V.- TURBINAS KAPLAN Y BULBO

pfernandezdiez.es

V.1.- INTRODUCCIÓN

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en algunas minicentrales hidráulicas, presentamos este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas n_s mayores de 450, conduce a las turbinas hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con n_s del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco; cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se las denomina turbinas Bulbo.

En lo que sigue, vamos a exponer una teoría relativa al cálculo de turbinas Kaplan, que se puede aplicar directamente a las turbinas hélice y Bulbo.

Para una turbina hélice del tipo que sea, si se supone una velocidad de entrada $\vec{c}_1$ uniforme para toda la altura del perfil, las distintas curvaturas de las palas se deducen de las distintas velocidades periféricas $\vec{u}$ que tiene la rueda en los diversos puntos, Fig V.1, de forma que siempre se cumpla que:

$r\,u = Cte$

Si la entrada del agua (1) se efectúa sin choque, la superficie del álabe debe estar en una dirección tangente a la velocidad relativa de entrada del agua $\vec{w}_1$, por lo que el álabe tiene que ser, por lo que respecta a su altura, en la parte central e inicial, bastante vertical.

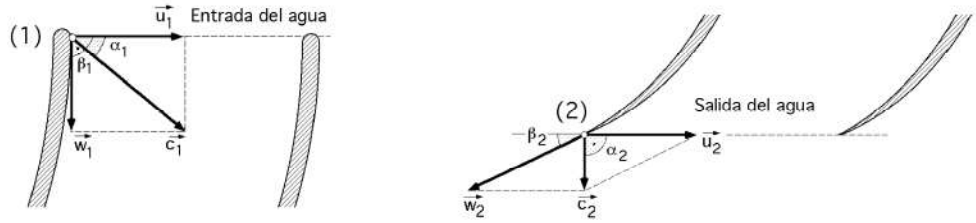
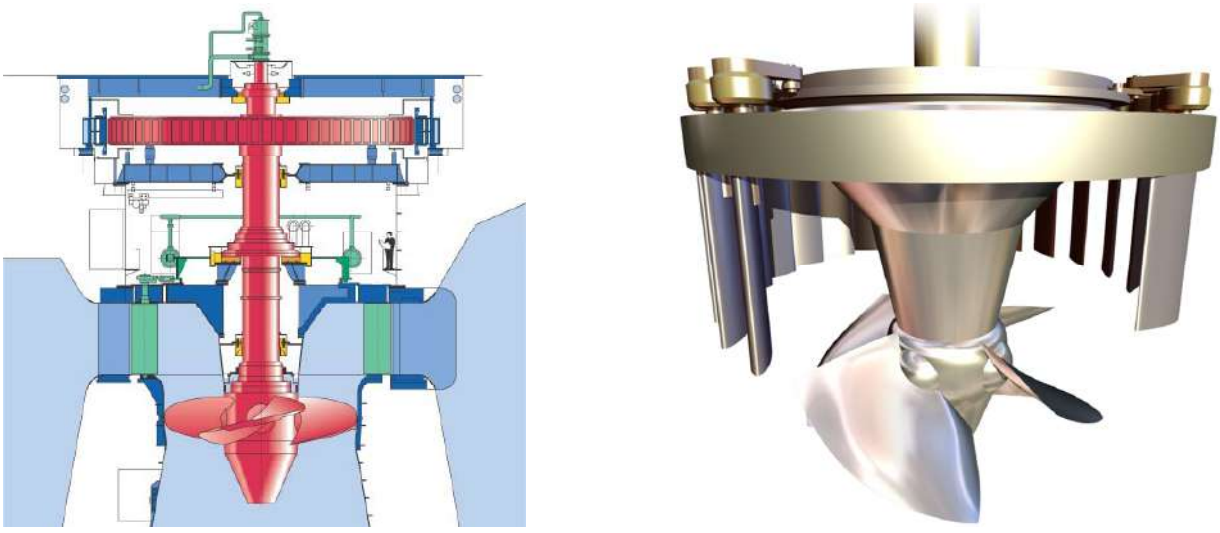


