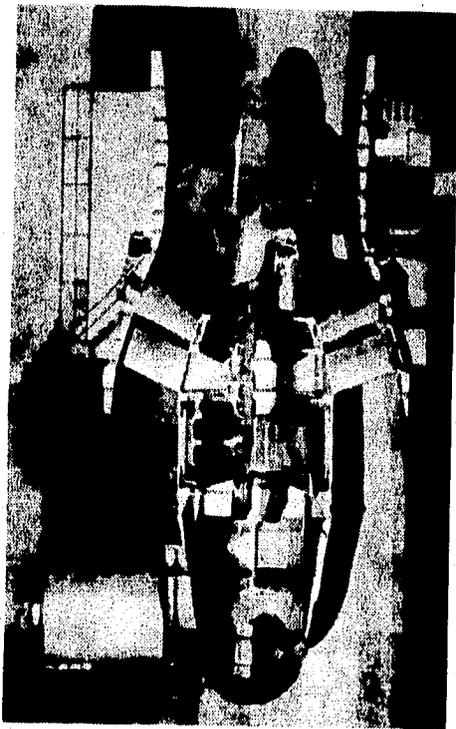


Figura 6. Diagrama de una turbina con generador vertical de eje inclinado.  
 El generador y el gobernador están en un cuadro separado y sus fundiciones portátiles. El tamaño de ingeniería está en metros. El eje inclinado está en un cuadro aparte con sus fundiciones ensambladas.  
 1. Guías; 2. Operador de freno; 3. Operador de freno; 4. Rodete; 5. Eje de la turbina; 6. Fundición del generador para los ejes y la cámara; 7. Caja de engranes y fundiciones; 8. Diagrama completo; 9. Fundición con volutas y eje inclinado; 10. Fundición del gobernador; 11. Rodete de acero; 12. Eje de guías.

<b>F.E.S.C. U.N.A.M.</b>	
Figs. 8-15 y 8-18 Rev. Ing. Sánchez	
	Turbinas Kaplan de eje Horizontal y eje inclinado Dibujo Scanner



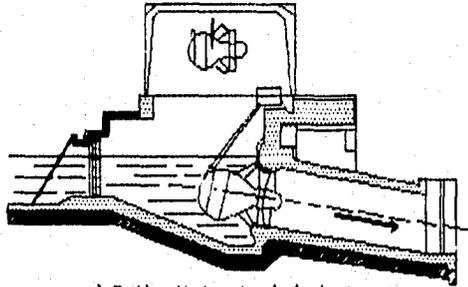
F.E.S.C U.N.A.M.		
Fig 8-17	Esc: Sin	Rev: Ing. Sánchez
	Bodets de turbina tipo Tubular	Dibujo Scanner



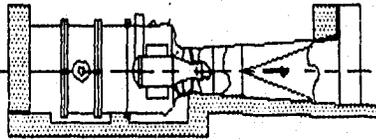
F.E.S.C. U.N.A.M.
M-8-18 Esc-Sin Rev. Ing. Sánchez
④ Purdina Upo de la
Dibujo Scanner

Instalaciones Típicas.

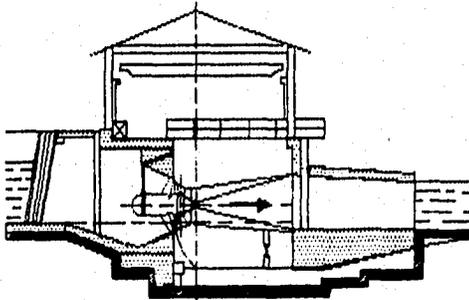
Los grupos bulbo se instalan de ordinario con eje horizontal, aunque también pueden instalarse con el eje inclinado (Fig. 6-19a, b y c) y en sifon como se muestra en la figura 6-20



a) Turbina Kaplan de eje inclinado



b) Turbina Kaplan de eje horizontal en conducto



c) Turbina Kaplan de eje horizontal en túnel

Fig.6-19. Instalaciones Típicas de los grupos bulbo.

El montaje en sifón permite parar la turbina, abriendo una valvula de admision de aire, que desceba la turbina. Pueden instalarse con el alternador (bulbo) aguas arriba del rodete o aguas abajo; de ordinario se prefiere la primera instalacion, porque experimentalmente se ha demostrado que el rendimiento del grupo es mayor en este caso en un 1.5-2.5%. Los grupos bulbo son apropiados para pequeñas alturas solamente, hasta alrededor de 15 m. y grandes caudales (Fig. 6-20).

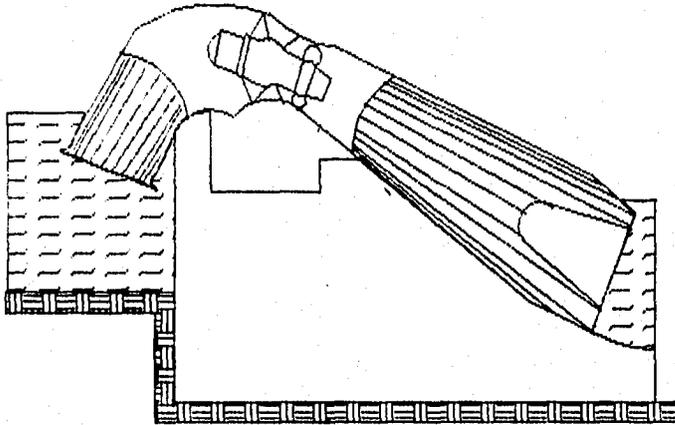


Fig.6-20. Disposición de una turbina tubular utilizando el sifón. Este arreglo se usa para desniveles sumamente bajos.

#### Clases de bulbo.

a) El primer grupo comprende los bulbos de microcentrales. Están reservados a las potencias bajas (inferiores a 1,500 CV) y a las caídas de poca importancia (hasta 10 m). El diámetro del rodete es de 2 m a 2.50 m todo lo más.

Constituyen un conjunto de una pieza que comprende una turbina hélice, que acciona directamente un generador asíncrono. Este se encuentra encerrado en un bulbo hermético, con perfil hidrodinámico. El aceite además de servir para el enfriamiento, lubrica los cojinetes, aísla el estator y sella todo el conjunto contra entradas de agua por encontrarse a presión ligeramente mayor.

Disposición interesante es la colocación de estos bulbos

dentro de un sifón, para las caídas muy bajas. Tal ordenamiento es extremadamente económico, debido a la supresión de todas las compuertas de protección, pues el corte de corriente está provocado por el vaciado rápido del sifón por medio de una válvula de entrada de aire.

b) El segundo grupo comprende lo que llamamos los grupos de río de accionamiento directo, enfiados por aire.

Diámetro de 3 a 4.5 m.

Potencias altas.

Los bulbos de accionamiento directo se utilizan en los ríos importantes y en las plantas mareométricas.

Este tipo de plantas puede ser construidos en lugares donde exista una gran diferencia entre la marea alta y la baja. Una región famosa es la existente en la Bretaña Francesa cerca del Canal de la Mancha, donde se tiene diferencias hasta de 13 m. También existen desniveles de este tipo en Argentina, Rusia, Estados Unidos y en el Golfo de California, en México.

El principio de operación es el siguiente. Cuando la marea sube, el agua va del mar hacia una bahía cerrada siendo controlada por compuertas. En el momento en el que el nivel de las aguas llega a su máximo, las compuertas se cierran. A partir de ese instante las aguas empiezan a bajar, con lo cual empieza a crearse un desnivel, hasta llegar a una carga máxima. Cuando el nivel del mar corresponde a la marea baja.

En ese momento se "vacía" la presa formada, haciendo que el agua pase a través de las turbinas, generándose una potencia hidroeléctrica (Fig. 6-21).

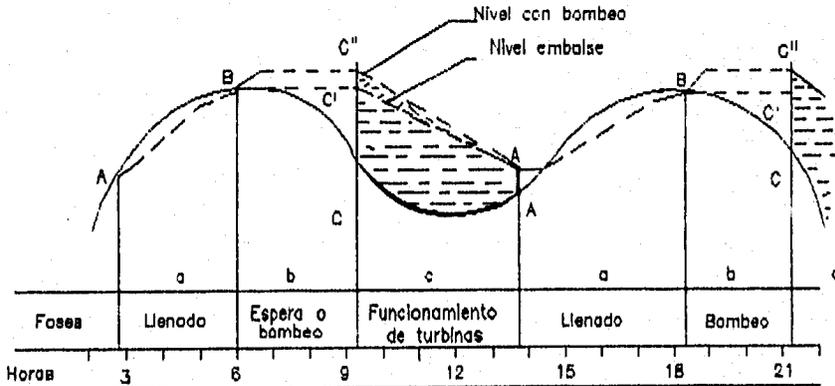


Fig.6-21. Ciclo de simple efecto al vaciar el embalse.

6.6. Ventajas y desventajas de las turbinas bulbo con relación a las turbinas Kaplan convencionales de eje vertical.

Ventajas

a) El trazado de las tuberías de entrada al distribuidor de las turbinas tubulares permite obtener una circulación más pequeña a la entrada del rodete, con lo cual se obtiene un rendimiento más elevado.

b) Disminución de las pérdidas hidráulicas gracias a la eliminación de codos y a la reducción de la longitud del flujo, con dirección axial continua del agua de la entrada a la salida, aumentando el rendimiento en un 1.5 a 2%.

c) El rendimiento de un tubo de desfogue rectilíneo es mejor que el de un tubo de desfogue acodado.

d) Aumento del caudal. Para un mismo diámetro del rodete y una misma altura neta que una turbina Kaplan de eje vertical el cual puede aumentar en un 30%.

e) La potencia específica característica (potencia de una rueda de un metro de diámetro, bajo un metro de caída) llega hasta 36 CV, comparada con el máximo de 27 CV para la Kaplan.

De lo anterior se deduce que, para las mismas dimensiones, la potencia es mayor o bien, que para la misma potencia, las dimensiones son menores, con las ventajas consiguientes.

f) La economía en la obra civil (excavaciones, concreto, etc.) llegan al 30 o 35% del costo de una planta Kaplan clásica.

Así el costo del KW instalado es inferior en un 15%.

La distancia entre ejes es mucho más reducida, de manera que se pueden colocar aproximadamente 12 bulbos donde caben 8 Kaplan.

Desventajas.

a) Su valor baja cuando aumenta la carga. Actualmente su campo de aplicación se extiende desde las caídas muy bajas hasta las caídas de 15 a 16 m.

b) Al reducir las dimensiones de la capsula del alternador (bulbo), con el fin de disminuir las pérdidas hidráulicas; 1) diseño difícil del sistema de refrigeración del alternador al disminuir la dimensión transversal del mismo; 2) montaje y revisión mucho más difícil por el difícil acceso de los mecanismos instalados en el bulbo, que exige parar la máquina; 3) encarecimiento de la construcción, que deberá ser de mejor calidad para evitar revisiones costosas.

c) Dificultad de alcanzar potencias unitarias elevadas porque dada la pequeña altura de los saltos esto exige la utilización de grandes caudales, lo cual requiere secciones transversales elevadas, lo que conduce a su vez a vibraciones excesivas. Asimismo la potencia unitaria de los bulbos está limitada por las posibilidades de enfriamiento del alternador.

En las microcentrales, el generador, de 1 m a 1.5 m se halla sumergido en aceite. Los grupos de gran potencia tienen el interior del bulbo lleno de aire comprimido.

d) La reducción del diámetro del rodete y el alternador acarrea una débil inercia y un tiempo de arranque global de 1.5 a 2 segundos.

Estos grupos no han ser instalados sobre redes separadas que tengan un coeficiente de autorregulación reducido. Se han de instalar en una red de manera tal que sean otras centrales las que se encarguen de regular las variaciones de frecuencia.

e) Los límites actuales son:

Diametro del rodete de 7m.

Potencias 40,000 CV

#### 6.7. - Materiales usados comunmente en la construccion de las turbinas hidráulicas.

En la construcción de las turbinas hidráulicas intervienen modernamente gran variedad de aleaciones metálicas, material antifricción, cauchos, plásticos y otros materiales sintéticos. Sin embargo, los materiales fundamentales son el hierro y el acero, laminado, fundido y forjado, y el bronce.

A los materiales de las turbinas hidráulicas, además de las condiciones normales de resistencia, se les impone con frecuencia dos requisitos especiales:

- resistencia a la erosión en los empleados en las partes de las turbinas hidráulicas expuestas a la cavitación;
- si se preve carga cambiante de signo, deben ser también resistentes a la fatiga.
- fácilmente soldables.

##### 1) Resistencia a la erosión.

A veces en el diseño se fuerzan las condiciones de funcionamiento, y se permite un cierto grado de cavitación. En este caso la cavitación manda en la selección de los materiales. Las aleaciones resistentes a la erosión suelen ser adecuadas también contra la cavitación.

##### 2) Facilidad de soldadura.

Muchas piezas que solían fabricarse antes de fundición modernamente suelen ser fabricadas de chapa soldada de diferentes grosos. Alrededor de un 25% en peso de las modernas turbinas Kaplan es de fabricación soldada, y el resto, excepto un 10% de forja, de fundición duplicándose casi la proporción de material soldado en las modernas turbinas Pelton.

Para abaratar la construcción de la turbinas hidráulicas se tiende a excluir en general las aleaciones caras. Por esta razón las grandes piezas de fundición y las piezas forjadas de las turbinas hidráulicas de gran potencia se hacen de aceros, cuya composición puede oscilar de 0.17 - 0.35% de C y de 0.38 - 0.80 de Mn entrando también en su composición Si, y también el tipo de fundición una cantidad pequeña, mayor o menor de S y P. Estos aceros son suficientemente baratos y fácilmente soldables.

