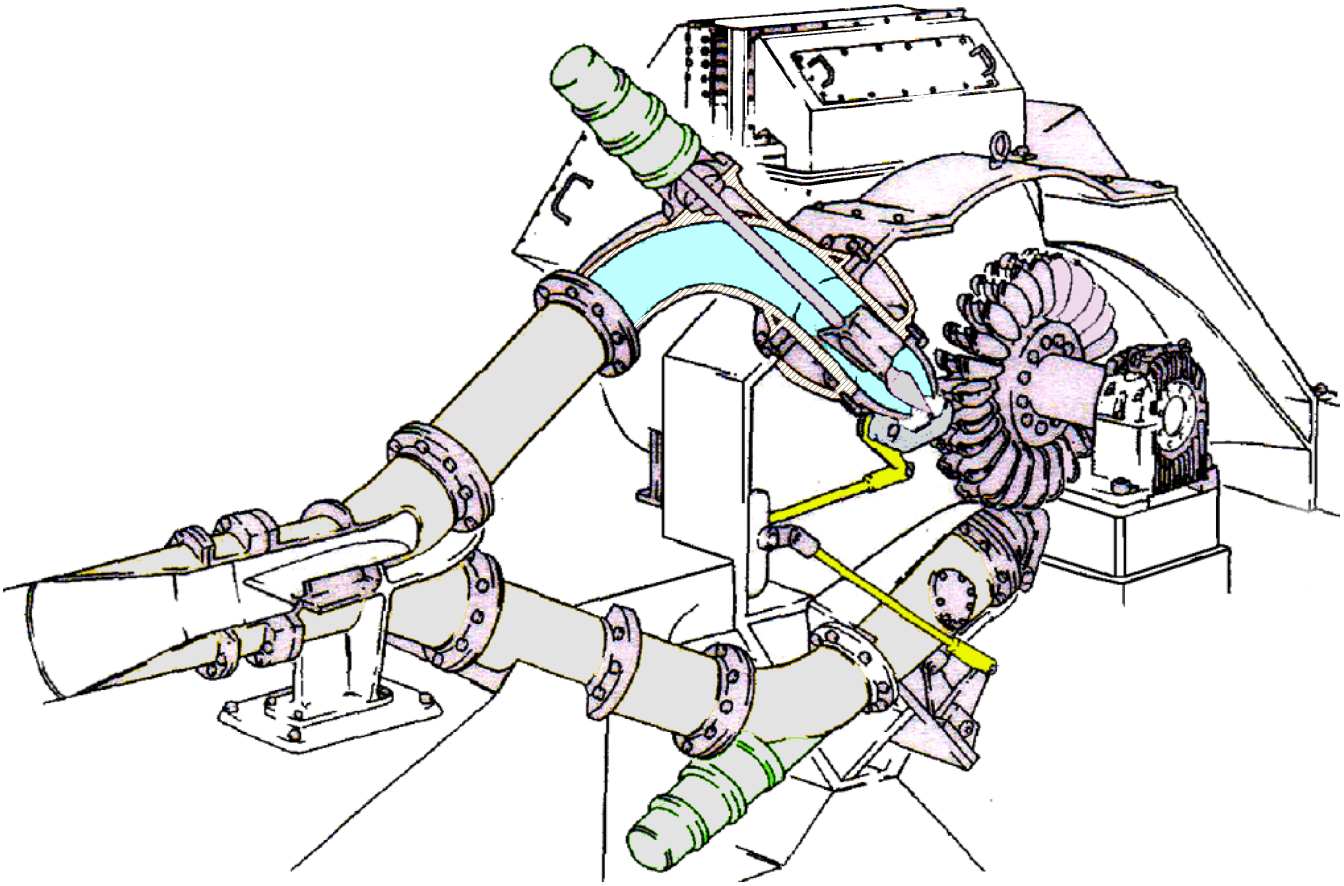
TURBINAS

HIDRÁULICAS



Pedro Fernández Díez

pfernandezdiez.es

I.- TURBINAS HIDRÁULICAS

pfernandezdiez.es

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

*El **método analítico** se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos*

*El **método experimental** se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica y la experimentación*

*El **análisis dimensional** ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen*

I.2.- CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS

Una primera clasificación de las turbomáquinas hidráulicas, (de fluido incompresible), se puede hacer con arreglo a la función que desempeñan, en la forma siguiente:

a) ***Turbomáquinas motrices***, que recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la transforman en mecánica, pudiendo ser de dos tipos:

Dinámicas o cinéticas, Turbinas y ruedas hidráulicas

Estáticas o de presión, Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc

b) ***Turbomáquinas generatrices***, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:

Bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales

Hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque

c) ***Turbomáquinas reversibles***, tanto generatrices como motrices, que ejecutan una serie de funciones que quedan aseguradas, mediante un rotor específico, siendo las más importantes:

Grupos turbina-bomba, utilizados en centrales eléctricas de acumulación por bombeo

Grupos Bulbo, utilizados en la explotación de pequeños saltos, ríos y centrales maremotrices

d) ***Grupos de transmisión o acoplamiento***, que son una combinación de máquinas motrices y generatrices, es decir, un acoplamiento (bomba-turbina), alimentadas en circuito cerrado por un fluido, en general aceite; a este grupo pertenecen los cambiadores de par.

Ruedas hidráulicas.- Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía del agua, cinética o potencial, en energía mecánica de rotación. En ellas, la energía potencial del agua se transforma en energía mecánica, como se muestra en la Fig I.1c, o bien, su energía cinética se transforma en energía mecánica, como se indica en las Figs I.1a.b.

Se clasifican en ruedas movidas por { *el costado* / *debajo* / *arriba*

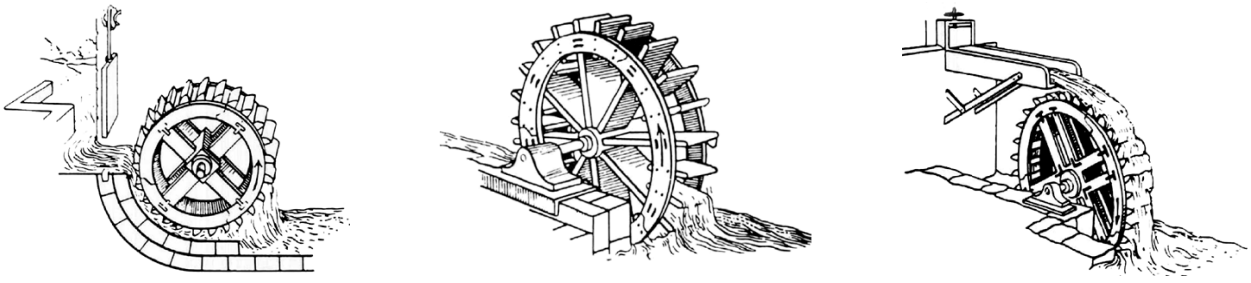


Fig I.1a.b.c

Su diámetro decrece con la altura H del salto de agua. Los cangilones crecen con el caudal.

Los rendimientos son del orden del 50% debido a la gran cantidad de engranajes intermedios.

El número de rpm es de 4÷ 8.

Las potencias son bajas, y suelen variar entre 5÷ 15 kW, siendo pequeñas si se las compara con las potencias de varios cientos de MW conseguidas en las turbinas.

Turbinas hidráulicas.- Una turbomáquina elemental o monocelular tiene, básicamente, una

serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.