Fig V.1.- Triángulos de velocidades



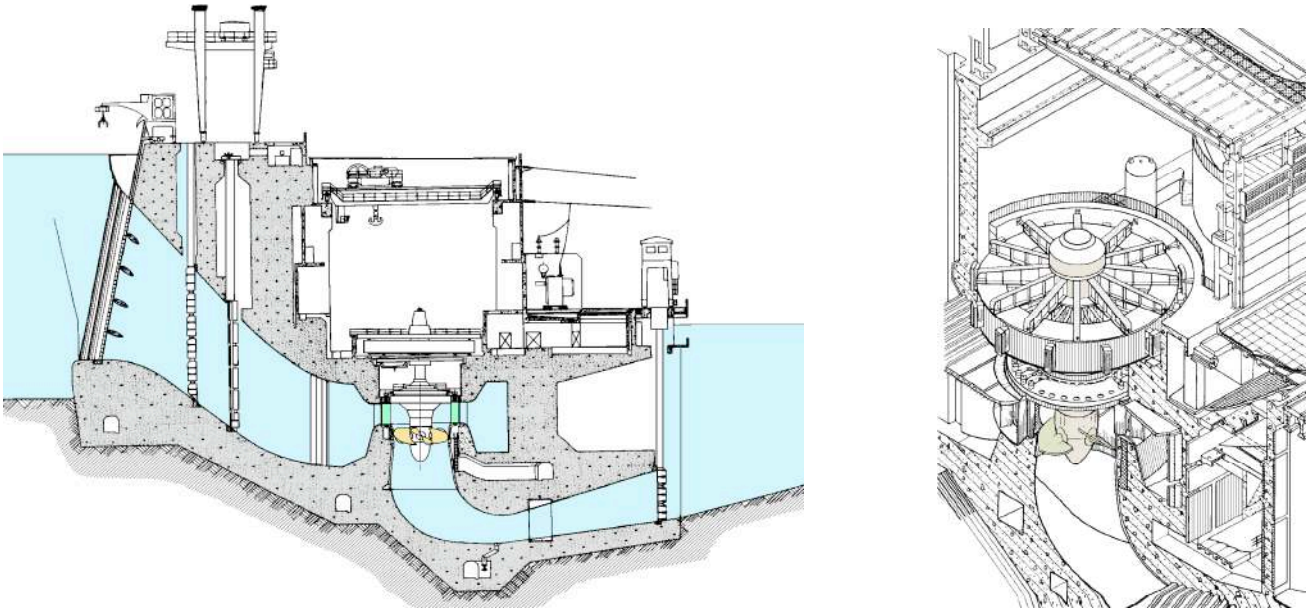


Fig V.2.- Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan, y diversas vistas del rodete y otros componentes

En la parte final del álabe, a la salida, éste se presenta más aplanado y la velocidad $\vec{c}_2$ debe ser prácticamente axial, siendo la velocidad $w_{2y} << w_{1y}$, dato que comprobaremos más adelante.

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice, o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0,4 del diámetro del tubo de aspiración d_3, con lo que se mejora mucho la circulación del agua,

alcanzándose valores de n_s por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis, y se sitúan algo por encima del rodete.