Los ejes se suelen forjar de aceros de aproximadamente 0.40

C con aditivos a veces hasta de 1% de Ni y Cr. He aquí las proporciones de algunos aceros empleados para los ejes:

C, 0.37 - 0.45; Mn, 0.50 - 0.80; Cr, menor o igual a 0.3; Ni, 0.8 - 1.20, P, menor o igual 0.04 y S, menor o igual a 0.04.

Los álabes de la turbina Kaplan se han construido con aceros de 0.18 - 0.25 de C y alto contenido de Cr (12.5 - 14.5%), con cantidades menores de Si, Mn y Ni. Un inconveniente de estos aceros consiste en la dificultad de obtener fundiciones buenas sin fisuras. Posteriormente se han mejorado las propiedades de estos aceros disminuyendo el contenido de C y Cr.

La fundición de los aceros con rico contenido en Cr, elemento que ofrece gran resistencia a la cavitación es complicada, y sólo puede llevarse a cabo en hornos eléctricos; y también es complicada su soldadura, por lo que se investiga en nuevas aleaciones y se recurre sobre todo en los álabes a las aleaciones bimetalicas, o sea, a aleaciones con revestimientos diversos.

El acero inoxidable tiene una gran resistencia a la erosión y a la cavitación. A veces para economizar el acero inoxidable de precio elevado, se emplea sólo soldada eléctricamente una capa protectora de acero inoxidable en aquellas zonas más expuestas a los fenómenos mencionados.

La fundición de las piezas de las turbinas hidráulicas de gran potencia está sujeta a grandes dificultades, dado el tamaño y las formas complicadas de las mismas. Las grandes piezas de acero fundido se someten a tratamiento térmico a fin de eliminar las tensiones internas.

El contenido de C se suele limitar hasta un máximo de 0.35% aproximadamente a fin de que los aceros sean fácilmente soldables.

Para los elementos relativamente pequeños, tales como los álabes del distribuidor Fink de las turbinas hidráulicas de reacción no muy grandes, anillos laberínticos, etc... basta utilizar aceros al carbono segmentados o templados para endurecerlos contra la erosión.

Las capas de revestimiento responden a la tendencia a reducir costes que obligan a emplear aceros al C corrientes con soldadura de una capa de acero inoxidable. Así, por ejemplo, se emplean actualmente en las piezas grandes (cubo del rodete, etc...) de las turbinas Francis de gran potencia aceros de la siguiente composición: C, 0.16 - 0.22%; Mn, 1.0 - 1.3; Si, 0.60 - 0.80; Cr, menor o igual a 0.30; Ni, menor o igual a 0.40% con ligeros aditivos de S y P. El revestimiento indicado sobre todo en las partes expuestas a la abrasión y erosión es de una capa de acero austenístico inoxidable cuya resistencia a estos efectos viene a ser el doble de los aceros al C corrientes.

He aquí otra composición de acero austenístico inoxidable para revestimiento: C, 0.12%; Cr, 17 - 20; Ni, 8 - 11; Si, 0.8; Mn, 2.0; Ti hasta 0.8%.

6.8.- Materiales de los grupos bulbo.

La corrosión por el agua de mar constituyó uno de los principales obstáculos que hubo que vencer para el desarrollo de la energía de las mareas hasta la puesta en explotación en la Rance de la primera central mareomotriz del mundo.

El agua del mar, según Licheron, no es una simple solución de electrolitos; sino un medio que experimenta modificaciones provocadas por el metabolismo de los organismos. Estas modificaciones son debidas a los vegetales (producción de oxígeno y elevación del pH), a los animales (consumo de oxígeno y producción de gas carbónico), y las bacterias (formación de ácido sulfídrico). Una multitud de ensayos sistemáticos realizados a partir de 1955 condujeron al hallazgo de aleaciones y pinturas protectoras resistentes, que fueron utilizados en el grupo experimental de Saint-Malo, previo a la instalación en el mismo lugar de los 24 grupos bulbos de 10 MW, que constituyen la primera instalación de este género (fig.6-22).

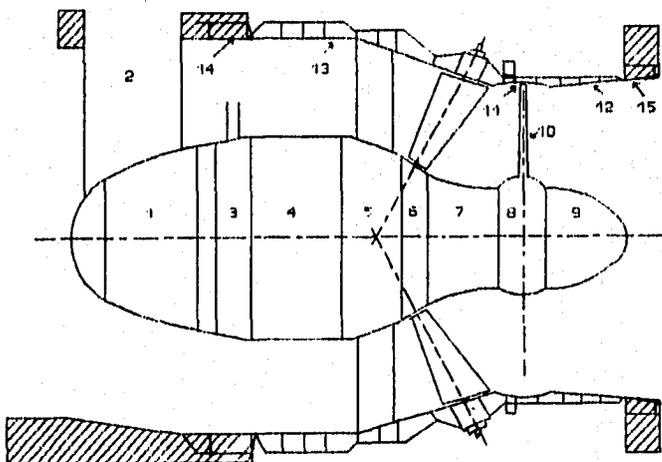


FIG. 6-22.- Materiales empleados en los grupos bulbo ( véase tabla 6-1 ).

**Materiales empleados en los grupos bulbo.**

Num. en la Fig. 6-22	Elemento de la turbina	Material
1	Ogiva	Chapa de acero inoxidable 18/8
2	Brazo de ogiva	Acero ordinario pintado
3	Anillo de tirantes	Acero ordinario pintado
4	Carcasa alternador	Acero ordinario pintado
5	Predistribuidor	Acero ordinario pintado
6	Distribuidor	Acero ordinario pintado
7	Cono de la turbina	Acero ordinario pintado
8	Cubo del rodete	Revestimiento acero inoxidable 18/8
9	Paleta del rodete	Acero ordinario pintado
10	Paletas	1 paleta acero inoxidable 17/4/4 pintado 1 " " " 16/4/4 2 paleta bronce de Al
11	Zuncho aguas arriba	Acero inoxidable 17/4/4
12	Zuncho aguas abajo	Revestimiento 18/8
13	Blindaje periférico	Acero ordinario pintado
14	Zuncho de cierre aguas arriba	Acero ordinario pintado
15	Zcho. cierre aguas abajo	Acero ordinario pintado

Tabla 6-1.

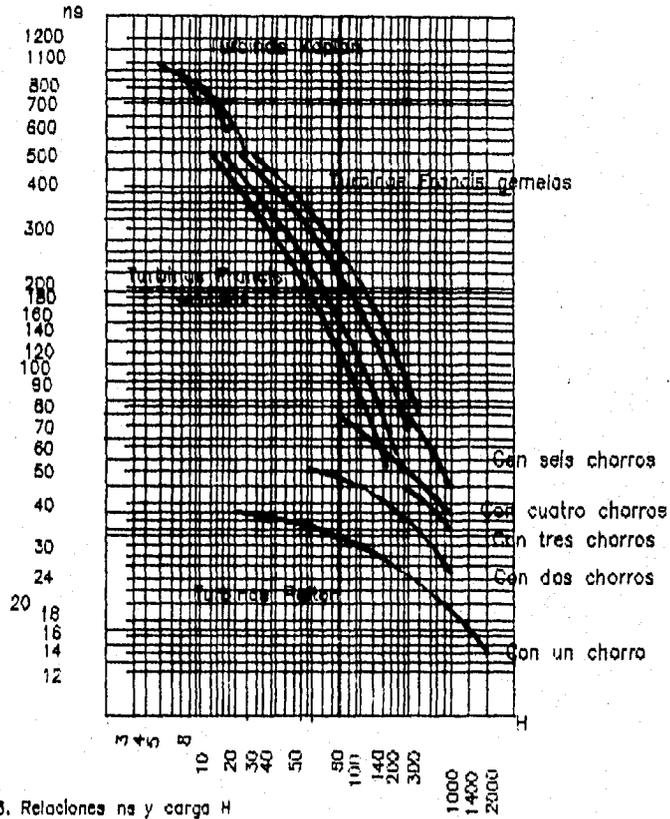


Fig.6-23. Relaciones ns y carga H

6.9.- Dimensiones fundamentales del rodete.

Cálculos preliminares para encontrar las dimensiones adecuadas del rotor de la turbina bulbo; considerando diferentes parámetros como son: Potencia, velocidad específica, Caudal, NQ de unidades, NQ de pares de polos del generador.

Datos:

Pa = 245 MW

Hn = 10 m

eficiencia total = 87%

# de unidades = 6

Densidad del agua de mar = 1020 Kg/m<sup>3</sup>

Calculamos el caudal total:

$$Q_t = \frac{P_e}{(\eta_t)(g)(\rho)(H)} = \frac{245 \times 10^6 W}{(0.87)(9.81 \frac{m}{s^2})(1020 \frac{Kg}{m^3})(10m)} = 2814.34 \frac{m^3}{s}$$

Caudal por unidad

$$Q_{p/u} = \frac{Q_t}{No. unidades} = \frac{2814.34 \frac{m^3}{s}}{6} = 469.05 \frac{m^3}{s}$$

Potencia por unidad:

$$P_{p/u} = \frac{P_e}{No. unidades} = \frac{245 MW}{6} = 40.833 MW$$

Pasando el resultado anterior a caballos de vapor (CV)

$$P_{p/u} = (40,833,000W) \frac{(1CV)}{735W} = 55,555.55CV$$

Por medio de la figura 6-23 para H = 10 m ; n<sub>s</sub> = 1100

Tenemos:

$$N = \frac{n_p H^{3/4}}{(P_{p/u})^{1/2}} = \frac{(1100)(10)^{3/4}}{(55,555.55)^{1/2}} = 82.99 \text{ r.p.m.}$$

Calculamos el número de pares de polos:

$$\text{No. pp} = \frac{(60)(f)}{N} = \frac{(60)(60)}{82.99} = 43.37$$

pero No. de pares de polos = 43.37 no es múltiplo de 4 entonces:

$$\text{No. pp} = 44 \text{ pares}$$

Reajustando:

$$N = \frac{(60)(f)}{\text{No. pp}} = \frac{(60)(60)}{44} = 81.81 \text{ r.p.m.}$$

Procedemos a reajustar  $n_p$

$$n_p = \frac{(P_{p/u})^{1/2}(N)}{H^{3/4}} = \frac{(55,555.55)^{1/2}(81.81)}{(10)^{3/4}} = 1084.35$$

Con este valor nos vamos a la gráfica de la figura 6-12 de donde obtenemos:

$$\phi = 2.4$$

Ahora calculamos el diámetro de la hélice del rotor:

$$\phi = \frac{\pi \cdot ND}{\sqrt{2} \cdot g \cdot R}$$

Despejando a D de la ecuación anterior:

$$D = \frac{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot H}}{\pi \cdot \frac{N}{60}} = \frac{2.5 \sqrt{(2) (9.81 \frac{m}{s^2}) (10m)}}{(\pi) \frac{(81.81 r.p.m.)}{60}} = 7.84m$$

Calculando el diámetro del cubo con la gráfica de la figura 6-13c para H = 10 m se tiene:

$$\frac{d_c}{D} = 0.36$$

Despejando a  $d_c$  de la ecuación anterior:

$$d_c = (0.36) (D) = (0.36) (7.84m) = 2.82m$$

**NOTA :** Procedemos a hacer un nuevo cálculo en el cual vamos a variar la potencia, caudal, velocidad específica y número de unidades, con esto se pretende obtener un diámetro del rodete menor; así como un número de pares del generador menor; ya que en el cálculo que se realizó el diámetro del rotor es un poco alto.

## SEGUNDO CALCULO.

Datos:

$P_a = 285 \text{ MW}$

$H_n = 10 \text{ m}$

Eficiencia total = 87%

\* de unidades 10

Densidad del agua de mar =  $1020 \text{ Kg/m}^3$

Calculamos el caudal total:

$$Q_t = \frac{P_a}{(\eta_t)(g)(\rho)(H)} = \frac{285 \times 10^6 \text{ W}}{(0.87)(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})(1020 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})(10 \text{ m})} = 3,273.83 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Caudal por unidad:

$$Q_{p/u} = \frac{Q_t}{\text{No. unidades}} = \frac{3273.83 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{10} = 327.38 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Potencia por unidad:

$$P_{p/u} = \frac{P_a}{10} = \frac{285 \text{ MW}}{10} = 28.5 \text{ MW}$$

Pasando el resultado anterior a caballos de vapor (CV)

$$P_{p/u} = (28,500,000 \text{ W}) \frac{(1 \text{ CV})}{735 \text{ W}} = 38,775.51 \text{ CV}$$

Por medio de la figura 6-23 para  $H = 10 \text{ m}$ ;  $n_s = 700$

Tenemos:

$$N = \frac{n_p H^{5/4}}{(P_p/u)^{1/2}} = \frac{(700)(10)^{5/4}}{(38,775.51)^{1/2}} = 63.21 \text{ r.p.m.}$$

Calculamos el numero de pares de polos:

$$\text{No. pp} = \frac{(60)(f)}{N} = \frac{(60)(60)}{63.21} = 56.95$$

pero No. de pares de polos = 56.95 no es multiplo de 4 entonces:

$$\text{No. pp} = 56$$

Reajustando:

$$N = \frac{(60)(f)}{\text{No. pp.}} = \frac{3600}{56} = 64.28 \text{ r.p.m.}$$

Procedemos a reajustar  $n_p$

$$n_p = \frac{(P_p/u)^{1/2}(N)}{H^{5/4}} = \frac{(38,775.51)^{1/2}(64.28)}{(10m)^{5/4}} = 711.79$$

Con este valor nos vamos a la gráfica de la figura 6-12 de donde obtenemos:

$$\phi = 1.8$$

Ahora calculamos el diámetro de la helice del rotor:

$$\phi = \frac{\pi \cdot N \cdot D}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

Despejando a D de la ecuación anterior:

$$D = \frac{\phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\pi \cdot \frac{N}{60}} = \frac{2.5 \sqrt{(2) (9.81 \frac{m}{s^2}) (10m)}}{(\pi) \frac{(64.28)}{60}} = 7.49m$$

Calculamos el diámetro del cubo con la gráfica de la figura 6-13c para H' = 10 m se tiene:

$$\frac{d_c}{D} = 0.36$$

despejamos a  $d_c$  de la ecuación anterior:

$$d_c = (0.36) (D) = (0.36) (7.49m) = 2.69m$$

**NOTA :** Procedemos a hacer un nuevo cálculo variando la potencia, caudal, velocidad específica y número de unidades, para obtener un diámetro del rodete menor, así como un número de pares del generador menor; porque en este cálculo el diámetro del rotor disminuye pero aumenta el número de pares del generador.