El *distribuidor y el difusor* (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El *distribuidor* es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélicocentrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El *rodete* es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en turbinas de $\begin{cases} \textit{acción o impulsión} \\ \textit{reacción o sobrepresión} \end{cases}$

En las *turbinas de acción* el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las *turbinas de reacción* el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión. El *difusor o tubo de aspiración,* es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de *escape libre*

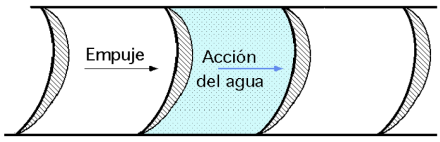


Fig I.2.a.- Acción

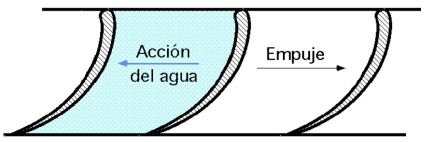


Fig I.2.b.- Reacción

En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden, mientras que en las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete, según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas se pueden clasificar en,

- *Axiales*
- *Radiales (centrípetas y centrífugas)*
- *Mixtas*
- *Tangenciales*

En las *axiales*, (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Fig I.3a.

En las *radiales*, el agua entra perpendicularmente al eje, Fig I.3.b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de dentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

En las *mixtas* se tiene una combinación de las anteriores.

En las *tangenciales*, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Fig I.3.c.

Atendiendo a la disposición del eje de giro, se pueden clasificar en turbinas de eje $\begin{cases} horizontal \\ vertical \end{cases}$

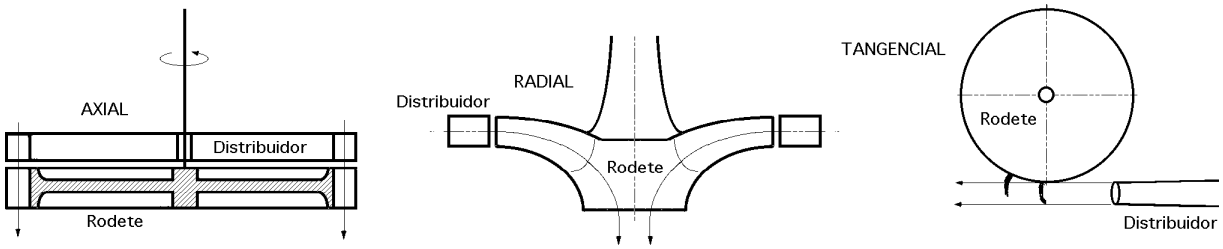


Fig I.3.a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

I.3.- DESCRIPCIÓN SUMARIA DE ALGUNOS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Turbinas de reacción

- *Turbina Fourneyron (1833), Fig I.4, en la que el rodete se mueve dentro del agua; es una turbina radial centrífuga lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye*

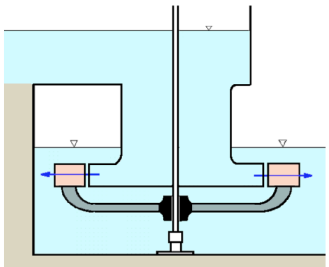


Fig I.4.- Turbina Fourneyron

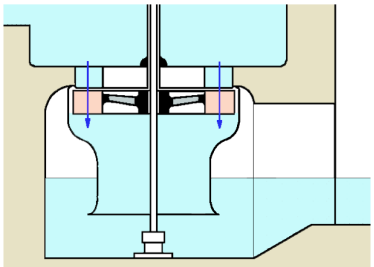


Fig I.5.- Turbina Heuschel-Jonval

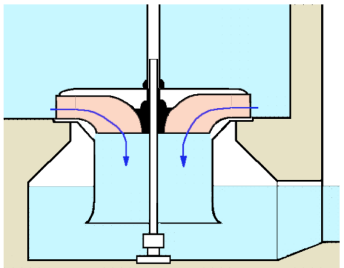


Fig I.6.- Turbina Francis

- Turbina Heuschel-Jonval, Fig I.5, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye

- Turbina Francis (1849), Fig I.6; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a diversos números de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0,5 m hasta más de 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas

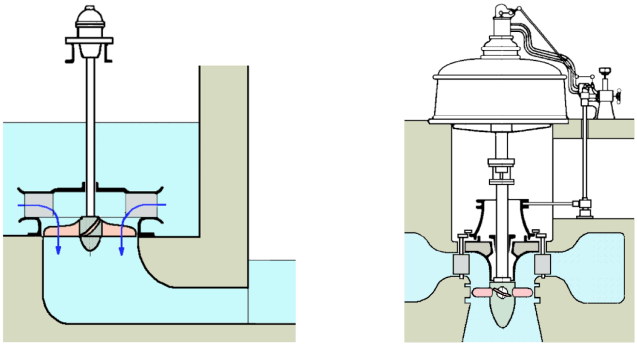


Fig I.7.- Turbinas Kaplan

- Turbina Kaplan (1912), Fig I.7; las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las palas orientables lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

Turbinas de acción.- Estas turbinas se empezaron a utilizar antes que las de reacción; entre ellas se tienen:

- Turbina Zuppinger (1846), con rueda tangencial de cucharas

- Turbina Pelton, Fig I.8, es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos

- Turbina Schwamkrug (1850), radial y centrífuga, Fig I.9

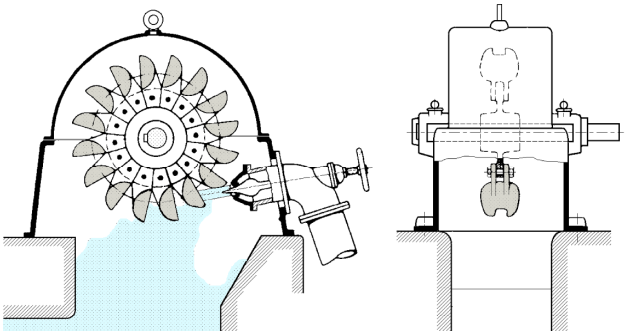


Fig I.8.- Turbina Pelton

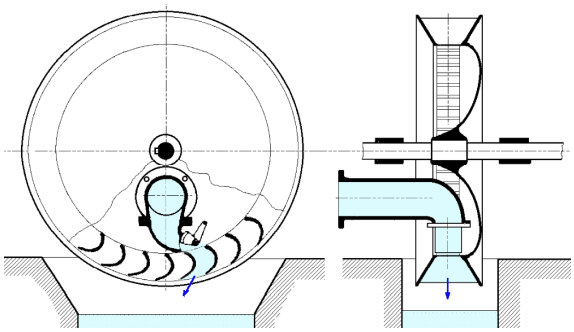


Fig I.9.- Turbina Schwamkrug

- Turbina Girard (1863), Fig I.10, axial, con el rodete fuera del agua; mientras el cauce no subía de nivel, trabajaba como una de acción normal, mientras que si el nivel subía y el rodete quedaba sumergido, trabajaba como una de reacción, aunque no en las mejores condiciones; en la actualidad no se utiliza.

- Turbina Michel, o Banki,Fig I.11; el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos.