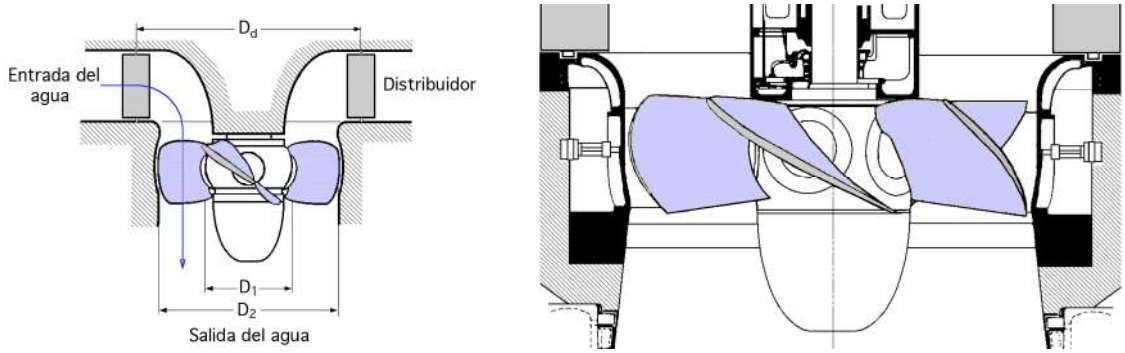


Fig V.3.- Rotor de una turbina Kaplan

En el interior del cubo se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que el número de las mismas sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete.

En la Tabla V.1 se indica el número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s que condiciona el salto neto H_n y la relación entre los diámetros del cubo y exterior del rodete n, observándose que un aumento del número de palas supone una disminución del n_s.

Tabla V.1.- Número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s

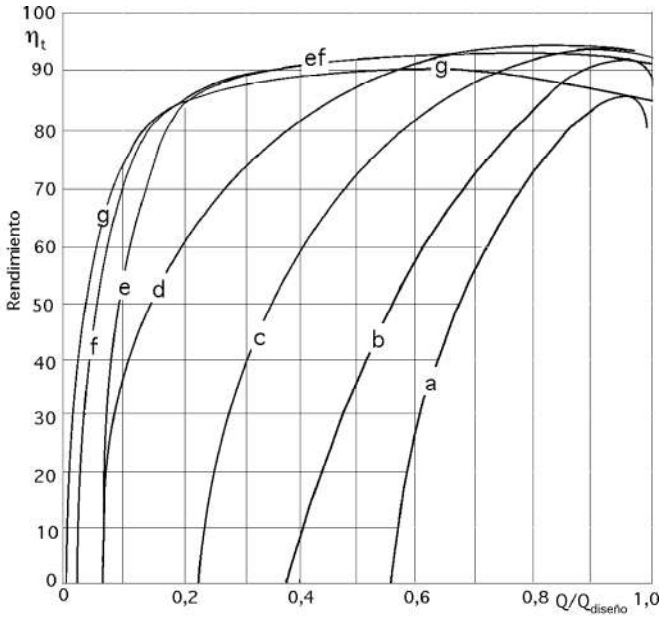
n_s	400-500	500-600	600-750	750-900	> 900
Z	7 a 8	6	5	4	3
H_m (metros)	60	50	40	20	5
Relación de cubo	0,6	0,55	0-5	0,4	0,3

A medida que aumenta H_n aumentan los esfuerzos que tienen que soportar los álabes, por lo que el cubo ha de tener mayor diámetro, tanto para poder alojar los cojinetes de los pivotes de los álabes, como para poder alojar el mayor número de álabes. Para alturas netas superiores a los 10 m, la turbina Kaplan empieza a ser más voluminosa que la turbina Francis, aunque mantiene la ventaja de tener los álabes orientables.

V.2.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS

A las turbinas hélice se las regula mediante álabes móviles en la corona directriz, (distribuidor), en forma análoga a como se hace en las turbinas Francis. A la entrada del rodete se origina una pérdida por choque y a la salida resulta una $\vec{c}_2$ mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada; ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento, de forma que éste desciende

tanto más rápidamente, cuanto mayor sea la velocidad de la turbina. Una característica negativa de las turbinas hélice es el bajo rendimiento de las mismas a cargas distintas de la nominal o diseño. En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.



(a) Turbina hélice: n_s= 1050 (curva en gancho) ; (b) Turbina hélice: n_s= 650 ; (c) Turbina Francis: n_s= 500 ; (d) Turbina Francis: n_s= 250 ; (e) Turbina Kaplan: n_s= 230 ; (f) Turbina Kaplan: n_s= 500 ; (g) Turbina Pelton: n_s= 10 a 30 (curva plana)

Fig V.4.- Rendimiento total de los diferentes tipos de turbinas en función del grado de la carga

La regulación más favorable se consigue cuando al girar las palas se conserva el mismo valor de $\vec{c}_{1n}$ y a la salida de las mismas se mantiene $\vec{c}_2$ perpendicular a $\vec{u}_2$.