### TERCER CALCULO .

Datos:

$P_a = 245 \text{ Mw}$

$H_n = 10 \text{ m}$

eficiencia total = 87%

# de unidades = 8

La densidad del agua de mar =  $1020 \text{ kg/m}^3$

Calculamos el caudal total:

$$Q_t = \frac{P_a}{(\eta_t)(g)(\rho)(H)} = \frac{245 \times 10^6 \text{ w}}{(0.87)(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})(1020 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(10 \text{ m})} = 2814.34 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Gasto por unidad:

$$Q_{p/u} = \frac{Q_t}{\text{No. unidades}} = \frac{2814.34 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{8} = 351.79 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Potencia por unidad:

$$P_{p/u} = \frac{P_a}{\text{No. unidades}} = \frac{245 \text{ Mw}}{8} = 30.625 \text{ Mw}$$

Pasando el resultado anterior a caballos de vapor (CV)

$$P_{p/u} = (30,625,000 \text{ W}) \frac{(1 \text{ CV})}{735 \text{ W}} = 41,666.66 \text{ CV}$$

Por medio de la figura 6-23 para  $H = 10 \text{ m}$ ;  $\eta_u = 1150$

Tenemos:

$$N = \frac{n_s H^{3/4}}{P^{1/2}} = \frac{(1150)(10^{3/4})}{(41,666.66)^{1/2}} = 100.18 \text{ r.p.m.}$$

calculamos el número de pares de polos:

$$\text{No. pp} = \frac{(60)(f)}{N} = \frac{(60)(60)}{100.18} = 35.93$$

pero No. de pares de polos = 35.93 no es múltiplo de 4 entonces:

$$\text{No. pp} = 36$$

Reajustando

$$N = \frac{(60)(f)}{\text{No. pp}} = \frac{(60)(60)}{36} = 100 \text{ rpm}$$

Procedemos a reajustar  $n_s$

$$n_s = \frac{(P/p)^{1/2}(N)}{H^{3/4}} = \frac{(41,666.66)^{1/2}(100)}{(10)^{3/4}} = 1147.87$$

Con este valor nos vamos a la gráfica de la figura 6-12 de donde obtenemos:

$$\phi = 2.5$$

Ahora calculamos el diámetro de la hélice del rotor

$$\phi = \frac{\pi \cdot N D}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

Despejando a D de la ecuación anterior

$$D = \frac{\phi \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\pi \cdot \frac{N}{60}} = \frac{2.5 \sqrt{(2) (9.81 \frac{m}{s^2}) (10m)}}{(\pi) \frac{(100)}{60}} = 6.68m$$

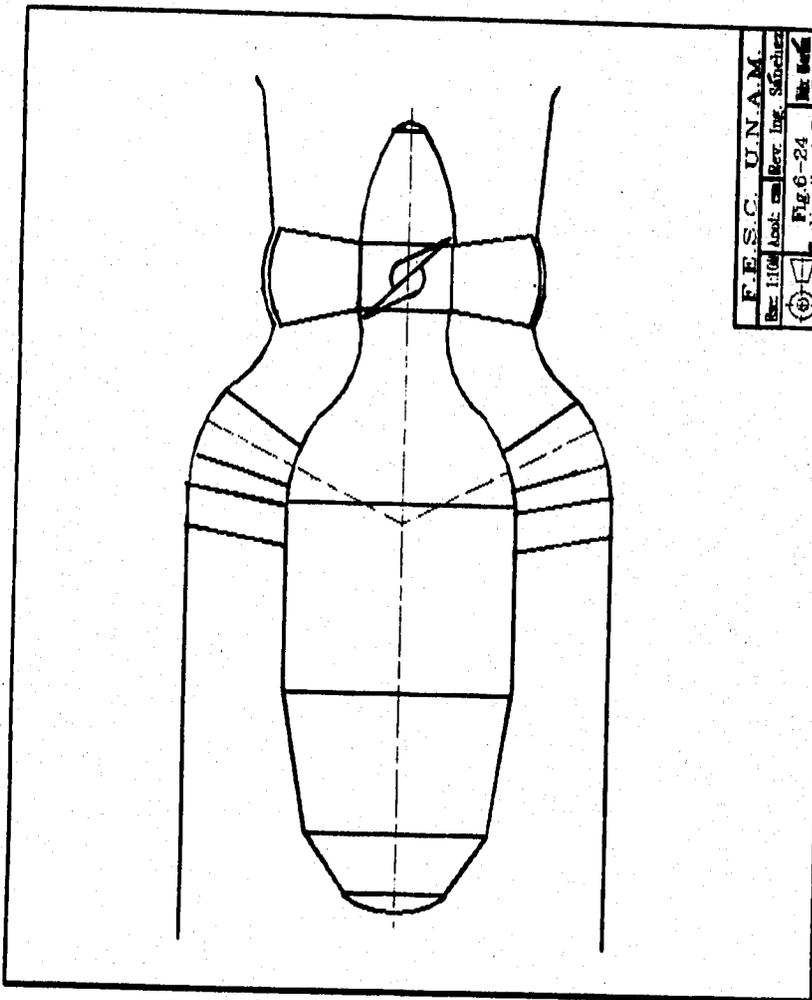
calculando el diámetro del cubo con la gráfica de la figura 6-13c para H = 10 m se tiene:

$$\frac{d_c}{D} = 0.36$$

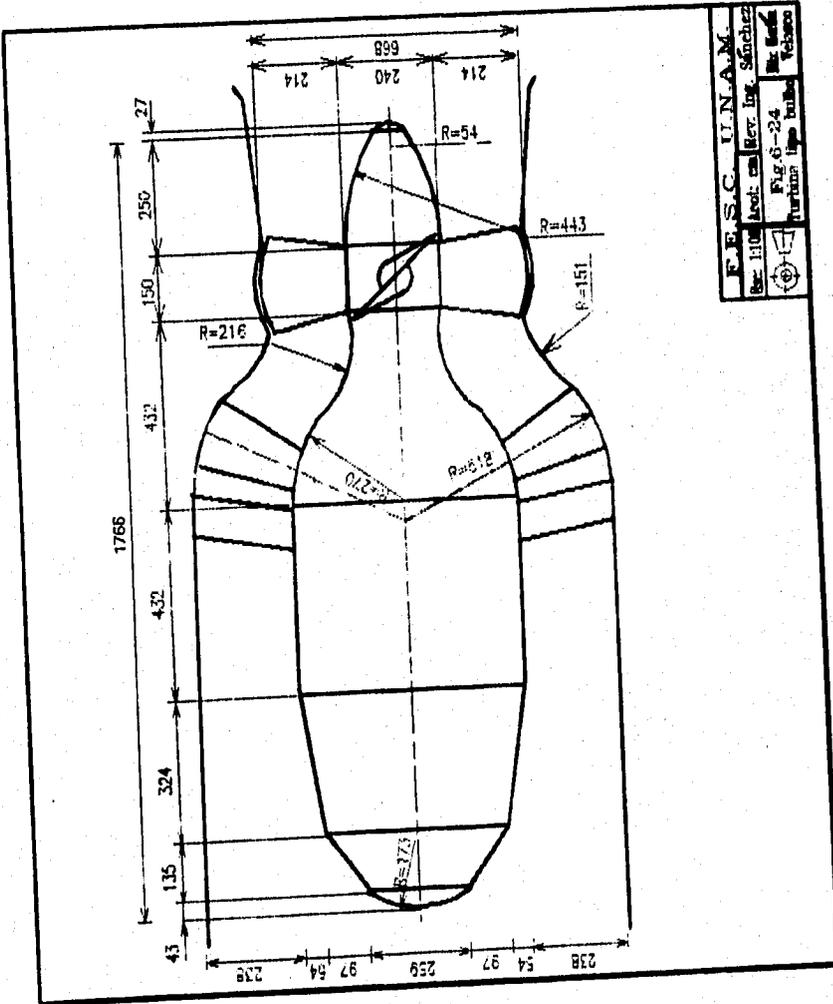
despejamos a  $d_c$  de la ecuación anterior

$$d_c = (0.36) (D) = (0.36) (6.68m) = 2.40m$$

**NOTA :** Considerámos que este es el cálculo más conveniente para dimensionar el rodete de la turbina bulbo fig 6-24, ya que el diámetro del rodete de la turbina, así como los pares de polos del generador disminuyeron como nosotros lo queríamos. Con estas dimensiones procederemos a calcular los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del rodete.



F. F. S. C. U. N. A. M.	
Rev. 1/10/66	Asoc. en Rev. Ing. Sánchez
Fig. C-24	Rev. 1/10/66
Turtina type bulb	Velasco



F. E. S. C. I. N. A. M.  
Diseño: Ing. Sánchez  
Fig. 6-24  
Lámpara tipo bulbo  
Vehículo

6.10. - triángulos de velocidad.

CALCULOS DE EL TRIANGULO DE VELOCIDADES PARA EL DIAMETRO MEDIO

Datos:

Hn = 10 m

Dm = 4.54 m

N = 100 rpm

eficiencia total = 0.87

suponiendo una eficiencia mecánica = 0.98

Ahora calculamos la eficiencia hidráulica:

$$\eta_h = \frac{\eta_{tot}}{\eta_m} = \frac{0.87}{0.98} = 0.887$$

$$\eta_h = \frac{H_g}{H_n}$$

despejando H<sub>g</sub> de la ecuación anterior:

$$H_g = \eta_h H_n = (0.887)(10m) = 8.8m$$

calculando la velocidad tangencial del álabe (U<sub>1</sub>)

$$U_1 = \frac{\pi D_m N}{60} = \frac{\pi (4.54m) (100rpm)}{60} = 23.77 \frac{m}{seg}$$

por medio de la fórmula de la carga de Euler:

$$H_g = \frac{C_{1u} U_1 - C_{2u} U_2}{g}$$

donde suponiendo sin posrotación:

$$C_{2u} U_2 = 0$$

entonces:

$$H_p = \frac{C_{1u} U_1}{g}$$

Despejando la componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada ( $C_{1u}$ ) y sustituyendo valores:

$$C_{1u} = \frac{H_p g}{U_1} = \frac{(8.8m) (9.81 \frac{m}{seg^2})}{23.77 \frac{m}{seg}} = 3.63 \frac{m}{seg}$$

como:

$$Q = VA$$

calculando el caudal al 80%

$$Q = VA = (351.79 \frac{m^3}{s}) (0.8) = 281.43 \frac{m^3}{s}$$

como la componente meridional ( $C_{1u}$ ) de la velocidad absoluta del fluido a la entrada es igual a la componente axial entonces:

$$C_a = C_u = V$$

por lo tanto despejando  $C_a$  de la fórmula de caudal:

$$C_a = \frac{Q}{A} = \frac{(281.43 \frac{m^3}{s}) (4)}{(\pi) (4.54m^2)} = 17.38 \frac{m}{s}$$

calculando  $W_{1u}$

$$W_{1u} = U_1 - C_{1u} = (23.77 \frac{m}{s}) - (3.63 \frac{m}{s}) = 20.14 \frac{m}{s}$$

ahora calculamos la velocidad relativa ( $W_1$ ) a la entrada (del fluido con respecto al álabe)

$$W_1 = \sqrt{(W_{1u})^2 + C_2^2} = \sqrt{(20.14 \frac{m}{s})^2 + (17.38 \frac{m}{s})^2} = 26.60 \frac{m}{s}$$

calculamos la velocidad absoluta del fluido a la entrada

$$C_1 = \sqrt{(C_a)^2 + (C_{1u})^2} = \sqrt{(17.38 \frac{m}{s})^2 + (3.63 \frac{m}{s})^2} = 17.75 \frac{m}{s}$$

procedemos a calcular  $\beta_1$ ,

$$\tan \beta_1 = \frac{C_a}{W_{1u}} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{20.14 \frac{m}{s}} = 0.86$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 0.86 = 40.7^\circ$$

calculamos  $\alpha_1$ ,

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_a}{C_{1u}} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{3.63 \frac{m}{s}} = 4.78$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} 4.78 = 78.20^\circ$$