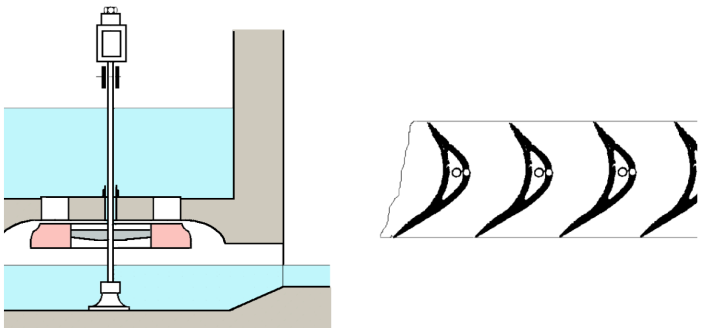


Fig I.10.- Turbina Girard

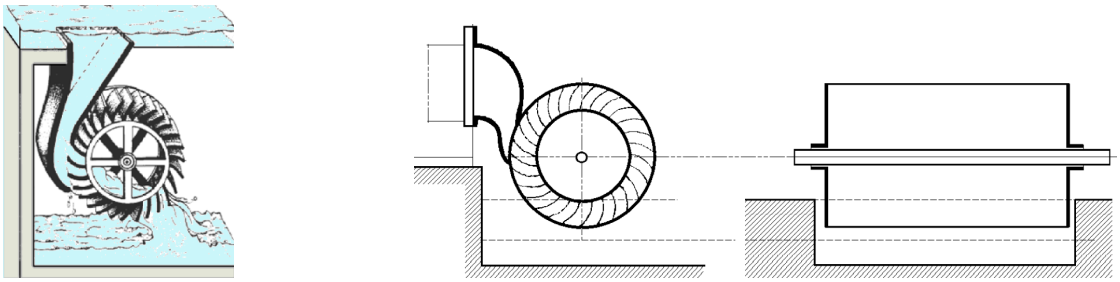


Fig I.11.- Turbina Michel o Banki

I.4.- ESTUDIO GENERAL DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Movimiento del agua.- Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, de la forma siguiente:

$\vec{u}$ es la velocidad tangencial o periférica de la rueda

$\vec{c}$ es la velocidad absoluta del agua

$\vec{w}$ es la velocidad relativa del agua

α es el ángulo que forman las velocidades $\widehat{u,c}$

β es el ángulo que forman las velocidades $\widehat{u,w}$

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración

El agua entra en el distribuidor con velocidad $\vec{c}_0$ y sale del mismo con velocidad $\vec{c}_1$, encontrándose con el rodete que, si se considera en servicio normal de funcionamiento, se mueve ante ella con una velocidad tangencial $\vec{u}_1$.

El agua que sale del distribuidor penetra en el rodete con velocidad absoluta $\vec{c}_1$ y ángulo α_1.

La velocidad relativa forma un ángulo β_1 (ángulo del álabe a la entrada), con la velocidad periférica $\vec{u}_1$; la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento, tangente al mismo.

Puede suceder que el rodete inicie un aumento de la velocidad periférica $\vec{u}$ de tal forma que la nueva velocidad $\vec{u}_{1'} > \vec{u}_1$ sea la velocidad de embalamiento; en esta situación el agua golpearía contra la cara posterior de los álabes al desviarse la velocidad relativa $\vec{w}_1$ en relación con la tangente al álabe, y la fuerza tangencial se vería frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existe una velocidad límite de embalamiento tal que $u_{1'} = (1{,}8 \div 2{,}2)\, u_1$, por lo que el rodete no aumenta indefinidamente su velocidad.

A la salida, el agua lo hace con una velocidad absoluta $\vec{c}_2$ siendo $\vec{w}_2$ y $\vec{u}_2$ las velocidades relativa y tangencial, respectivamente.

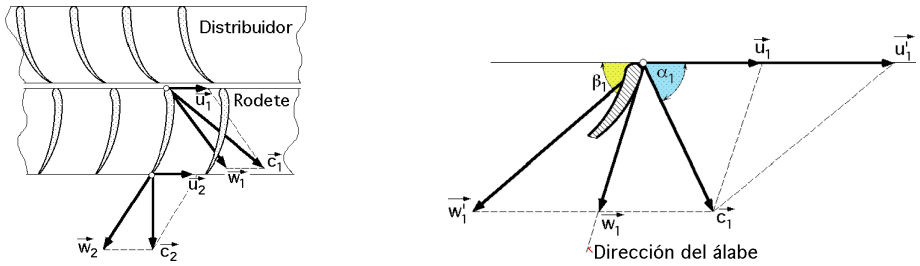


Fig I.12.- a) Nomenclatura de los triángulos de velocidades; b) Velocidad de embalamiento

Pérdidas de carga.- Las pérdidas de carga que tienen lugar entre los niveles del embalse y el canal de desagüe, aguas abajo de la turbina, se pueden resumir en la siguiente forma, Fig I.13:

h_t es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga (presa), hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable en las turbinas de ***cámara abierta****; en cambio, en las turbinas de* ***cámara cerrada****, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes.*

h_d es la pérdida de carga en el distribuidor

$h_{d'}$ es la pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, sobre todo por choque a la entrada del rodete

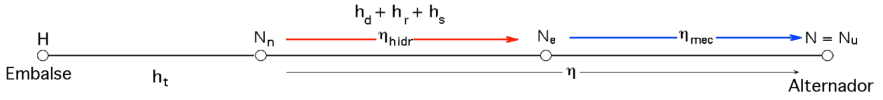
h_r es la pérdida de carga en el rodete

h_s es la pérdida de carga en el tubo de aspiración

h_s' es la pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida; según Belanguer es de la forma:

$$h_s' = \frac{(c_3 - c_a)^2}{2g} = \{c_a \to 0\} \approx \frac{c_3^2}{2g}$$

La potencia efectiva H_{ef} es la energía hidráulica generada en la turbina y se calcula teniendo en cuenta la Fig I.14; tomando como plano de referencia el AA', aplicando la ecuación de Bernoulli a los puntos (1) y (2), e igualando ambas expresiones, se tiene:



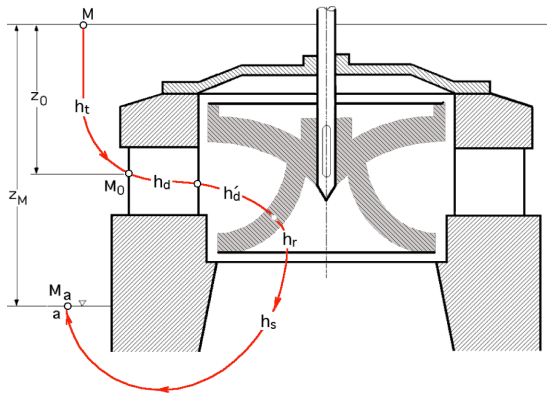


Fig I.13.- Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción

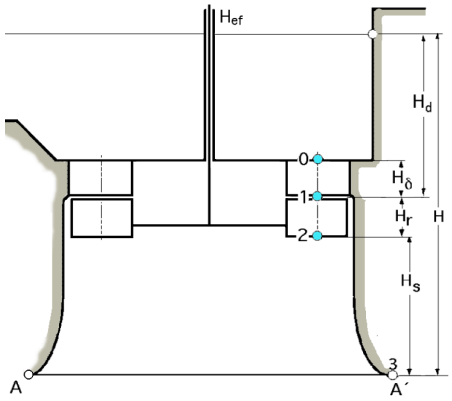


Fig I.14.- Alturas en la turbina de reacción

$$\left.\begin{array}{l} \textit{Punto 1,}\ H = (H_s + H_r) + \dfrac{p_1}{\gamma} + \dfrac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t \\ \textit{Punto 2,}\ H = H_s + \dfrac{p_2}{\gamma} + \dfrac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t \end{array}\right\} \Rightarrow \quad H_{ef} = H_r + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - h_r$$

en la que H_{ef} interesa sea lo más elevada posible; los valores de $\vec{c}_1$ y $\vec{c}_2$ son teóricos.