En el caso ideal se tiene que cumplir la ecuación fundamental de las turbinas:

$$h_{hid}\ g\ H_n = c_1\ u_1\ \cos\alpha_1 - c_2\ u_2\ \cos\alpha_2$$

que para: $\alpha_2 = 90^\circ \ \Rightarrow\ u_1\ c_{1n} = \eta_{hid}\ g\ H_n$, para cualquier grado de admisión, alcanzándose elevados rendimientos en toda la zona de regulación, lo que se puede conseguir actuando al mismo tiempo sobre las palas del distribuidor y de la rueda. La forma de conseguir este aumento de rendimiento variando la posición de los álabes se explica a la vista de las Fig V.5 como sigue:

La velocidad relativa de entrada $\vec{w}_1$ tiene que ser tangente al álabe, por lo que éste tiene que quedar en la dirección de ella, a fin de que la entrada de agua tenga lugar sin choque; a la salida $\vec{c}_2$ tiene que alcanzar un valor razonable procurando sea perpendicular a $\vec{u}_2$ o formar un ángulo próximo a los 90°.

Al cambiar la posición de los álabes, disminuyendo por ejemplo la admisión, las velocidades se

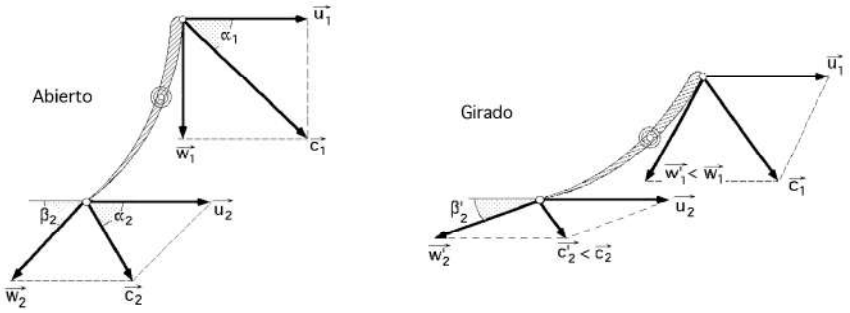


Fig V.5.- Modificación de los triángulos de velocidades al variar el ángulo de ataque

modifican; $\vec{c}_1$ será ahora menor que con admisión plena, porque el espacio libre existente encima del rodete resulta entonces excesivamente grande para un caudal menor, lo que origina una disminución de la velocidad; a la entrada, las paletas del rodete se pueden poner, aproximadamente, en la dirección $\vec{w}_1$ suavizándose así las pérdidas por choque. A la salida se tiene la ventaja de que al ser β_2 más pequeño, la velocidad $\vec{c}_2$ es también más pequeña, que es precisamente lo que interesa para aprovechar al máximo la energía puesta a disposición de la máquina; como dato curioso, para caudales pequeños, menores que los de diseño, el tubo de aspiración quedará siempre lleno, en forma análoga a cuando se trabaja con el caudal de proyecto, pero saliendo a una velocidad $\vec{c}_2$ menor.

La doble regulación de una turbina Kaplan hace que ésta sea más cara que una Francis de igual potencia, por lo que se utilizan en aquellas instalaciones en que se desee conseguir rapidez de giro y máxima facilidad de regulación. Si esta última condición no es muy precisa, es decir, si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible utilizar una turbina hélice, que por su sencillez, es muy superior a la Francis.

La curva de rendimiento de una turbina Kaplan es una curva plana, y su rendimiento a cargas intermedias es superior no sólo al de las turbinas hélice, sino al de todas las turbinas Francis, siendo su curva de rendimiento comparable con las curvas planas características de las turbinas Pelton.