Procedemos a calcular el triángulo de salida (véase fig.6-25b).

la velocidad axial se mantiene constante a la salida, así como la velocidad tangencial del álabe.

calculamos la velocidad a la salida ( $W_2$ )

$$W_2 = \sqrt{(U_2)^2 + (C_2)^2} = \sqrt{\left(23.77 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(17.38 \frac{m}{s}\right)^2} = 29.66 \frac{m}{s}$$

Calculamos a  $\beta_2$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_2}{U_2} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{23.77 \frac{m}{s}} = 0.73$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} 0.73 = 36.15^\circ$$

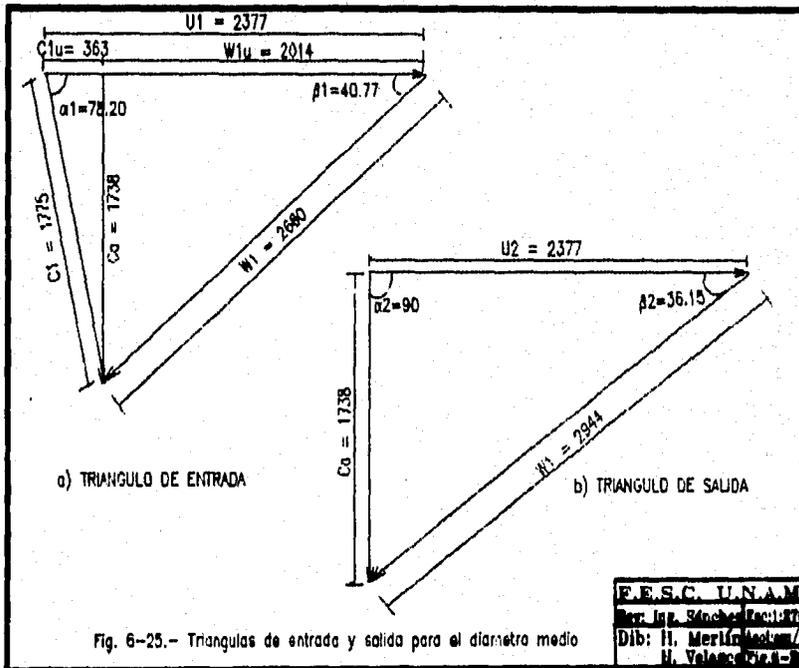


Fig. 6-25.- Triangulos de entrada y salida para el diametro medio

CALCULOS DEL TRIANGULO DE VELOCIDADES PARA EL DIAMETRO EXTERIOR

CALCULOS PARA EL TRIANGULO DE ENTRADA

Datos:  
De = 6.68 m  
Hn = 10 m  
Hs = 8.8 m  
N = 100 rpm  
Ca = cte.  
α<sub>1</sub> = cte.  
C<sub>1u</sub> = cte.  
C<sub>1</sub> = cte.

Calculando la velocidad tangencial (U<sub>1</sub>) del dabo

$$U_1 = \frac{\pi N D}{60} = \frac{\pi (100 \text{ rpm}) (6.68 \text{ m})}{60} = 34.97 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ahora calculamos W<sub>1u</sub>

$$W_{1u} = U_1 - C_{1u} = (34.97 \frac{\text{m}}{\text{s}}) - (3.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}) = 31.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

calculamos la velocidad tangencial W<sub>1</sub>

$$W_1 = \sqrt{(W_{1u})^2 + (C_{1s})^2} = \sqrt{(31.34 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 + (17.38 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2} = 35.83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ya podemos calcular a β<sub>1</sub>

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1s}}{W_{1u}} = \frac{17.38 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{31.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.55$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 0.55 = 29^\circ$$

calculando a  $\alpha_1$

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_1 u}{C_2} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{3.63 \frac{m}{s}} = 4.78$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} 4.78 = 78.20^\circ$$

#### CALCULOS PARA EL TRIANGULO DE SALIDA

Por medio de la fórmula de la carga de Euler ( $H_2$ )

$$H_2 = \frac{(C_1 u)(U_1) - (C_2 u)(U_2)}{g}$$

pero para este caso

$$U_1 = U_2$$

entonces:

$$H_2 = \frac{(C_1 u - C_2 u) U_1}{g}$$

despejando a  $C_2 u$  de la fórmula anterior:

$$C_2 u = C_1 u - \frac{(H_2)(g)}{U_1} = 3.63 \frac{m}{s} - \frac{(0.8 \frac{m}{s})(9.81 \frac{m}{s^2})}{34.97 \frac{m}{s}} = 1.16 \frac{m}{s}$$

calculando a  $W_1$ ,

$$W_1 u = U_1 - C_2 u = (34.97 \frac{m}{s}) - (1.16 \frac{m}{s}) = 33.81 \frac{m}{s}$$

calculamos la velocidad relativa ( $W_1$ )

$$W_1 = \sqrt{(W_1 u)^2 + (C_2)^2} = \sqrt{(33.81 \frac{m}{s})^2 + (17.38 \frac{m}{s})^2} = 38.01 \frac{m}{s}$$

calculando a  $\beta_1$ ,

$$\tan \beta_1 = \frac{C_2}{W_1 u} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{33.81 \frac{m}{s}} = 0.51$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 0.51 = 27.14^\circ$$

calculamos la velocidad absoluta

$$C_1 = \sqrt{(W_1 u)^2 + (C_2)^2} = \sqrt{(1.16 \frac{m}{s})^2 + (17.38 \frac{m}{s})^2} = 17.41 \frac{m}{s}$$

calculando a  $\alpha_1$ ,

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_2}{C_1 u} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{1.16 \frac{m}{s}} = 14.98$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} 14.98 = 86.18^\circ$$

vease fig.6-26

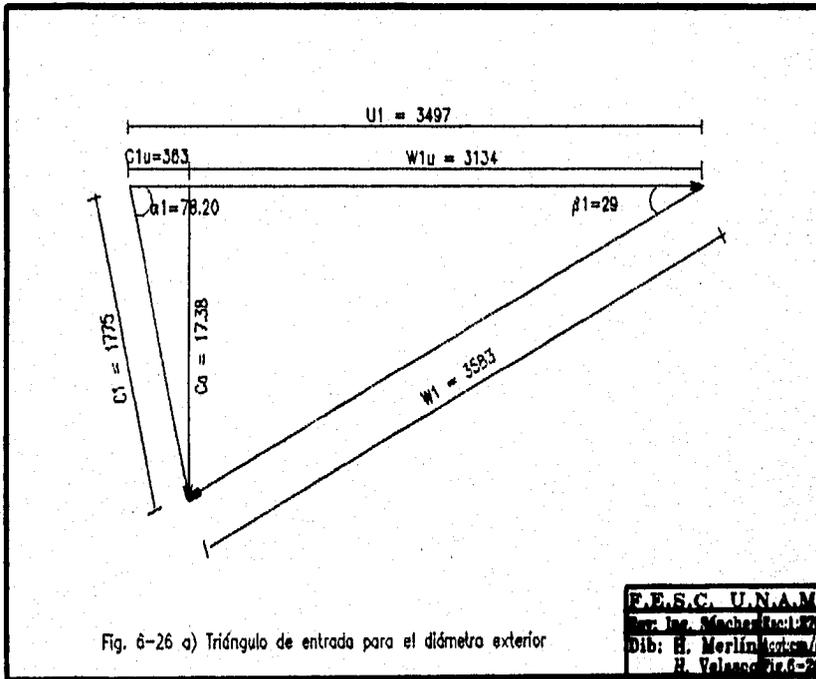


Fig. 6-26 a) Triángulo de entrada para el diámetro exterior

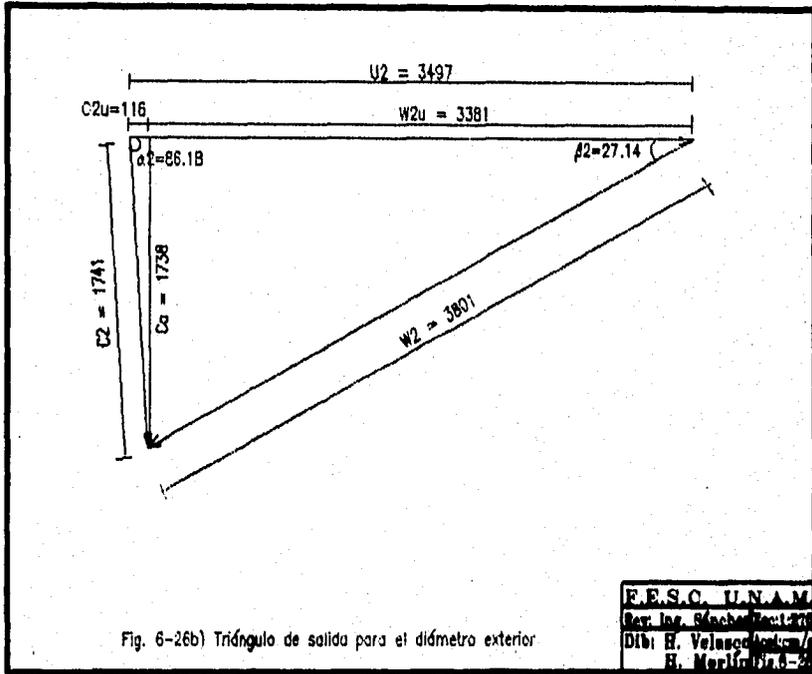


Fig. 6-26b) Triángulo de salida para el diámetro exterior

CALCULOS DEL TRIANGULO DE VELOCIDADES PARA EL DIAMETRO INTERIOR

CALCULOS PARA EL TRIANGULO DE ENTRADA

Datos:

$$D_i = 2.40 \text{ m}$$

$$H_n = 10 \text{ m}$$

$$H_p = 8.8 \text{ m}$$

$$N = 100 \text{ rpm}$$

$$C_a = \text{cte.} = 17.38 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \text{cte.} = 78.20^\circ$$

$$C_1 = \text{cte.} = 17.75 \text{ m/s}$$

$$C_{1u} = \text{cte.} = 3.63 \text{ m/s}$$

velocidad tangencial del álabe ( $U_1$ )

$$U_1 = \frac{\pi \cdot N \cdot D_i}{60} = \frac{(\pi) (100 \text{ rpm}) (2.40 \text{ m})}{60} = 12.56 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calculando a  $W_{1u}$ ,

$$W_{1u} = (U_1) - (C_{1u}) = (12.56 \frac{\text{m}}{\text{s}}) - (3.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}) = 8.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ahora calculamos la velocidad relativa ( $W_1$ )

$$W_1 = \sqrt{(W_{1u})^2 + (C_a)^2} = \sqrt{(8.93 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 + (17.38 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2} = 19.53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

procedemos a calcular  $\beta_1$ ,

$$\tan \beta_1 = \frac{C_a}{W_{1u}} = \frac{17.38 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{8.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1.94$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 1.94 = 62.792^\circ$$

CALCULOS PARA EL TRIANGULO DE SALIDA

Por medio de la fórmula de la carga de Euler

$$H_p = \frac{(C_{1u} - C_{2u}) U_1^2}{g}$$

despejando a  $C_{2u}$  de la fórmula anterior

$$C_{2u} = C_{1u} - \frac{(H_p)(g)}{U_1^2} = 3.63 \frac{m}{s} - \frac{(0.8m)(9.81 \frac{m}{s^2})}{12.56 \frac{m}{s}} = -3.24 \frac{m}{s}$$

calculando a  $W_2$ ,

$$W_2 u = (U_1) - (C_{2u}) = 12.56 \frac{m}{s} - (-3.24 \frac{m}{s}) = 15.8 \frac{m}{s}$$

calculamos a la velocidad relativa  $W_1$ ,

$$W_1 = \sqrt{(W_{2u})^2 + (C_2)^2} = \sqrt{(15.80 \frac{m}{s})^2 + (17.38 \frac{m}{s})^2} = 23.68 \frac{m}{s}$$

calculamos a  $\beta_1$ ,

$$\tan \beta_1 = \frac{C_2}{W_{2u}} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{15.80 \frac{m}{s}} = 1.1$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 1.1 = 47.70^\circ$$

véase fig.6-27

calculamos la velocidad absoluta a la salida ( $C_2$ )

$$C_2 = \sqrt{(C_{2u})^2 + (C_{2v})^2} = \sqrt{(17.38 \frac{m}{s})^2 + (-3.24 \frac{m}{s})^2} = 17.67 \frac{m}{s}$$

calculamos  $\alpha_2$ ,

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_{2v}} = \frac{17.38 \frac{m}{s}}{-3.24 \frac{m}{s}} = -5.42$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} -5.42 = 100.45^\circ$$