Si no hay pérdidas mecánicas, $N_{ef} = N$, siendo N la potencia generada en la turbina.

Las diferencias de $\begin{cases} \textit{presiones},\ p_1 - p_2 \\ \textit{velocidades},\ c_1^2 - c_2^2 \end{cases}$ deben ser grandes, para lo cual $\vec{c}_2$ y p_2 deben tender a cero.

Se cumple que en las turbinas de $\begin{cases} \textit{acción},\ p_1 = p_2 \\ \textit{reacción},\ p_1 > 0\ ;\ p_2 < 0 \end{cases}$

I.5.- DIAGRAMAS DE PRESIONES

Los diagramas de presiones permiten conocer las variaciones de los diferentes tipos de energía en cada punto de la turbina. Hay que tener en cuenta que si la turbina está instalada sin tuberías de conexión, *es una turbina de cámara abierta,* $H_n = H$, mientras que si existen tuberías de conexión *es una turbina de cámara cerrada,* $H_n = H - h_t$

Diagrama de presiones en la turbina de reacción.- De acuerdo con la Fig I.15, aplicando Bernoulli al punto (1) de entrada del agua en el rodete, con pérdidas hidráulicas, respecto al nivel aguas abajo, se obtiene:

$$H = H_s + H_r + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t = \left| \begin{array}{l} z = H_s + H_r \\ x = \dfrac{p_1}{\gamma} + \dfrac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t \end{array} \right| = z + x$$

Aplicando Bernoulli entre los puntos (2) salida del rodete y (3) salida del tubo de aspiración se tiene:

$$\textit{Punto 2:}\quad H = H_s + H_{ef} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_t + h_r + h_d \quad \Rightarrow \quad H_{ef} = H - H_s - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g} - (h_t + h_d + h_r)$$

Punto 3: $H = H_{ef} + \dfrac{c_3^2}{2\,g} + h_t + h_r + h_d + h_s \quad \Rightarrow \quad H_{ef} = H - \dfrac{c_3^2}{2\,g} - (\,h_t + h_d + h_r + h_s\,)$

Igualándolas se determinan las pérdidas h_s en el tubo de aspiración, en el que se puede suponer $c_3 \simeq 1\,m/seg$:

$$h_s = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2\,g} \xrightarrow{\text{y considerando } c_3 \text{ despreciable}} h_s = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2\,g}$$

La relación entre la altura efectiva y la total es:

$$\frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_s}{H} - \frac{p_2}{\gamma\,H} - \frac{c_2^2}{2\,g\,H} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

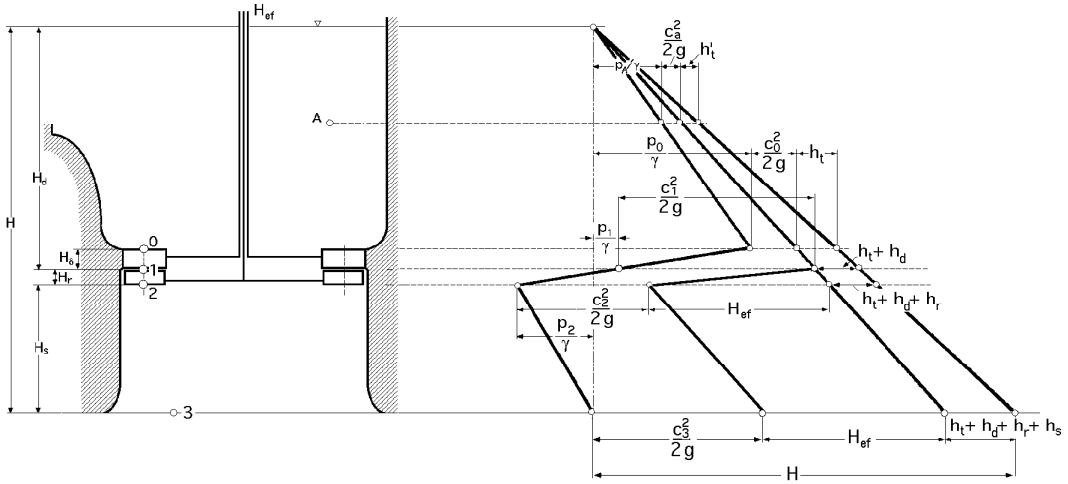


Fig I.15.- Diagrama de presiones en la turbina de reacción

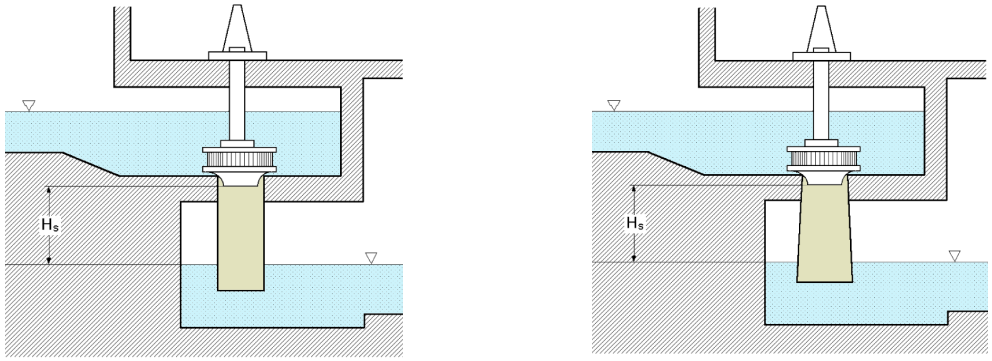


Fig I.16.- Tubos de aspiración cilíndrico y troncocónico en la turbina de reacción

Si a la turbina de reacción se quita el tubo de aspiración: $p_2 = p_{atm} = 0$; aplicando Bernoulli en el punto (2) de la Fig I.17 resulta:

$$H = H_s + 0 + \frac{c_2^2}{2\,g} + H_{ef} + h_t + h_d + h_r \quad ; \quad H_{ef} = H - H_s - \frac{c_2^2}{2\,g} - (h_t + h_d + h_r\,)$$

La relación entre la altura efectiva y la total es:

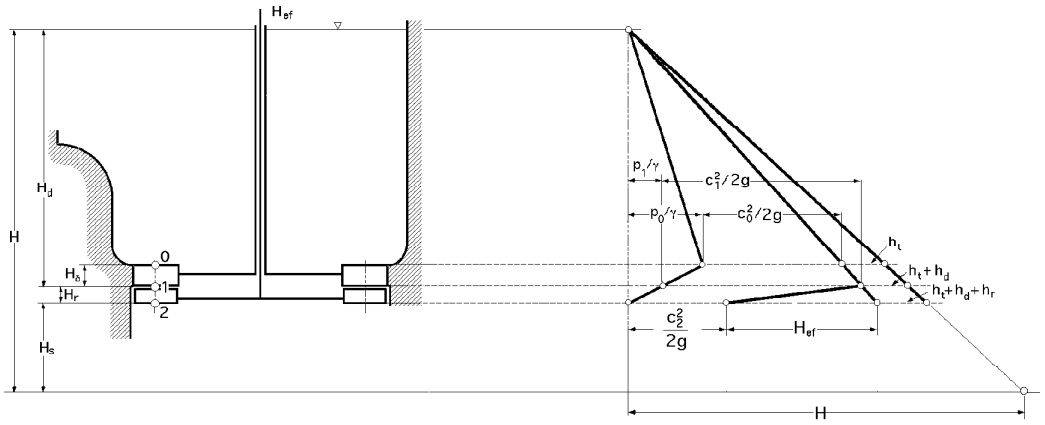


Fig I.17.- Diagrama de presiones de la turbina de reacción sin tubo de aspiración