Esta curva de rendimiento plana, como se muestra en la Fig V.6, es la envolvente de las curvas que se obtendrían con un número infinito de rodetes de turbina hélice de n_s crecientes. Esta curva sólo se obtiene utilizando una combinación óptima del ángulo del rodete y de la apertura del distribuidor.

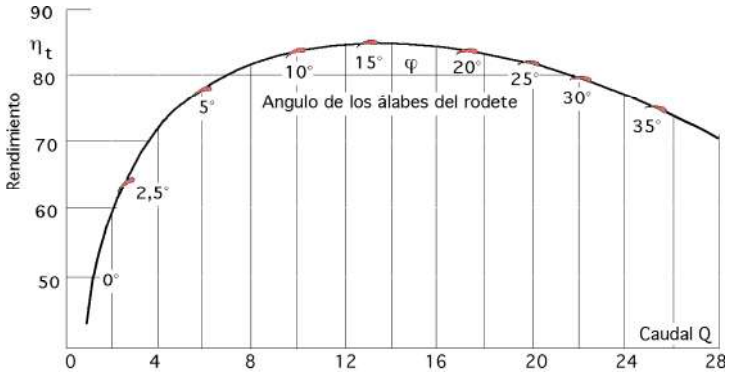


Fig V.6.- Curva de rendimiento de una turbina Kaplan

V.3.- MECANISMO DE REGULACIÓN EN LAS TURBINAS KAPLAN

En la Fig V.7 se presenta un esquema del mecanismo de regulación de las palas móviles del rodete, dispuesto en el interior del cubo. Cada pala se prolonga mediante un eje, que penetra en el cubo, perpendicular al eje de giro de la rueda. Cada eje de pala pivota en dos palieres P_1 y P_2 entre los que se encuentra calada una palanca L que es la que regula la orientación de la pala, y que a su vez va sujeta al eje de la rueda. La fuerza centrífuga de la pala se transmite a la palanca L mediante bieletas, y en turbinas muy importantes, por un sistema de anillo incrustado en el eje y apoyado sobre L.