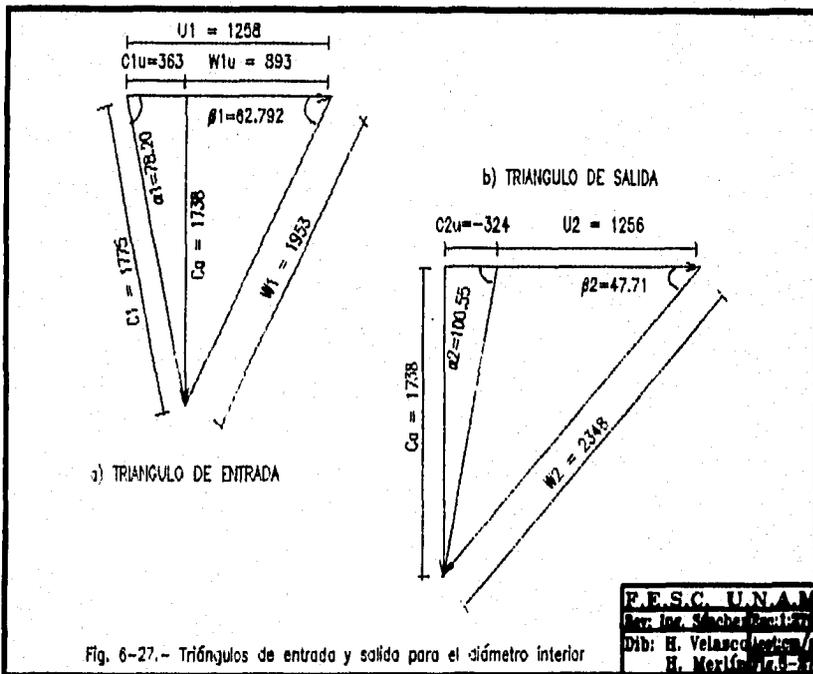


Fig. 6-27.- Triángulos de entrada y salida para el diámetro interior

6.11.- Cálculos para el diseño del álabe

METODO TRIANGULOS DE ERROR

CALCULOS PARA EL DIAMETRO DEL CUBO

Datos:

$$D_{cu} = 2.4 \text{ m}$$

$$H_{cu} = 1.5 \text{ m}$$

$$H' = H_1 = H_2 = \text{cte}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 62.792^\circ$$

$$\beta_3 = 47.71^\circ$$

$$N_0 \text{ de álabes} = 5$$

Calculando el perímetro:

$$P_c = (D_{cu}) (\pi) = (2.4\text{m}) (\pi) = 7.53984\text{m}$$

Dividiendo el perímetro entre el número de álabes:

$$L_c = \frac{P_c}{5} = \frac{7.53984\text{m}}{5} = 1.5079\text{m}$$

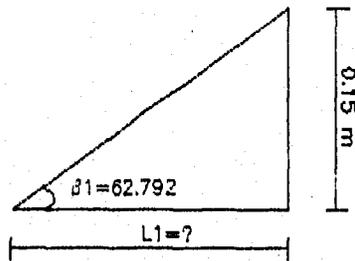
Ahora dividimos  $H_{cu}$  entre un número conveniente de diferenciales por ejemplo 10:

$$H = \frac{H_{cu}}{10} = \frac{1.5\text{m}}{10} = 0.15\text{m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo esta diferencia entre los 10 diferenciales:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{62.792^\circ - 47.71^\circ}{10} = 1.508 = 1.51^\circ$$

Ahora restamos esta diferencia de grados al ángulo de entrada y así sucesivamente hasta llegar a los 10 diferenciales y los integramos en la siguiente tabla:



Por medio de la función tangente:

$$\tan \beta_1 = 0.15 / L_1$$

Despejando a L1:

$$L_1 = 0.15 / \tan 62.792 = 0.0771 \text{ m}$$

$$L_2 = 0.15 / \tan 61.282 = 0.0822 \text{ m}$$

$$L_3 = 0.15 / \tan 59.772 = 0.0874 \text{ m}$$

$$L_4 = 0.15 / \tan 58.262 = 0.0928 \text{ m}$$

$$L_5 = 0.15 / \tan 56.725 = 0.0983 \text{ m}$$

$$L_6 = 0.15 / \tan 55.242 = 0.1041 \text{ m}$$

$$L_7 = 0.15 / \tan 53.732 = 0.1101 \text{ m}$$

$$L_8 = 0.15 / \tan 52.222 = 0.1163 \text{ m}$$

$$L_9 = 0.15 / \tan 50.712 = 0.1227 \text{ m}$$

$$L_{10} = 0.15 / \tan 49.202 = 0.1295 \text{ m}$$

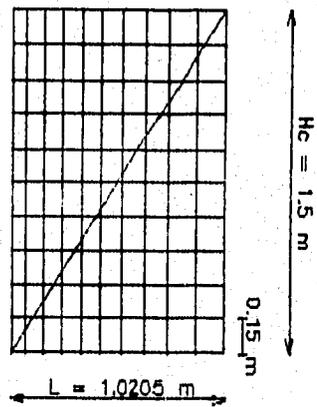
$\beta_0 = \beta_1$

H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_1 = 0.15$	$\beta_1 = 62.792$	$L_1 = 0.0771$
$H_2 = 0.15$	$\beta_2 = 61.282$	$L_2 = 0.0822$
$H_3 = 0.15$	$\beta_3 = 59.772$	$L_3 = 0.0874$
$H_4 = 0.15$	$\beta_4 = 58.262$	$L_4 = 0.0926$
$H_5 = 0.15$	$\beta_5 = 56.725$	$L_5 = 0.0983$
$H_6 = 0.15$	$\beta_6 = 55.242$	$L_6 = 0.1041$
$H_7 = 0.15$	$\beta_7 = 53.732$	$L_7 = 0.1101$
$H_8 = 0.15$	$\beta_8 = 52.222$	$L_8 = 0.1163$
$H_9 = 0.15$	$\beta_9 = 50.712$	$L_9 = 0.1227$
$H_{10} = 0.15$	$\beta_{10} = 49.202$	$L_{10} = 0.1295$

$\Sigma H_{10} = H_1 + \dots + H_{10} = 1.5 \text{ m}$

$\Sigma L_{10} = L_1 + \dots + L_{10} = 1.0205 \text{ m}$

GRAFICA DEL DIAMETRO DEL CUBO



H = cte.

CALCULOS PARA EL DIAMETRO MEDIO

Datos:

$D_p = 4.54 \text{ m}$   
 $H_p = ?$   
 $L_1 = L_2 = \text{cte.}$   
 $\beta_1 = \beta_2 = 40.7^\circ$   
 $\beta_3 = 36.15^\circ$   
Nºde álabes = 5

Calculamos el perímetro:

$$P_p = (D_p) (\pi) = (4.54\text{m}) (\pi) = 14.266\text{m}$$

Dividimos el perímetro entre el número de álabes:

$$L_p = \frac{P_p}{5} = \frac{14.266\text{m}}{5} = 2.8532\text{m}$$

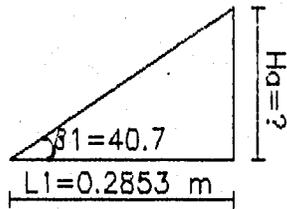
Ahora dividimos  $L_p$  entre los 10 diferenciales:

$$L_1 = \frac{L_p}{10} = \frac{2.8532\text{m}}{10} = 0.2853\text{m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo entre 10:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{40.70^\circ - 36.15^\circ}{10} = 0.4550^\circ$$

Restando este valor al ángulo de entrada hasta llegar a 10 diferenciales:



Por medio de la función tangente:

$$\tan \beta a = H_a/L_a; \tan \beta b = H_b/L_b$$

$$\text{entonces: } H_a = \tan \beta a \times L_a$$

$$H_a = \tan 40.70 \times 0.2853 = 0.2454 \text{ m}$$

$$H_b = \tan 40.24 \times 0.2853 = 0.2415 \text{ m}$$

$$H_c = \tan 39.79 \times 0.2853 = 0.2376 \text{ m}$$

$$H_d = \tan 39.33 \times 0.2853 = 0.2338 \text{ m}$$

$$H_e = \tan 38.88 \times 0.2853 = 0.2300 \text{ m}$$

$$H_f = \tan 38.42 \times 0.2853 = 0.2263 \text{ m}$$

$$H_g = \tan 37.97 \times 0.2853 = 0.2227 \text{ m}$$

$$H_h = \tan 37.51 \times 0.2853 = 0.2190 \text{ m}$$

$$H_i = \tan 37.06 \times 0.2853 = 0.2155 \text{ m}$$

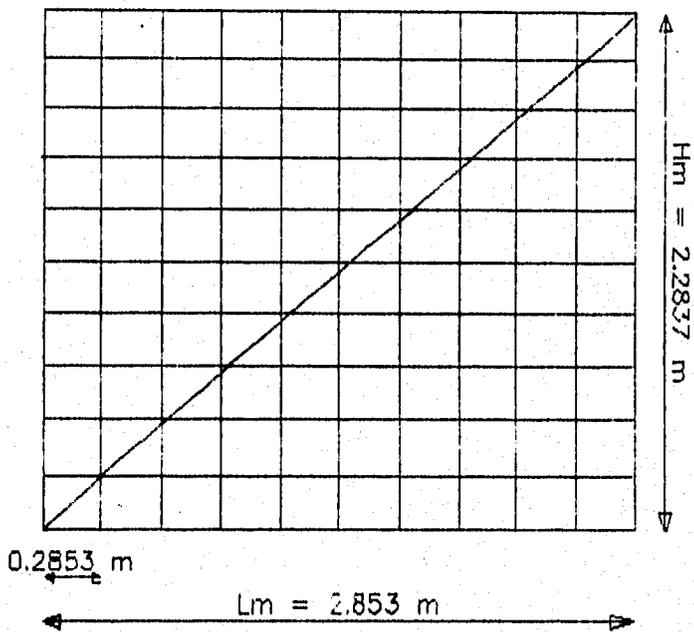
$$H_j = \tan 36.60 \times 0.2853 = 0.2119 \text{ m}$$

$\alpha_1 = \alpha_1$

H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_1 = 0.2454$	$\alpha_1 = 40.70$	$L_1 = 0.2853$
$H_2 = 0.2415$	$\alpha_2 = 40.245$	$L_2 = 0.2853$
$H_3 = 0.2376$	$\alpha_3 = 39.79$	$L_3 = 0.2853$
$H_4 = 0.2338$	$\alpha_4 = 39.335$	$L_4 = 0.2853$
$H_5 = 0.2300$	$\alpha_5 = 38.88$	$L_5 = 0.2853$
$H_6 = 0.2263$	$\alpha_6 = 38.425$	$L_6 = 0.2853$
$H_7 = 0.2227$	$\alpha_7 = 37.970$	$L_7 = 0.2853$
$H_8 = 0.2190$	$\alpha_8 = 37.515$	$L_8 = 0.2853$
$H_9 = 0.2155$	$\alpha_9 = 37.06$	$L_9 = 0.2853$
$H_{10} = 0.2119$	$\alpha_{10} = 36.605$	$L_{10} = 0.2853$

$$H_{\Sigma} = \Sigma H_i + \dots + H_{10} = 2.2837 \text{ m} \quad \Sigma L_i + \dots + L_{10} = L_{\Sigma} = 2.8532 \text{ m}$$

GRAFICA DEL DIAMETRO MEDIO



$$L_1 = L_2 = L_3 = \text{cte.}$$

CALCULOS PARA EL DIAMETRO EXTERIOR.

Datos:

$$D_{ex} = 6.68 \text{ m}$$

$$H_{ex} = ?$$

$$L_1 = L_2 = \text{cte.}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 29^\circ$$

$$\beta_3 = 27.14^\circ$$

$$N\text{º de álabes} = 5$$

Calculando el perímetro:

$$P_{ex} = (D_{ex}) (\pi) = (6.68\text{m}) (\pi) = 20.9859\text{m}$$

Dividimos el perímetro entre el número de álabes:

$$L_{ex} = \frac{P_{ex}}{5} = \frac{20.9859\text{m}}{5} = 4.1972\text{m}$$

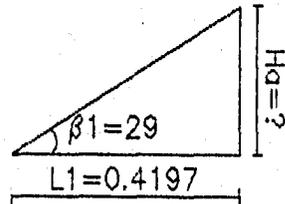
Dividiendo  $L_{ex}$  entre los 10 diferenciales:

$$L_1 = \frac{L_{ex}}{10} = \frac{4.1972\text{m}}{10} = 0.4197\text{m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo entre 10:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{29^\circ - 27.14^\circ}{10} = 0.1860^\circ$$