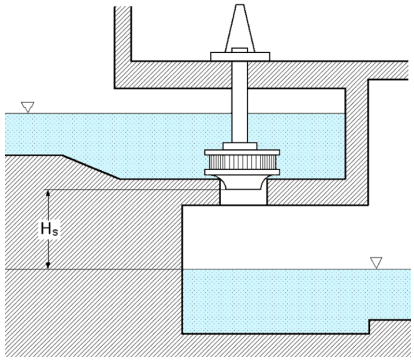


Fig I.18.- Esquema de la turbina de reacción sin tubo de aspiración

$$\frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_s}{H} - \frac{c_2^2}{2\,g\,H} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

observándose que en una turbina con tubo de aspiración, esta relación sale mejorada en el término $\frac{p_2}{\gamma H}$ que es la energía correspondiente a la depresión originada a la entrada del tubo de aspiración; ésto hace que la turbina de reacción no se emplee sin dicho tubo de aspiración.

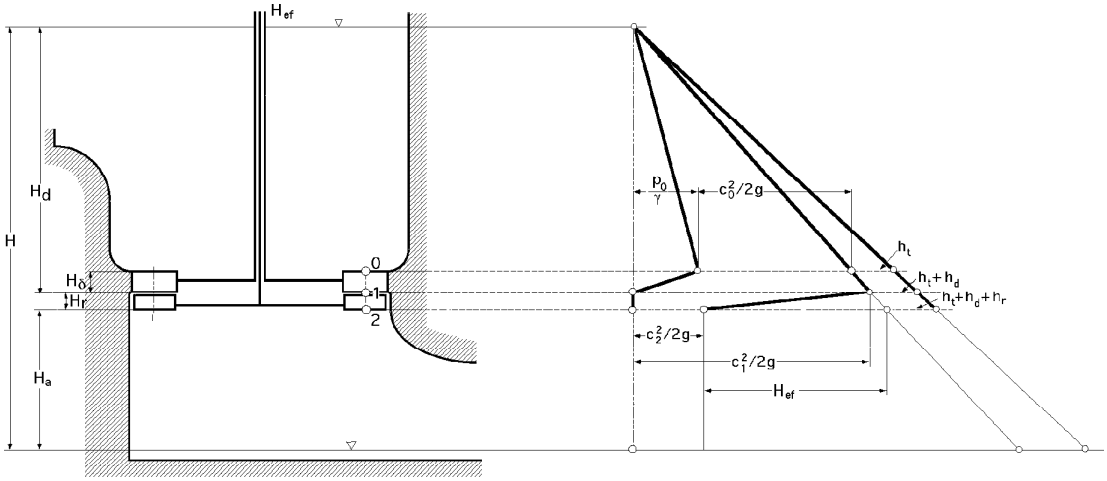


Fig I.19.- Pérdidas en la turbina de acción

Diagrama de presiones en la turbina de acción.- Aplicando Bernoulli a los puntos (1) y (2) del esquema de la turbina representada en la Fig I.19, y tomando como referencia el nivel inferior, se obtiene:

Punto 1: $H = H_a + H_r + 0 + \dfrac{c_1^2}{2\,g} + h_t + h_d$

Punto 2: $H = H_a + H_{ef} + 0 + \dfrac{c_2^2}{2\,g} + h_t + h_d + h_r \quad \Rightarrow \quad H_{ef} = H - H_a - \dfrac{c_2^2}{2\,g} - (h_t + h_d + h_r)$

$$\frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_a}{H} - \frac{c_2^2}{2\,g\,H} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

en la que la altura H_a (entre la salida del rodete y el nivel inferior) no se aprovecha

Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes.- Supondremos que el rotor se mueve con una velocidad periférica $\vec{u}$; el agua entra en el rodete con una velocidad relativa $\vec{w}_1$ y sale del mismo con una velocidad relativa $\vec{w}_2$ variando esta velocidad al paso por los álabes, por lo que existe una fuerza $\vec{F}$ que realiza esta operación acelerativa cuyas componentes son, Fig I.20:

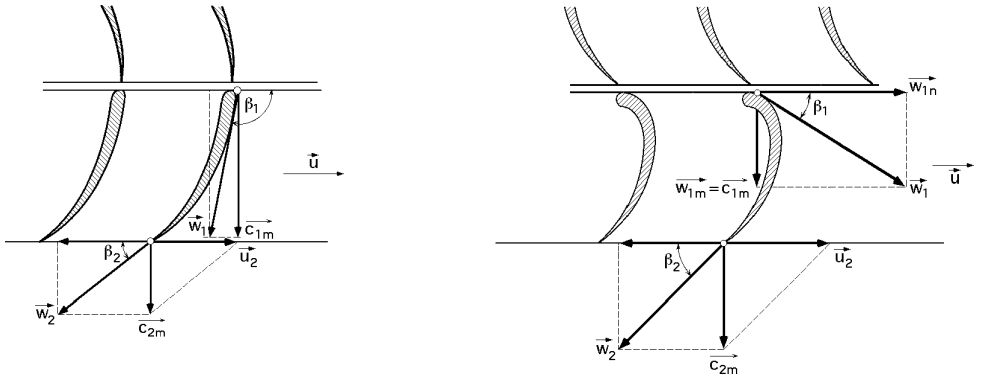


Fig I.20.- Movimiento del agua en las turbinas hidráulicas; triángulos de velocidades

$$X = m\,j_x = m\,\frac{\Delta w_n}{t} = \frac{G}{g}\,\Delta w_n = \frac{\gamma\,Q}{g}\,\Delta w_n = \frac{G\,(w_1\,\cos\beta_1 - w_2\,\cos\beta_2)}{g} = \frac{\gamma\,Q\,(w_1\,\cos\beta_1 - w_2\,\cos\beta_2)}{g}$$

$$Y = m\,j_y = m\,\frac{\Delta w_m}{t} = \frac{G}{g}\,\Delta w_m = \frac{\gamma\,Q}{g}\,\Delta w_m = \frac{G\,(w_1\,sen\,\beta_1 - w_2\,sen\,\beta_2)}{g} = \frac{\gamma\,Q\,(w_1\,sen\,\beta_1 - w_2\,sen\,\beta_2)}{g}$$

siendo G el gasto en kg/seg y Q el caudal en m^3/seg.