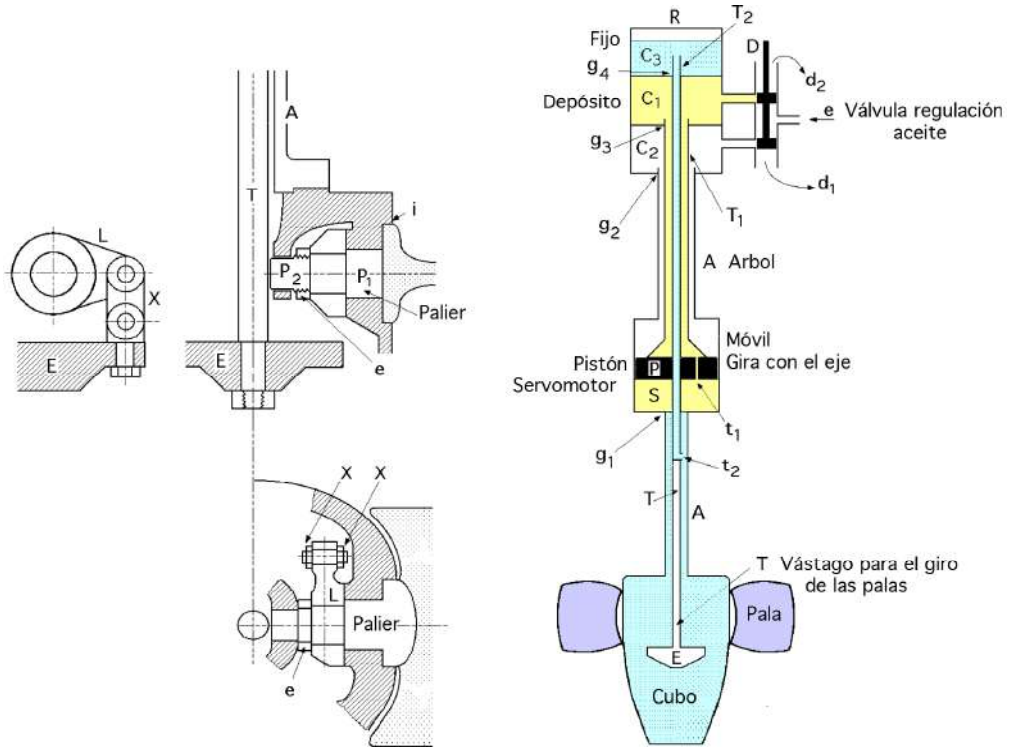


Fig V.7.- Mecanismo de regulación de las palas de una turbina Kaplan

Las bieletas X colocadas en la extremidad de la palanca L van sujetas al árbol mediante un soporte E; todo ello está dirigido por un vástago que pasa por el interior del árbol A, de forma que cualquier desplazamiento axial de este vástago provoca una rotación simultánea de todas las palas. Todo el mecanismo de regulación está bañado en aceite a una cierta presión, (en las Bulbo del orden de $2 \div 3$ atm), proporcionando la lubricación necesaria a todos los cojinetes y conexiones, y no permitiendo la entrada del agua en el interior del cubo.

El vástago T se acciona por un servomotor S que gira solidario con el árbol; por encima de éste va situado un depósito fijo R, en el que las cámaras C_1 y C_2 están comunicadas con una válvula de regulación de aceite D de una entrada y dos salidas.

En el interior del árbol A existen dos tubos concéntricos T_1 y T_2 por los que pasa el aceite a pre-

sión; el conducto entre el árbol y T_1 pone en comunicación la cámara C_1 con la parte inferior del servomotor a través del agujero t_1 practicado en el pistón P que actúa directamente sobre el vástago T de regulación.

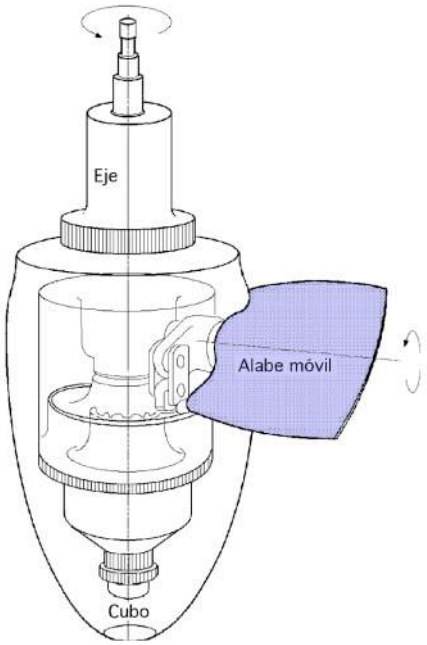


Fig V.8.- Disposición del cubo y la pala (Kaplan)

Como se trata de piezas giratorias, hay que procurar en g_2, g_3 y g_4 evitar pérdidas o fugas de aceite entre las diversas cámaras que están a presiones diferentes; asimismo, como el conjunto formado por el pistón P el vástago T y los tubos T_1 y T_2 situados en el interior del árbol A tienen que ir también engrasados, hay que disponer una junta de estancamiento en g_1 de forma que se evite la comunicación desde la parte interior del cubo de la rueda hacia la parte inferior del pistón P del servomotor, que está a presión variable.

Según sea la posición del distribuidor de aceite D se puede colocar una de las caras del pistón P en comunicación con la llegada de aceite a la presión de la tubería de entrada e, mientras que el otro lado del pistón P está a la presión de descarga. El interior del tubo T_2 pone en comunicación la parte superior del depósito R (cámara C_3), con el interior del cubo de la rueda, por medio de un agujero t_2 practicado en la cruceta de mando T de orientación de las palas. Esta cámara C_3, que está a la presión atmosférica, contiene aceite a un cierto nivel y juega el papel de depósito de expansión del aceite contenido en el cubo, siendo este volumen de aceite función de la posición de las palas.