Restando este valor al ángulo de entrada hasta llegar a 10 diferenciales:



$$H_a = \tan 29 \times 0.4197 = 0.2326 \text{ m}$$

$$H_b = \tan 28.81 \times 0.4197 = 0.2309 \text{ m}$$

$$H_c = \tan 28.62 \times 0.4197 = 0.2291 \text{ m}$$

$$H_d = \tan 28.44 \times 0.4197 = 0.2273 \text{ m}$$

$$H_e = \tan 28.25 \times 0.4197 = 0.2256 \text{ m}$$

$$H_f = \tan 28.07 \times 0.4197 = 0.2238 \text{ m}$$

$$H_g = \tan 27.88 \times 0.4197 = 0.2221 \text{ m}$$

$$H_h = \tan 27.69 \times 0.4197 = 0.2203 \text{ m}$$

$$H_i = \tan 27.51 \times 0.4197 = 0.2186 \text{ m}$$

$$H_j = \tan 27.32 \times 0.4197 = 0.2169 \text{ m}$$

$$A_1 = A_1$$

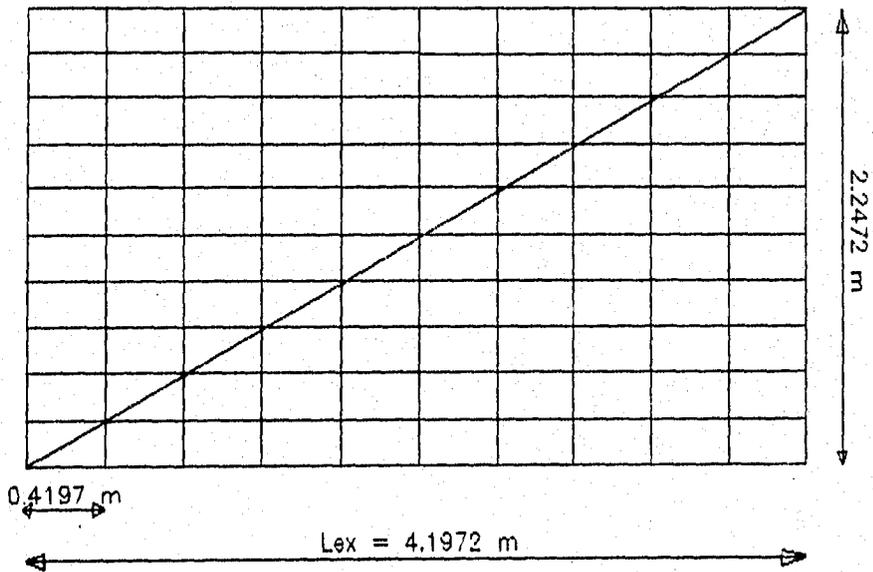
H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_1 = 0.2326$	$A_1 = 29^\circ$	$L_1 = 0.4197$
$H_2 = 0.2309$	$A_2 = 28.814^\circ$	$L_2 = 0.4197$
$H_3 = 0.2291$	$A_3 = 28.628^\circ$	$L_3 = 0.4197$
$H_4 = 0.2273$	$A_4 = 28.442^\circ$	$L_4 = 0.4197$
$H_5 = 0.2256$	$A_5 = 28.256^\circ$	$L_5 = 0.4197$
$H_6 = 0.2238$	$A_6 = 28.07^\circ$	$L_6 = 0.4197$
$H_7 = 0.2221$	$A_7 = 27.884^\circ$	$L_7 = 0.4197$
$H_8 = 0.2203$	$A_8 = 27.698^\circ$	$L_8 = 0.4197$
$H_9 = 0.2186$	$A_9 = 27.5120^\circ$	$L_9 = 0.4197$
$H_{10} = 0.2169$	$A_{10} = 27.3260^\circ$	$L_{10} = 0.4197$

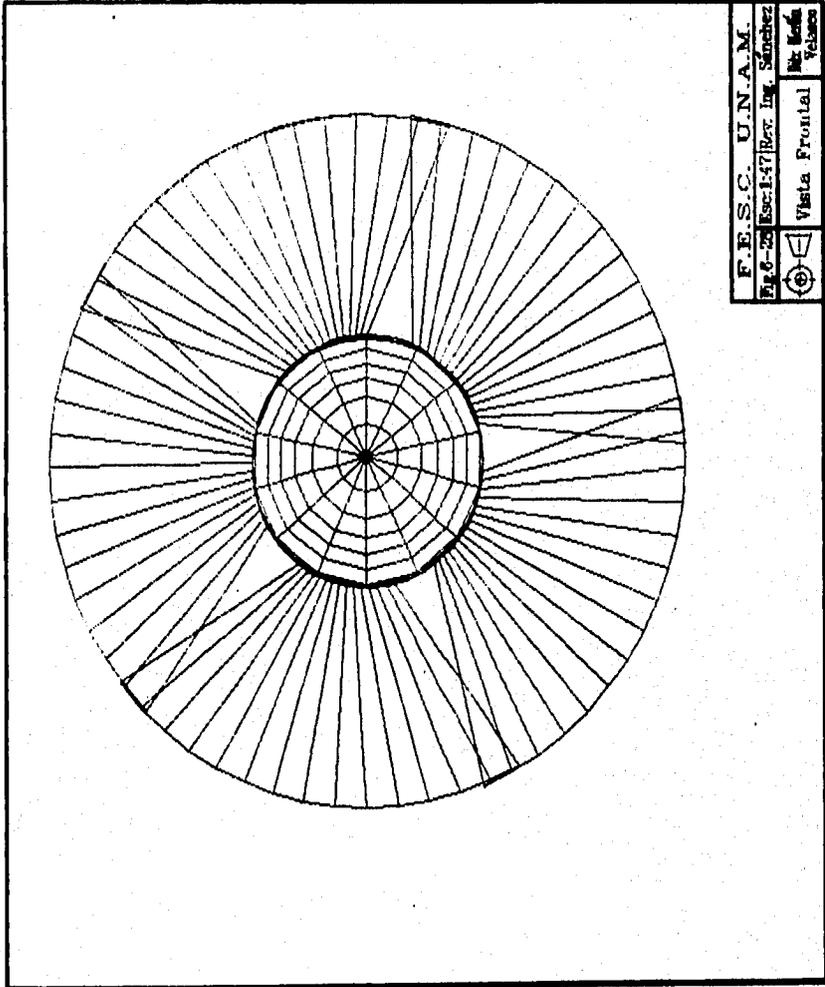
$$H_{..} = \Sigma H_1 \dots + H_{10} = 2.2472 \quad \Sigma L_1 \dots + L_{10} = L_{..} = 4.197 \text{ m}$$

**NOTA :** Al hacer los cálculos para el diseño del álabe y al hacer la vista frontal del mismo nos damos cuenta que en esta vista se ven unos huecos por donde se filtraría el agua al estar completamente cerrado el rodete, por lo que se hace necesario volver a recalcular para corregir esta fuga que habría con estos cálculos para el diseño del álabe. En estos nuevos cálculos se va a mantener constante a la  $H_{..}$  del diámetro exterior pretendiendo con esto eliminar esos huecos que se ven en la vista frontal.

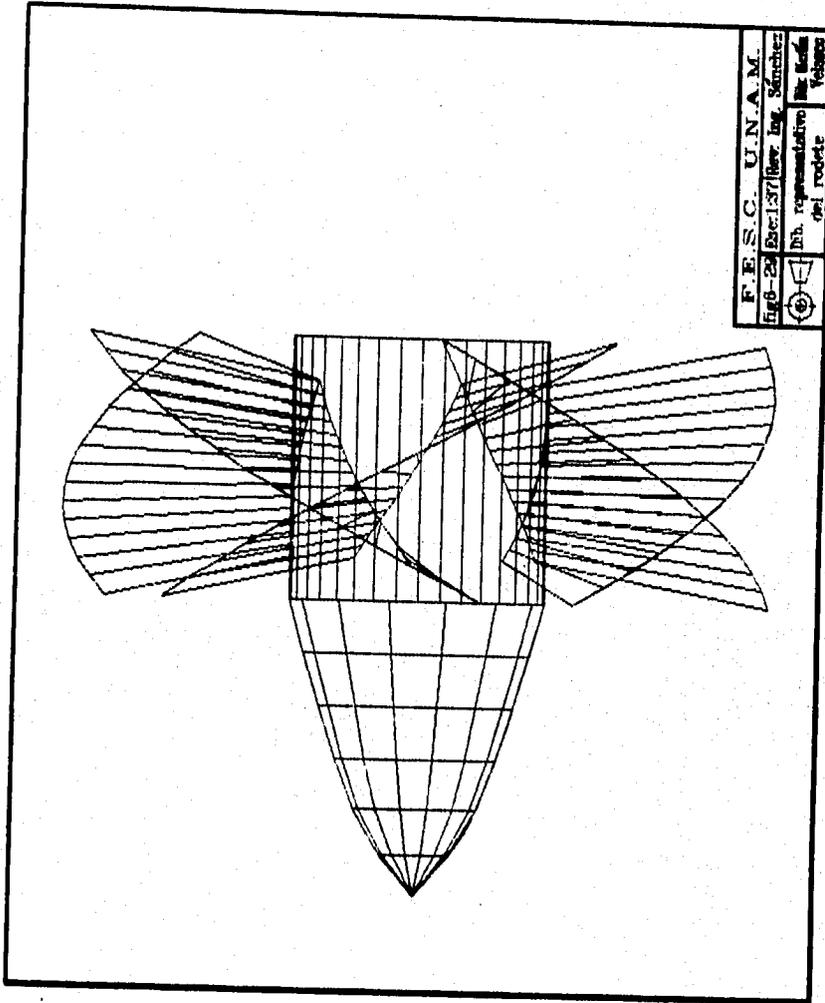
GRAFICA DEL DIAMETRO EXTERIOR.

$$L1 = L2 = L3 = \text{cte.}$$





F. E. S. C. U. N. A. M.
Fig. 6-29 Esc. 1:47 Rev. Ing. Sánchez
Obj. Módulo
Vista Frontal

F. E. S. C. U. N. A. M.  
Fig. 24 Esc. 1/37 Rev. Ing. Sánchez  
Dib. representativo del modo  
de rodete

RECALCULANDO PARA EL DIAMETRO DEL CUBO.

Datos:

$$D_{cu} = 2.4 \text{ m}$$

$$H_{cu} = 2.2472 \text{ m}$$

$$H = H_1 = H_2 = \text{cte.}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 62.792^\circ$$

$$\beta_3 = 47.71^\circ$$

$$N_2 \text{ de álabes} = 5$$

Calculando el perímetro:

$$P_c = (D_{cu}) (\pi) = (2.4 \text{ m}) (\pi) = 7.53984 \text{ m}$$

Dividiendo el perímetro entre el número de álabes:

$$L_c = \frac{P_c}{5} = \frac{7.53984 \text{ m}}{5} = 1.5079 \text{ m}$$

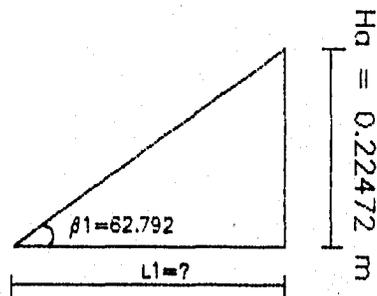
Ahora dividimos  $H_{cu}$  entre un número conveniente de diferenciales por ejemplo 10:

$$H = \frac{H_{cu}}{10} = \frac{2.2472 \text{ m}}{10} = 0.22472 \text{ m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo esta diferencia entre los 10 diferenciales:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{62.792^\circ - 47.71^\circ}{10} = 1.508^\circ = 1.51^\circ$$

Ahora restamos esta diferencia de grados al ángulo de entrada y así sucesivamente hasta llegar a los 10 diferenciales y los integramos en la siguiente tabla:



$$\tan \beta_1 = H_a / L_1$$

Por medio de la función tangente:

$$L_1 = 0.22472 / \tan 62.792 = 0.1155 \text{ m}$$

$$L_2 = 0.22472 / \tan 61.282 = 0.1231 \text{ m}$$

$$L_3 = 0.22472 / \tan 59.772 = 0.1309 \text{ m}$$

$$L_4 = 0.22472 / \tan 58.262 = 0.1389 \text{ m}$$

$$L_5 = 0.22472 / \tan 56.725 = 0.1474 \text{ m}$$

$$L_6 = 0.22472 / \tan 55.242 = 0.1559 \text{ m}$$

$$L_7 = 0.22472 / \tan 53.732 = 0.1648 \text{ m}$$

$$L_8 = 0.22472 / \tan 52.222 = 0.1741 \text{ m}$$

$$L_9 = 0.22472 / \tan 50.712 = 0.1838 \text{ m}$$

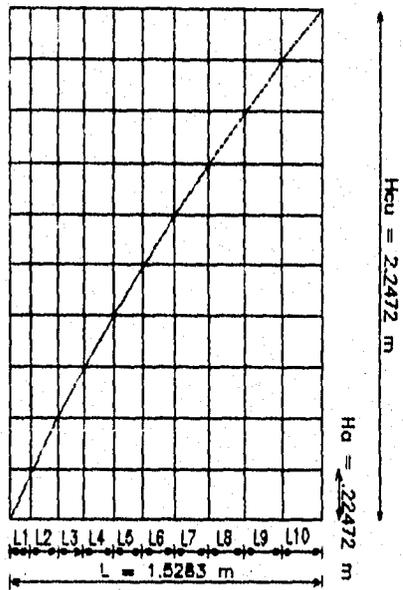
$$L_{10} = 0.22472 / \tan 49.202 = 0.1939 \text{ m}$$

$$\beta_0 = \beta_1$$

H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_0 = 0.22472$	$\beta_0 = 62.792$	$L_0 = 0.1155$
$H_1 = 0.22472$	$\beta_1 = 61.282$	$L_1 = 0.1231$
$H_2 = 0.22472$	$\beta_2 = 59.772$	$L_2 = 0.1309$
$H_3 = 0.22472$	$\beta_3 = 58.262$	$L_3 = 0.1389$
$H_4 = 0.22472$	$\beta_4 = 56.725$	$L_4 = 0.1474$
$H_5 = 0.22472$	$\beta_5 = 55.242$	$L_5 = 0.1559$
$H_6 = 0.22472$	$\beta_6 = 53.732$	$L_6 = 0.1648$
$H_7 = 0.22472$	$\beta_7 = 52.222$	$L_7 = 0.1741$
$H_8 = 0.22472$	$\beta_8 = 50.712$	$L_8 = 0.1838$
$H_9 = 0.22472$	$\beta_9 = 49.202$	$L_9 = 0.1939$

$$\Sigma H_{00} = H_0 + \dots + H_9 = 2.2472 \text{ m} \quad \Sigma L_{00} = L_0 + \dots + L_9 = 1.5283 \text{ m}$$