Fuerza F originada por la aceleración:

$$F = \sqrt{X^2 + Y^2} = \frac{G\,\sqrt{(w_1\cos\beta_1 - w_2\cos\beta_2)^2 + (w_1\,sen\,\beta_1 - w_2\,sen\,\beta_2)^2}}{g} = \frac{G\,\sqrt{w_1^2 + w_2^2 - 2\,w_1\,w_2\cos(\beta_1 - \beta_2)}}{g}$$

La potencia efectiva es:

$$N_{ef} = X\,u = \frac{G\,u\,(w_1\,\cos\beta_1 - w_2\,\cos\beta_2)}{g} = \frac{\gamma\,Q\,u\,(w_1\,\cos\beta_1 - w_2\,\cos\beta_2)}{g}$$

válida para cualquier tipo de turbina.

En la turbina de reacción la potencia se genera a causa de la variación de la presión entre la entrada y la salida, teniendo lugar una aceleración de w_1 a $w_2 \Rightarrow w_2 > w_1$.

En la turbina de acción el agua circula libremente en las cazoletas, produciéndose un frenado por lo que $w_2 < w_1$, siendo la velocidad de salida $w_2 = \psi\, w_1$, $(\psi < 1)$.

I.6.- COEFICIENTES ÓPTIMOS DE VELOCIDAD

Las velocidades $\vec{u}_1$, $\vec{c}_{1n}$, $\vec{u}_2$ y $\vec{c}_{2n}$ no se pueden elegir al azar, si es que con ellas se desea obtener el máximo rendimiento. Para un tipo determinado de turbina, los ensayos efectuados en el Laboratorio sobre modelos reducidos, permiten determinar para diferentes valores del salto neto H_n los valores de las velocidades para los que se obtiene el máximo rendimiento; *con objeto de evitar ensayar todos los modelos y tipos de turbinas, para todos los valores posibles del salto neto, se opera con independencia del salto* H_n mediante la determinación de los coeficientes óptimos de velocidad; para ello, se parte de las siguientes relaciones:

$$u_1 = \xi_1 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_1 = \varphi_1 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; w_1 = \lambda_1 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_{1n} = \mu_1 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_{1m} = k_{1m} \sqrt{2\,g\,H_n}$$

$$u_2 = \xi_2 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_2 = \varphi_2 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; w_2 = \lambda_2 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_{2n} = \mu_2 \sqrt{2\,g\,H_n} \;\; ; \;\; c_{2m} = k_{2m} \sqrt{2\,g\,H_n}$$

lo que equivale a definir dichas velocidades óptimas, como fracciones de la velocidad absoluta disponible, observándose que para cuando $H_n = \dfrac{1}{2g}$ estas velocidades son:

$$u_1 = \xi_1 \;\; ; \;\; c_1 = \varphi_1 \;\; ; \;\; w_1 = \lambda_1 \;\; ; \;\; c_{1n} = \mu_1 \;\; ; \;\; c_{1m} = k_{1m}$$

$$u_2 = \xi_2 \;\; ; \;\; c_2 = \varphi_2 \;\; ; \;\; w_2 = \lambda_2 \;\; ; \;\; c_{2n} = \mu_2 \;\; ; \;\; c_{2m} = k_{2m}$$

que proporcionan un medio para determinar los valores de los coeficientes óptimos de velocidad para cada tipo de turbina; en efecto, bastará con ensayar todos los tipos bajo el salto común $H_n = \dfrac{1}{2g}$ hasta obtener, para cada turbina, los valores de $u_1, c_1, w_1, c_{1n}, \ldots u_2, c_2, w_2, c_{2n}, \ldots$ que permitirán determinar el máximo rendimiento, y que coincidirán con los coeficientes óptimos de velocidad, correspondientes al tipo ensayado.

Como:

$$\frac{u_1}{\xi_1} = \frac{c_1}{\varphi_1} = \frac{w_1}{\lambda_1} = \frac{c_{1n}}{\mu_1} = \frac{c_{1m}}{k_{1m}} = ... = \frac{u_2}{\xi_2} = \frac{c_2}{\varphi_2} = \frac{w_2}{\lambda_2} = \frac{c_{2n}}{\mu_2} = \frac{c_{2m}}{k_{2m}} = \sqrt{2\,g\,H_n}$$

los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida serán semejantes a los triángulos de los coeficientes de velocidades correspondientes, siendo la razón de semejanza igual a $\sqrt{2\,g\,H_n}$.

I.7.- GRADO DE REACCIÓN

Por definición, el grado de reacción σ es la relación existente entre la altura de presión en el rodete y la altura H_n en la forma:

$$\left.\begin{array}{l} \text{Altura de presión en el rodete : } \dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r \\ H_n = \dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} + H_r \end{array}\right\} \Rightarrow \quad \sigma = \frac{\dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r}{H_n} = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g\,H_n} = 1 - (\varphi_1^2 - \varphi_2^2\ ) \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad \varphi_1 = \sqrt{(1 - \sigma\ ) + \varphi_2^2}$$

$$\text{o también, } H_n = \sigma\ H_n + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} \ ;\ H_n = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g\,(1 - \sigma\ )} \ \Rightarrow\ c_1 = \sqrt{2\,g\,H_n\,(1 - \sigma\ ) + c_2^2} \ ;\ \varphi_1 = \sqrt{(1 - \sigma\ ) + \varphi_2^2}$$

Para una turbina ficticia en la que $c_1 = c_2$ el grado de reacción sería $\sigma = 1$

Para una turbina de acción: $p_1 = p_2 = 0 \ \Rightarrow\ \sigma = \dfrac{H_r}{H_n} \simeq 0 \ \Rightarrow\ H_n = \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g}$

El salto H_n es la suma de:
- Energía de presión, $\sigma\ H_n = \dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r$ (Fenómeno de reacción)
- Energía dinámica, $\dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g}$

I.8.- ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBINAS, RENDIMIENTOS Y POTENCIAS

Para determinar la ecuación fundamental de las turbinas, (y en general para cualquier turbomáquina), considerando los puntos (1) y (2), se tiene:

$$\left.\begin{array}{l} H = H_s + H_r + \dfrac{p_1}{\gamma} + \dfrac{c_1^2}{2\,g} + h_d + h_t \\ H = H_s + \dfrac{p_2}{\gamma} + \dfrac{c_2^2}{2\,g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t \end{array}\right\} \xrightarrow{\text{Igualándolas}} \left\{\begin{array}{l} H_{ef} = \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} + \dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r - h_r \ \text{(con pérdidas)} \\ H_{ef} = \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} + \dfrac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r \ \text{(sin pérdidas)} \end{array}\right.$$

y aplicando el Teorema de Bernoulli al fluido en rotación entre (1) y (2), y como, $z_1 - z_2 = H_r$, se obtiene la *energía de presión en el rodete*, en la forma:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2}{2\,g} - \frac{u_1^2}{2\,g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{w_2^2}{2\,g} - \frac{u_2^2}{2\,g} + h_r \ \Rightarrow\ \frac{p_1}{\gamma} + H_r + \frac{w_1^2}{2\,g} - \frac{u_1^2}{2\,g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2\,g} - \frac{u_2^2}{2\,g} + h_r$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \left\{\begin{array}{l} \dfrac{w_2^2 - w_1^2}{2\,g} - \dfrac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g} - H_r \ \ (\text{sin pérdidas}) \\ \dfrac{w_2^2 - w_1^2}{2\,g} - \dfrac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g} - (H_r - h_r\ ) \ \text{(con pérdidas)} \end{array}\right.$$