Esta cámara se debe situar en un nivel tal que la presión estática que asegura la presencia de aceite en el cubo, sea suficiente para evitar la entrada del agua en el interior del cubo. El servomotor S puede estar colocado en una posición cualquiera del árbol, como en la parte superior, o por encima del alternador, o bien entre el alternador y la turbina, o por debajo del mecanismo de orientación de las palas cuando el espacio lo permita, como en la Fig V.8, etc.

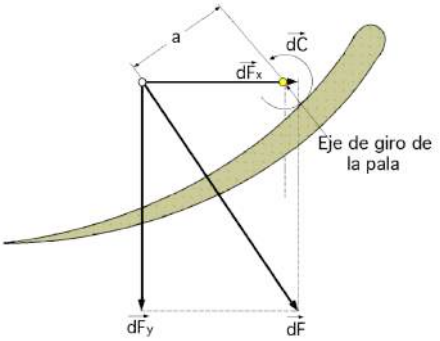


Fig V.9.- Reacción del agua sobre las palas

Momento hidráulico.- La reacción del agua sobre las palas de la rueda provoca en cada una de ellas un esfuerzo dR que a su vez se puede descomponer en otros dos, Fig V.9, dF_x y dF_y la posición de dR, es decir, su brazo de palanca a, con relación al eje de la articulación elegido O, no se puede determinar más que a partir de un estudio teórico o experimental del movimiento del agua, capaz de crear presiones en todos los puntos del álabe. El momento hidráulico $dC = a\,dR$ varía con la posición de las palas y es imposible situar el eje de la articulación en un punto en que para cual-

quier posición del álabe este momento sea nulo, lo cual implica el que en una posición determinada de la pala, ésta tenga tendencia hacia la apertura o hacia el cierre; en la mayoría de los casos el eje está situado de forma que tienda a reducirse el par de maniobra todo lo que sea posible. En algunos casos, el eje del álabe se sitúa de forma que exista una tendencia al cierre, lo que constituye una medida de seguridad contra el embalamiento, ante la eventualidad de un fallo en el mecanismo de regulación.

El servomotor se tiene que calcular para vencer el par hidráulico maximal de la pala, teniendo también en cuenta los efectos de rozamiento de los diversos mecanismos que conforman el sistema de regulación.

V.4.- TEORÍA AERODINÁMICA DE LAS TURBOMÁQUINAS AXIALES

Si se considera una sección cilíndrica del rodete, coaxial, de radio R, desarrollada sobre un plano (x, y), de forma que sobre el mismo se encuentren las trayectorias relativas al fluido y las secciones de las palas formando lo que se conoce como persiana, parrilla o enrejado de álabes, de paso t y cuerda l, se puede obtener una solución aproximada del problema considerando un movimiento plano y permanente a través de dicha persiana, Fig V.10.

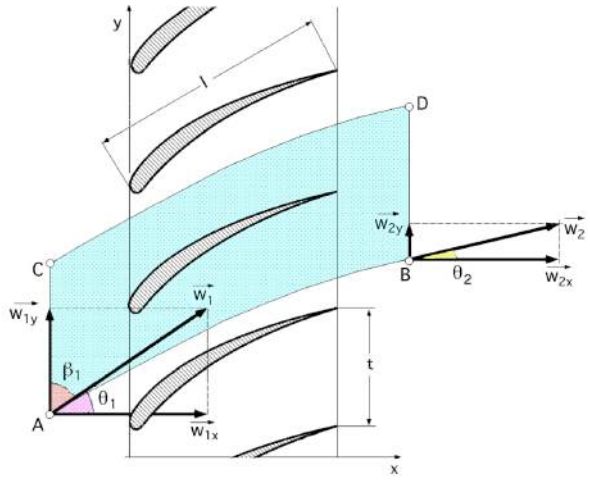


Fig V.10.- Persiana de álabes

El contorno (ABCDA) se puede suponer formado por dos líneas de corriente (CD) y (AB) deducidas la una de la otra mediante la traslación t igual al paso tangencial de la persiana.