GRAFICA DEL DIAMETRO DEL CUBO



$H_0 = H_1 = \dots H_{10} = \text{cte.}$

**RECALCULANDO PARA EL DIAMETRO MEDIO**

Datos:

$$D_m = 4.54 \text{ m}$$

$$H_m = 2.2472 \text{ m}$$

$$H = H_1 = H_2 = \text{cte.}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 40.7^\circ$$

$$\beta_2 = 36.15^\circ$$

$$N_2 \text{ de álabes} = 5$$

Calculamos el perímetro:

$$P_m = (D_m) (\pi) = (4.54\text{m}) (\pi) = 14.266\text{m}$$

Dividimos el perímetro entre el número de álabes:

$$L_m = \frac{P_m}{5} = \frac{14.266\text{m}}{5} = 2.8532\text{m}$$

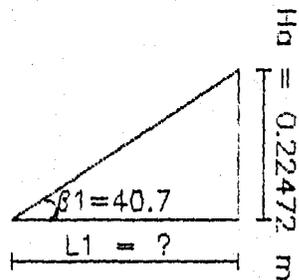
Ahora dividimos  $H_m$  entre los 10 diferenciales:

$$H = \frac{H_m}{10} = \frac{2.2472\text{m}}{10} = 0.22472\text{m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo entre los 10 diferenciales:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{40.70^\circ - 36.15^\circ}{10} = 0.4550^\circ$$

Restando este valor al ángulo de entrada hasta llegar a los 10 diferenciales:



$$\tan \beta_1 = H_a / L_1$$

Por medio de la función tangente

- $L_1 = 0.22472 / \tan 40.7 = 0.2612 \text{ m}$
- $L_2 = 0.22472 / \tan 40.245 = 0.2654 \text{ m}$
- $L_3 = 0.22472 / \tan 39.79 = 0.2698 \text{ m}$
- $L_4 = 0.22472 / \tan 39.335 = 0.2742 \text{ m}$
- $L_5 = 0.22472 / \tan 38.85 = 0.2786 \text{ m}$
- $L_6 = 0.22472 / \tan 38.425 = 0.2832 \text{ m}$
- $L_7 = 0.22472 / \tan 37.970 = 0.2879 \text{ m}$
- $L_8 = 0.22472 / \tan 37.515 = 0.2927 \text{ m}$
- $L_9 = 0.22472 / \tan 37.06 = 0.2975 \text{ m}$
- $L_{10} = 0.22472 / \tan 36.505 = 0.3025 \text{ m}$

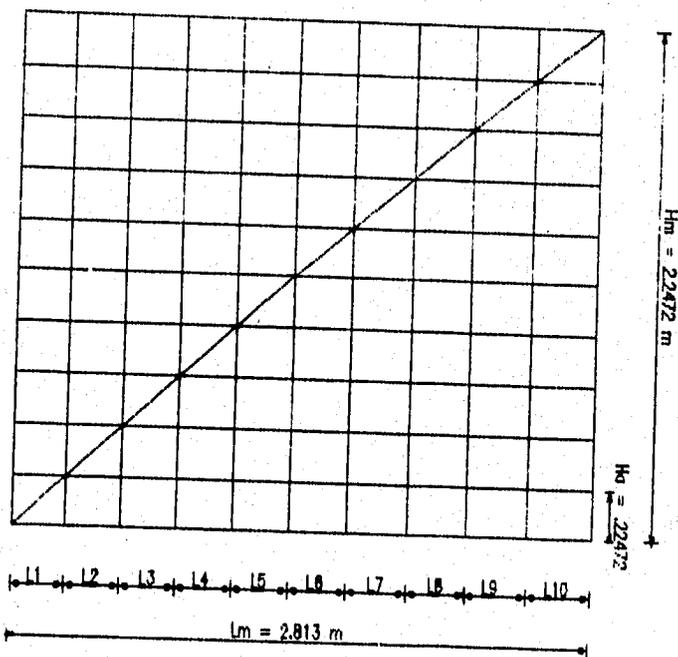
$$\beta_2 = \beta_1$$

H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_1 = 0.22472$	$\beta_1 = 40.70$	$L_1 = 0.2612$
$H_2 = 0.22472$	$\beta_2 = 40.245$	$L_2 = 0.2654$
$H_3 = 0.22472$	$\beta_3 = 39.79$	$L_3 = 0.2698$
$H_4 = 0.22472$	$\beta_4 = 39.335$	$L_4 = 0.2742$
$H_5 = 0.22472$	$\beta_5 = 38.88$	$L_5 = 0.2786$
$H_6 = 0.22472$	$\beta_6 = 38.425$	$L_6 = 0.2832$
$H_7 = 0.22472$	$\beta_7 = 37.97$	$L_7 = 0.2879$
$H_8 = 0.22472$	$\beta_8 = 37.515$	$L_8 = 0.2927$
$H_9 = 0.22472$	$\beta_9 = 37.06$	$L_9 = 0.2975$
$H_{10} = 0.22472$	$\beta_{10} = 36.605$	$L_{10} = 0.3025$

$$\Sigma H_i = H_1 + \dots + H_{10} = 2.2472 \text{ m}$$

$$\Sigma L_i = L_1 + \dots + L_{10} = 2.813 \text{ m}$$

GRAFICA DEL DIAMETRO MEDIO



$H_a = H_b = \dots H_j = \text{cte.}$

CALCULOS PARA EL DIAMETRO EXTERIOR.

Datos:

$$D_{ex} = 6.68 \text{ m}$$

$$H_{ex} = ?$$

$$L_1 = L_2 = \text{cte.}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 29^\circ$$

$$\beta_3 = 27.14'$$

$$N_2 \text{ de alabes} = 5$$

Calculando el perimetro:

$$P_{ex} = (D_{ex}) (\pi) = (6.68\text{m}) (\pi) = 20.9859\text{m}$$

Dividimos el perimetro entre el numero de alabes:

$$L_{ex} = \frac{P_{ex}}{5} = \frac{20.9859\text{m}}{5} = 4.1972\text{m}$$

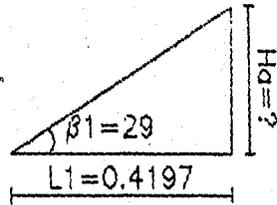
Dividiendo  $L_{ex}$  entre los 10 diferenciales:

$$L_1 = \frac{L_{ex}}{10} = \frac{4.1972\text{m}}{10} = 0.4197\text{m}$$

Restando al ángulo de entrada el ángulo de salida y dividiendo entre 10:

$$\Delta\beta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{10} = \frac{29^\circ - 27.14^\circ}{10} = 0.1860^\circ$$

Restando este valor al ángulo de entrada hasta llegar a 10 diferenciales:



$$\begin{aligned} Ha &= \tan 29 \times 0.4197 = 0.2326 \text{ m} \\ Hb &= \tan 28.81 \times 0.4197 = 0.2309 \text{ m} \\ Hc &= \tan 28.62 \times 0.4197 = 0.2291 \text{ m} \\ Hd &= \tan 28.44 \times 0.4197 = 0.2273 \text{ m} \\ He &= \tan 28.25 \times 0.4197 = 0.2256 \text{ m} \\ Hf &= \tan 28.07 \times 0.4197 = 0.2238 \text{ m} \\ Hg &= \tan 27.88 \times 0.4197 = 0.2221 \text{ m} \\ Hh &= \tan 27.69 \times 0.4197 = 0.2203 \text{ m} \\ Hi &= \tan 27.51 \times 0.4197 = 0.2186 \text{ m} \\ Hj &= \tan 27.32 \times 0.4197 = 0.2169 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\beta_0 = \beta_1$$

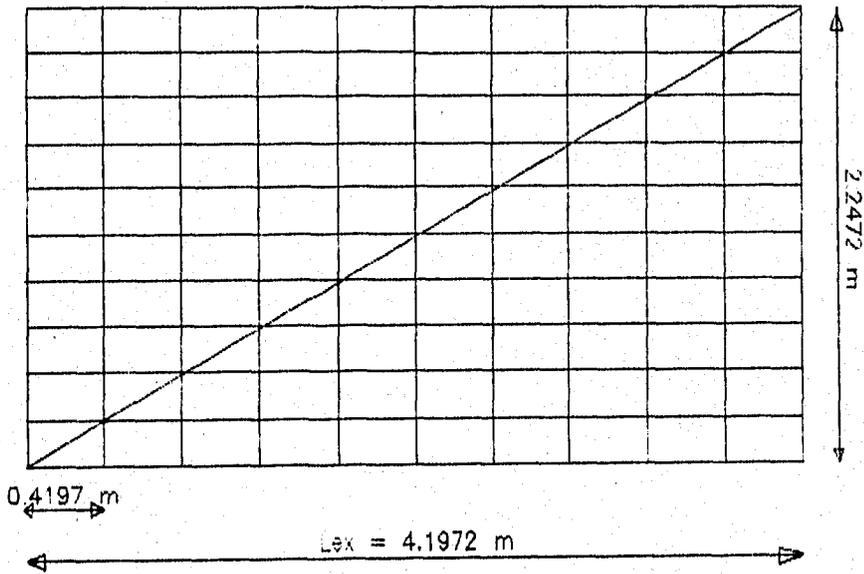
H (m)	Angulos (°)	Longitudes (m)
$H_1 = 0.2326$	$\beta_1 = 29^\circ$	$L_1 = 0.4197$
$H_2 = 0.2309$	$\beta_2 = 28.814^\circ$	$L_2 = 0.4197$
$H_3 = 0.2291$	$\beta_3 = 28.628^\circ$	$L_3 = 0.4197$
$H_4 = 0.2273$	$\beta_4 = 28.442^\circ$	$L_4 = 0.4197$
$H_5 = 0.2256$	$\beta_5 = 28.256^\circ$	$L_5 = 0.4197$
$H_6 = 0.2238$	$\beta_6 = 28.07^\circ$	$L_6 = 0.4197$
$H_7 = 0.2221$	$\beta_7 = 27.884^\circ$	$L_7 = 0.4197$
$H_8 = 0.2203$	$\beta_8 = 27.698^\circ$	$L_8 = 0.4197$
$H_9 = 0.2186$	$\beta_9 = 27.5120^\circ$	$L_9 = 0.4197$
$H_{10} = 0.2169$	$\beta_{10} = 27.3260^\circ$	$L_{10} = 0.4197$

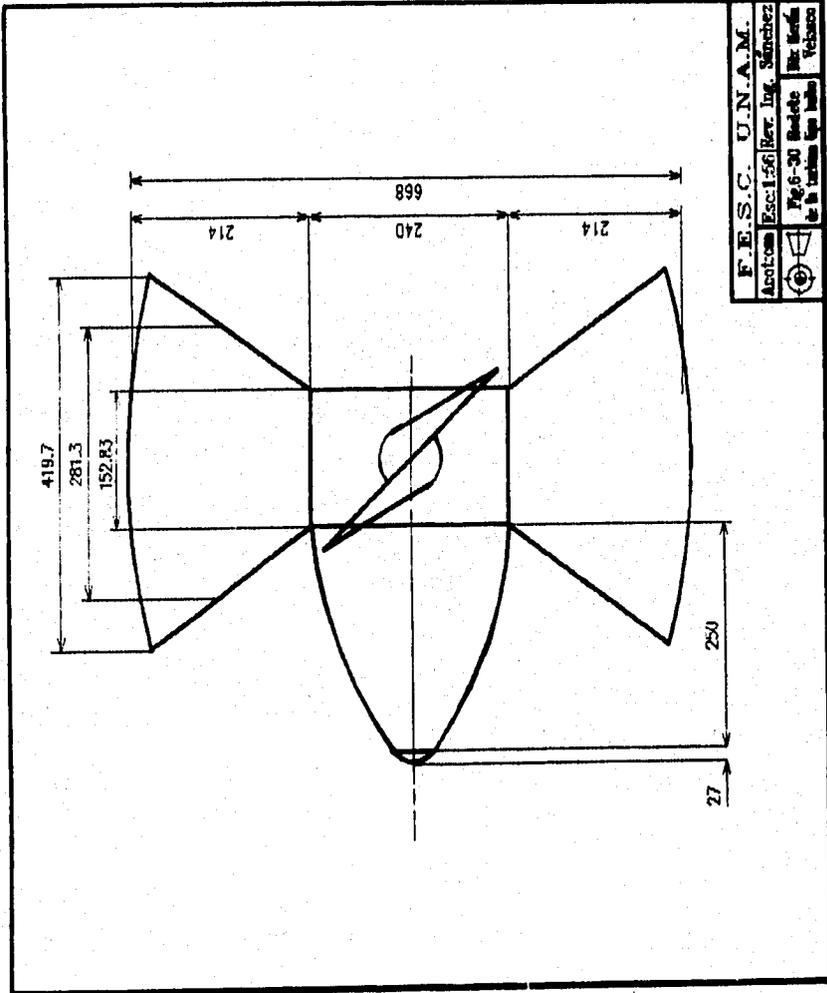
$$H_{..} = \sum H_i \dots + H_{10} = 2.2472 \quad \sum L_i \dots + L_{10} = L_{..} = 4.197 \text{ m}$$