La ***ecuación fundamental de las turbinas***, queda en la forma:

$$H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2\,g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2\,g} = \left|\begin{array}{l} w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2\,c_1\ u_1\ \cos\alpha_1 \\ w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2\,c_2\ u_2\ \cos\alpha_2 \end{array}\right| = \frac{c_1\ u_1\ \cos\alpha_1 - c_2\ u_2\ \cos\alpha_2}{g} =$$

$$= \frac{c_{1n}\ u_1 - c_{2n}\ u_2}{g} = \eta_{hid}\ H_n$$

El *rendimiento hidráulico de la turbina en función de los coeficientes óptimos de velocidad*, supo-

niendo una entrada en la rueda sin choque, despejando de la ecuación anterior, viene dado por:

$$\eta_{hid} = \frac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g\ H_n} = \left| \begin{array}{ll} u_1 = \xi_1 \sqrt{2\ g\ H_n} & ; \quad u_2 = \xi_2 \sqrt{2\ g\ H_n} \\ c_{1n} = \mu_1 \sqrt{2\ g\ H_n} & ; \quad c_{2n} = \mu_2 \sqrt{2\ g\ H_n} \end{array} \right| = 2\ (\xi_1\ \mu_1 - \xi_2\ \mu_2\ )$$

Para turbinas helicoidales, Kaplan, hélice, bulbo, etc, se tiene, $\xi_1 = \xi_2 \Rightarrow \eta_{hid} = 2\ \xi_1 (\mu_1 - \mu_2\ )$

Para una turbina Pelton: $\begin{cases} c_1 = c_{1n} \Rightarrow \mu_1 = \varphi_1 \\ c_2 = c_{2n} \Rightarrow \mu_2 = \varphi_2 \end{cases} \Rightarrow \eta_{hid} = 2\ \xi_1 (\varphi_1 - \varphi_2\ )$

Para que dos turbinas tengan el mismo rendimiento hidráulico, basta que tengan iguales sus coeficientes óptimos de velocidad, con lo que a su vez tendrán semejantes los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida.

Grado de reacción: $1 - \sigma = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2\ g\ H_n} = \varphi_1^2 - \varphi_2^2$

Rendimiento máximo.- Para que el rendimiento hidráulico de la turbina sea máximo, interesa que lo sea H_{ef}, lo que sucede cuando $\alpha_2 = 90^o \Rightarrow \eta_{hid_{máx}} = \frac{c_1\ u_1\ \cos\alpha_1}{g\ H_n}$, por lo que las direcciones de $\vec{u}_2$ y $\vec{c}_2$ tienen que ser sensiblemente perpendiculares

$$c_1 = \varphi_1\ \sqrt{2\ g\ H_n} = \left| H_n = \frac{c_1\ u_1\ \cos\alpha_1}{g\ \eta_{hid_{máx}}} \right| = \varphi_1\ \sqrt{2\ \frac{c_1\ u_1\ \cos\alpha_1}{\eta_{hid_{máx}}}} \quad \Rightarrow \quad \left.\frac{c_1}{u_1}\right)_{\eta_{hid_{máx}}} = \frac{2\ \varphi_1^2\ \cos\alpha_1}{\eta_{hid_{máx}}}$$

$$\left.\frac{u_1}{c_1}\right)_{\eta_{hid_{máx}}} = \frac{\eta_{hid_{máx}}}{2\ \varphi_1^2 \cos\alpha_1} = \frac{\eta_{hid_{máx}}}{2\ \{(1 - \sigma) - \varphi_2^2\}\ \cos\alpha_1}$$

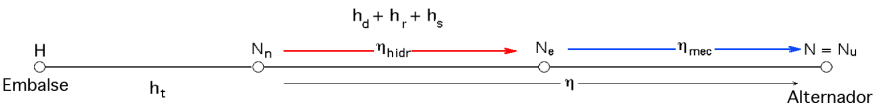
Número de revoluciones del rodete.- *En condiciones de rendimiento máximo* el número de r.p.m. del rodete es:

$$u_1 = \frac{\eta_{hid_{máx}} H_n\ g}{c_1\ \cos\alpha_1} = \left| c_1 = \varphi_1\ \sqrt{2\ g\ H_n} \right| = \frac{\eta_{hid_{máx}} H_n\ g}{\varphi_1 \sqrt{2\ g\ H_n}\ \cos\alpha_1} = \frac{\sqrt{2\ g\ H_n}\ \eta_{hid_{máx}}}{2\ \varphi_1 \cos\alpha_1} = \frac{\pi\ D_1 n}{60}$$

$$n = \frac{60 \sqrt{2\ g\ H_n}\ \eta_{hid_{máx}}}{2\ \pi\ D_1\ \varphi_1\ \cos\alpha_1} = \frac{30 \sqrt{2\ g}\ \eta_{hid_{máx}}}{\pi\ \varphi_1\ \cos\alpha_1}\ \frac{\sqrt{H_n}}{D_1} = n_s^* \frac{\sqrt{H_n}}{D_1}$$

siendo: $n_s^* = n$, para: $D_1 = 1$ m y $H_n = 1$ m.

Rendimientos hidráulico, volumétrico, orgánico y global.- En las turbinas hidráulicas, las pérdidas se pueden clasificar en la siguiente forma:



- *Pérdidas de carga* debidas al frotamiento del agua en la turbina (distribuidor y rodete), movi-

mientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes; las pérdidas que hasta este momento se han considerado son de este tipo, y a ellas corresponde el rendimiento hidráulico de la forma:

$$\eta_{hid} = \frac{N_{ef}}{N_n} = \frac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g\ H_n}$$

- *Pérdidas de caudal q* debidas a las fugas entre el estator (distribuidor), y la rueda móvil, a las que corresponde el rendimiento volumétrico:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{rodete}}{Q_{distribuidor}} = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q - q}{Q} > 0{,}95$$

- *Pérdidas por rozamiento mecánico,* en los órganos de transmisión tales como cojinetes y pivotes, por ventilación y por arrastre de los aparatos auxiliares como taquímetros, bombas de aceite, etc., correspondiendo a estas pérdidas el rendimiento orgánico o mecánico (pérdidas mecánicas):

$$\eta_{org} = \frac{N}{N_e} = \frac{N_e - N_{roz\ mec}}{N_e}$$

en la que la potencia útil, o potencia al freno, es igual a la potencia efectiva menos las pérdidas de potencia por rozamiento mecánico.

La potencia útil es la potencia que se tiene en el eje, a la salida de la turbina:

$$N = N_{ef}\ \eta_{mec} = \left| \eta_{hid} = \frac{N_{ef}}{N_n} \right| = N_n\ \eta_{hid}\ \eta_{mec} = \gamma\ Q\ H_n \eta_{hid}\ \eta_{mec} = \gamma\ Q\ H_n \eta$$

La potencia generada en la turbina es: $N_{ef} = \gamma\ Q\ H_n \eta_{hid} = \gamma\ Q_r H_{ef}$

Otros rendimientos manométricos son:
$$\begin{cases} \textit{la instalación: } \eta_{hid\ inst} = \dfrac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g\ H} \\ \textit{el rodete: } \eta_{hid\ rod} = \dfrac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g\ (H_{ef} + h_r)} \end{cases}$$

I.9.- CAUDAL

Si Q es el caudal que circula por el distribuidor, Q_r el que circula por la rueda y Ω_d la sección transversal del compartimento entre álabes a la salida del distribuidor, el valor de Q es:

$$Q = \mu_d\ \Omega_d\ c_1 = \mu_d\ \Omega_d \sqrt{2\ g\ (H_d - \frac{p_1 - p_{atm}}{\gamma})}$$

siendo μ_d el coeficiente de contracción del agua para esta sección.

El caudal Q_r que circula por el rodete es, $Q_r = Q - q$, siendo q el caudal que se pierde por fugas en los intersticios existentes entre el distribuidor y el rodete; con esta matización se tiene que el caudal entrante en la rueda es el mismo que sale, es decir, $Q_E = Q_S$, obteniéndose:

$$\left.\begin{array}{l} \textit{A la entrada: } Q_E = Q - q = \mu_1\ \Omega_1\ w_1 \\ \textit{A la salida: } Q_S = Q - q = \mu_2\ \Omega_2\ w_2 \end{array}\right\} \Rightarrow \mu_d\ \Omega_d\ c_1 = \mu_1\ \Omega_1\ w_1 = \mu_2\ \Omega_2\ w_2 \Rightarrow w_2 = \frac{\mu_d\ \Omega_d\ c_1}{\mu_2\ \Omega_2}$$

y la ***ecuación fundamental*** queda en la forma:

$$g\,H_n\eta_{hid} = c_1\;u_1\;\cos\alpha_1 = \left|\;\; u_1 = u_2\;\frac{D_1}{D_2} = \left\{u_2 = w_2\;\cos\beta_2\right\} = w_2\;\cos\beta_2\;\frac{D_1}{D_2}\;\;\right| =$$

$$= c_1\;w_2\;\cos\beta_2\;\frac{D_1}{D_2}\;\cos\alpha_1 = \left|\; w_2 = \frac{\mu_d\;\Omega_d\;c_1}{\mu_2\;\Omega_2}\;\right| = c_1^2\;\frac{\mu_d\;\Omega_d}{\mu_2\;\Omega_2}\;\frac{D_1}{D_2}\;\cos\alpha_1\;\cos\beta_2$$

y como prácticamente α_1 y β_2 están próximos a 0º y 180º, respectivamente, se pueden hacer (en valor absoluto) las siguientes aproximaciones:

$$\left.\begin{array}{l} h_{hid} \simeq \cos\beta_2\;\cos\alpha_1 \\ \dfrac{m_d}{m_2} \simeq 1 \end{array}\right\} \;\Rightarrow\; g\,H_n = c_1^2\;\frac{\Omega_d}{\Omega_2}\;\frac{D_1}{D_2} = 2\,g\,H_n\,(1-\sigma)\;\frac{\Omega_d}{\Omega_2}\;\frac{D_1}{D_2} \;\Rightarrow\; \frac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2\,(1-\sigma)\;\frac{D_1}{D_2}$$

que proporciona una relación aproximada entre las secciones y el grado de reacción σ.

Si la turbina es de tipo hélice : $D_1 = D_2 \;\Rightarrow\; \dfrac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2\;(1-\sigma)$

Si la turbina es de acción : $\sigma = 0 \;\Rightarrow\; \dfrac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2\;\dfrac{D_1}{D_2}$

Suponiendo que el ancho del canal de paso entre los álabes del distribuidor es *a* y la altura de los álabes *b*, siendo Z el numero de éstos, el caudal viene dado por:

$$Q = a\;b\;Z\;c_1$$

I.10.- VELOCIDADES SINCRÓNICA Y DE EMBALAMIENTO

Velocidad sincrónica.- En general una turbina va acoplada a un alternador que ha de generar electricidad a una determinada frecuencia, que en España es de 50 ciclos por segundo, por lo que su velocidad debe ser tal que, conjugada con el número de pares de polos, produzca esta frecuencia.

La relación que liga la velocidad del alternador *n* con el número de pares de polos *z* y con la frecuencia *f* de la corriente en ciclos por segundo es:

$$f = \frac{z\,n}{60} \quad\Rightarrow\quad \textit{Para } f = 50 \textit{ ciclos por segundo: } z\,n = 3000$$

Las velocidades que cumplen la condición anterior se llaman velocidades sincrónicas; así, una turbina acoplada directamente a un alternador ha de tener una velocidad sincrónica de la forma:

Para: z = 1, n = 3.000 rpm ; z = 2, n = 1.500 rpm ; z = 3, n = 1.000 rpm ; z = 4, n = 750 rpm

Velocidad de embalamiento.- Se entiende por velocidad de embalamiento, aquella a turbina descargada y con el distribuidor abierto; suele ser 1,8÷2,2 veces la velocidad de régimen según el tipo de turbina. Si se supone a la turbina en régimen estacionario (funcionamiento normal) y por cualquier circunstancia desaparece la carga y el regulador no actúa, la turbina se acelera; cuando

funciona a la velocidad de régimen, el par motor es igual al par resistente, y la ecuación del movimiento de los rotores es de la forma:

$$I \frac{dw}{dt} = C_m - C_r = 0$$

por ser la velocidad angular $\bar{w}$ constante

Al desaparecer la carga, el par resistente disminuye hasta otro valor $C_r^{'}$ producido por las resistencias pasivas, que es muy pequeño, por lo que: $I \frac{dw}{dt} >> 0$, y la velocidad se embalará nuevamente hasta que $C_r = C_m$ alcanzándose teóricamente una velocidad muy elevada.

Sin embargo, en la práctica esta velocidad alcanza valores comprendidos entre 1,8 ÷2,2 veces la velocidad de régimen, ya que cuando el rodete gira a la velocidad de régimen, la velocidad relativa de entrada del agua en la turbina es tangente al álabe a la entrada.

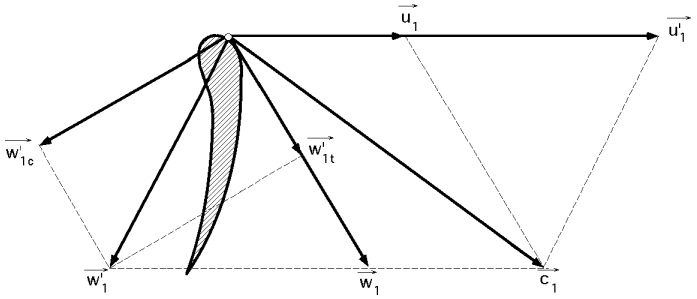


Fig I.21.- Triángulo de velocidades a la entrada y velocidad de embalamiento

Al cesar la carga sin actuar el regulador, la velocidad $\vec{c}_1$ sigue igual en magnitud y dirección, Fig I.21, pero $\vec{u}_1$ aumenta hasta $\vec{u}_1^{'}$, con lo que $\vec{w}_1$ se convierte en $\vec{w}_1^{'}$, y ya no es tangente al álabe a la entrada. Como $\vec{w}_1^{'}$ se puede descomponer en $\vec{w}_{1t}^{'}$ tangente al álabe y en $\vec{w}_{1c}^{'}$ perpendicular a $\vec{w}_{1t}^{'}$ que se conoce como componente de choque, la cual se opone al movimiento produciendo un frenado, impide que la velocidad de embalamiento alcance valores excesivos, siendo:

$n_{máx} < 1{,}8\ n$ *, para las turbinas de acción (Pelton)*

$n_{máx} < 2\ n$ *, para las turbinas de reacción (Francis)*

$n_{máx} < 2{,}2 \div 2{,}4\ n$ *, para las turbinas hélice (Kaplan)*