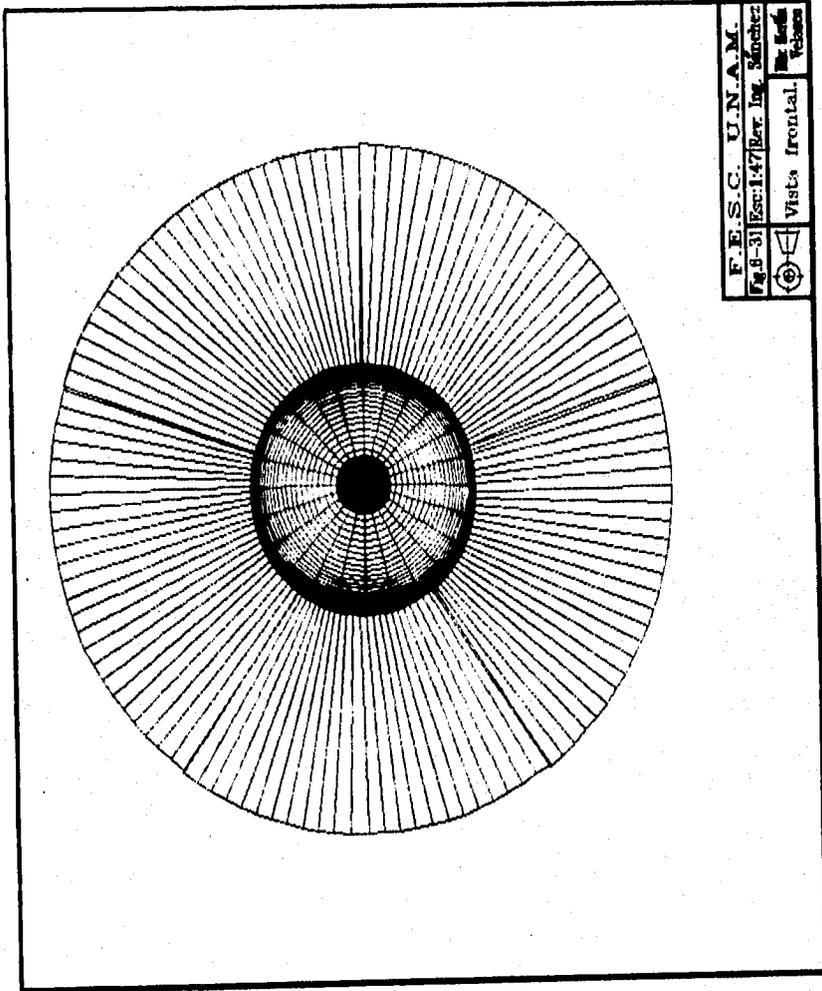
**NOTA :** Al recalcular nos damos cuenta que los huecos que aparecen en la figura 6-28 quedan corregidos, véanse figuras 6-30, 6-31, 6-32 y 6-33.

GRAFICA DEL DIAMETRO EXTERIOR.

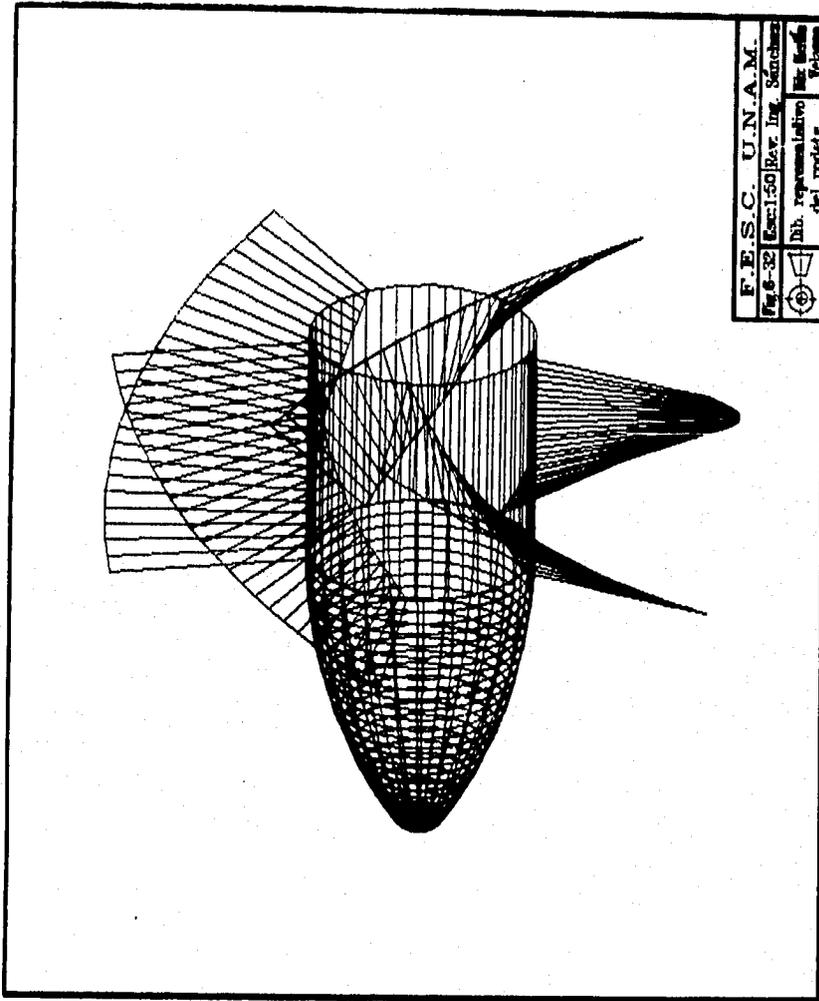
$$L1 = L2 = L3 = \text{cte.}$$

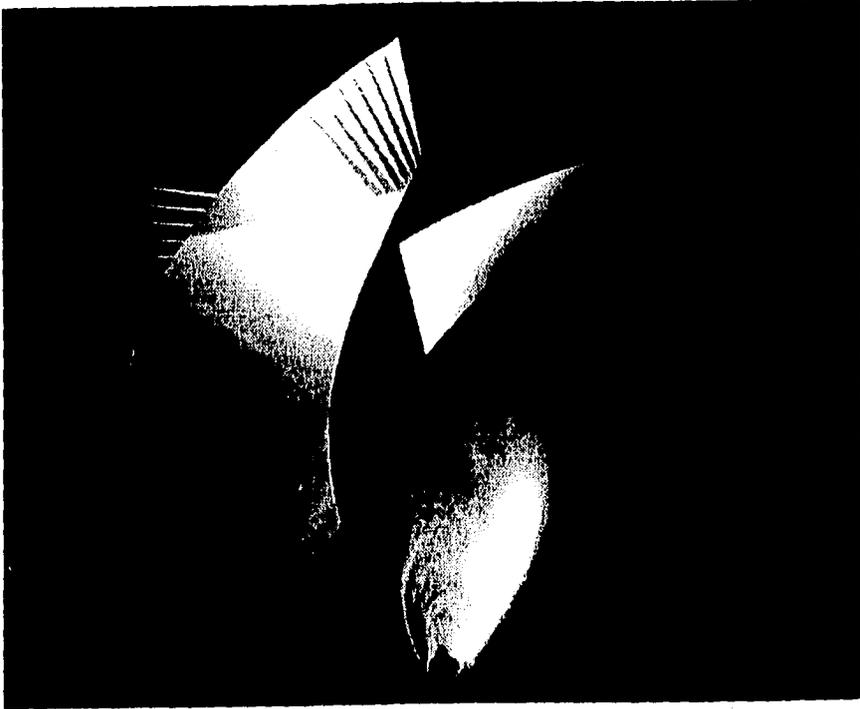






F.E.S.C. U.N.A.M.
Fig. 3-31 Esc: 1/47 Per. Ing. Sánchez
Dr. Andrés Velasco
Vista frontal.





F. E. C. U. N. A. M.		
Fig. 6-33	Esc. 1.56	Rev. Ing. Sánchez
	Dib. representativo del rodete	Dib. Videsco Merlin

## CONCLUSIONES .

La finalidad de el presente trabajo fue con todo propósito el de diseñar una fuente de energía, la cual se planteó como una propuesta de generación de energía eléctrica por medio de una turbina tipo bulbo utilizadas en las centrales mareomotrices.

Uno de los principales objetivos planteados fue la de conocer el funcionamiento a grandes rasgos de una turbina de este tipo, así como sus características principales de funcionamiento y los elementos primordiales para su diseño, conocer de igual forma las ventajas y desventajas con los que actualmente se enfrenta el llevar a cabo un diseño de este tipo.

Uno de los principales inconvenientes encontrados para la realización del trabajo, fue la escasa información que existe sobre el diseño de turbinas tipo bulbo, pues anteriormente el diseño de las turbinas en general se realizaba casi empíricamente y sólo se contaba con los ensayos realizados en los diversos laboratorios, sólo hasta ahora se cuentan con métodos analíticos y herramientas suficientes (computadoras, simuladores, etc.) para el diseño de turbinas; y aún así es muy escasa y muy limitada la información sobre tales trabajos o diseños realizados por los diferentes países industrializados.

Un punto muy importante fue buscar el lugar más adecuado para la construcción de una planta mareomotriz; se estudiaron varios lugares como son: Puerto Peñasco, San Felipe, Bahía de Topolobampo y la desembocadura del Río Colorado en la Isla Montagus; de todos éstos lugares el más propicio para un diseño de este tipo fue la desembocadura del Río Colorado, ya que muchos investigadores proponen este lugar precisamente por la amplitud de marea que se genera ahí.

Ahora bien cabe hacer notar que para la realización de este diseño en particular contamos con una secuencia la cual es conveniente mencionar. Se realizó la investigación conveniente sobre las dimensiones existentes hasta la fecha para no salirse del rango de dimensiones, gráficas y constantes de diseño.

Se llevó a cabo una serie de iteraciones, de las cuales sólo dos de éstas se especifican al comienzo del diseño, pues se realizaron varias. En dichas iteraciones se variaron algunos de los factores más importantes del diseño como son: Potencia, Gasto por unidad y velocidad específica, todo esto con la finalidad de obtener el diámetro más conveniente para la realización del diseño manifestado en este trabajo, pues un diámetro mayor trae como consecuencia un mayor costo en todos los aspectos (materia-

les y obra civil).

Es conveniente mencionar que los cálculos para el diseño de los álabes suele hacerse para el 80% de la capacidad de gasto de la turbina, ya que en estas condiciones se favorece el rendimiento global del álabes en las diferentes condiciones de carga parcial o sobrecarga en las que con frecuencia se ve obligada a trabajar la turbina.

Con todo esto se procedió al cálculo de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete pues estos nos llevarían a la especificación y forma final del álabes del rotor. Al hacer el cálculo para el diseño del álabes los resultados dieron como consecuencia el trazo del rodete de la turbina (fig.6-28) en la cual pueden apreciarse unos huecos por donde se filtraría el agua y por tanto no habría acción directa del agua con el rodete, por lo cual se hizo necesario realizar un nuevo cálculo en el cual se eliminaron estos huecos, consiguiéndose con esto el diseño final (fig.6-31, 6-32). En estos cálculos finales se mantuvo constante el ancho de la base del cubo del diámetro exterior ( $H_{..} = 2.2472 \text{ m}$ ) tanto en el diámetro medio así como en el diámetro del cubo, con lo cual se corrigieron los huecos que aparecen en la figura 6-28.

Sólo en muy pocos países se está llegando, o se ha llegado ya casi como en Suiza, a la explotación de todos los recursos naturales hidroeléctricos. Sin embargo, en casi todos los países desarrollados, y en muchos en vía de desarrollo, quedan por explotar innumerables reservas, aunque hay que reconocer que en muchos países han sido explotadas ya las más ventajosas desde el punto de vista económico.

De ahí que en algunos países, como España, se recurre más en la actualidad, a otras fuentes de energía, a saber, las centrales térmicas, tanto de combustible fósil como de combustible nuclear. No obstante los criterios mundiales y nacionales, que rigen la instalación de nueva potencia eléctrica, no son estables. En el momento actual la crisis de la energía por una parte y el interés creciente por la conservación del medio ambiente, auténtica revolución esta última de los tiempos presentes, ponen en primer término de consideración las centrales hidráulicas. Por otra parte las centrales hidroeléctricas no constituyen la "competencia" de las centrales nucleares, sino su mejor aliada; las primeras son centrales de base y las segundas pueden ser excelentes centrales de punta. Esta última tendencia se acusa notablemente en el país más industrializado del mundo: Estados Unidos. Estos criterios creemos que despertarán en muchos países entre ellos México un interés nuevo en las explotaciones hidroeléctricas.

**B I B L I O G R A F I A .**

1. **Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas**  
Claudio Mataix  
Harla S. A.
2. **Mecánica de los fluidos**  
Victor L. Streeter y E. Benjamin Wylie  
Mc Graw-Hill
3. **Mecánica de fluidos**  
John A. Roberson y Clayton T. Crowe  
Mc Graw-Hill
4. **Mecánica de fluidos**  
Bernard Stanford Massey  
Cia. Editorial Continental, S. A. de C. V.
5. **Mecánica de fluidos**  
Arthur G. Hansen  
Limusa
6. **Turbomáquinas Hidráulicas**  
Claudio Mataix  
Dossat
7. **Máquinas Hidráulicas**  
Miguel Reyes Aguirre  
Representaciones y servicios de Ingeniería S. A.
8. **Motores Hidráulicos**  
Quantz  
Gustavo Gili S. A.
9. **Turbomáquinas Hidráulicas**  
Manuel Polo Encinas  
Limusa S. A.
10. **Centrales Hidroeléctricas**  
Manuel Viejo Zubicaray  
Trillas
11. **Oceanografía de los mares mexicanos**  
Guadalupe de la Lanza  
Limusa S. A.