Los caudales que atraviesan esta sección cilíndrica desarrollada sobre el plano, son:

A través de (AB) y (CD), nulos

A través de (AC) y (BD), iguales, por la ecuación de continuidad; ésto implica que $\begin{cases} w_{1x} = w_{1m} \\ w_{2x} = w_{2m} \end{cases}$ *sean normales a la dirección de* $\vec{u}$ *, por lo que las componentes meridianas de la velocidad relativa a la entrada y salida tienen que ser iguales:*

$w_{1x} = w_{2x}$; $w_{1m} = w_{2m}$

La circulación Γ es igual a la suma algebraica de las intensidades de todos los torbellinos que existan en la región interior a la curva cerrada (ABCDA); la circulación Γ a lo largo de (ABCDA), o lo que es lo mismo, la circulación alrededor de un álabe, al ser la misma a lo largo de (AB) y (DC) es:

$$\Gamma = t\,(w_{2y} - w_{1y}) = t\,(w_{2n} - w_{1n})$$

Las componentes de la resultante $\vec{F}(x, y)$ de las fuerzas que actúan sobre el álabe, son:

- *La fuerza axial* $\vec{F}_x$ *(paralela al eje de giro)*

- *La fuerza de par* $\vec{F}_y$ *(en un plano normal al eje de giro)*

Sobre el eje Ox se tiene la fuerza axial:

$$F_x = t\,(p_1 - p_2\,)$$

en la que: $\begin{cases} t \text{ (paso), es la sección de entrada del agua entre dos álabes por unidad de altura del álabe} \\ p_1 \text{ y } p_2 \text{ son las presiones del fluido a la entrada y salida de los álabes} \end{cases}$

Si se considera que el fluido es perfecto e incompresible, el Teorema de Bernoulli proporciona:

$$p_1 + \rho\ \frac{w_1^2}{2} = p_2 + \rho\ \frac{w_2^2}{2} \quad ; \quad p_1 + \rho\ \frac{w_{1x}^2 + w_{1y}^2}{2} = p_2 + \rho\ \frac{w_{2x}^2 + w_{2y}^2}{2}$$

$$p_1 - p_2 = \rho\,\left(\frac{w_{2x}^2 + w_{2y}^2}{2} - \frac{w_{1x}^2 + w_{1y}^2}{2}\right) = \left|\, w_{1x} = w_{2x} \,\right| = \rho\ \frac{w_{2y}^2 - w_{1y}^2}{2} = \rho\ \frac{\Gamma}{t}\ \frac{w_{2y} + w_{1y}}{2}$$

obteniéndose:

$$F_x = \rho\ \frac{\Gamma}{t}\ (w_{2y} + w_{1y}\,) = \rho\ \frac{\Gamma}{t}\ (w_{2n} + w_{1n}\,)$$

Sobre el eje Oy se tiene la fuerza de par (radial); aplicando el Teorema de la Cantidad de Movimiento:

$$F_y = \rho\ \Gamma\ w_{1x}\,(w_{1y} - w_{2y}\,) = -\,\rho\ w_{1x}\ \Gamma = \left|\begin{array}{c} w_{1x} = w_{2x} \\ w_{1x} = \dfrac{w_{1x} + w_{2x}}{2} \end{array}\right| = -\,\rho\ \frac{w_{1x} + w_{2x}}{2}\ \Gamma = -\,\rho\ \frac{w_{1m} + w_{2m}}{2}\ \Gamma$$

La fuerza resultante $\vec{F}$ es perpendicular a la cuerda; la velocidad relativa media del agua $\vec{w}_m$ a su paso por los álabes es, Figs V.11:

$$F = \rho\ w_m\,|\Gamma|, \quad con:\ \vec{w}_m = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2}$$

Si el paso t aumenta indefinidamente, la circulación Γ permanece constante y la diferencia de

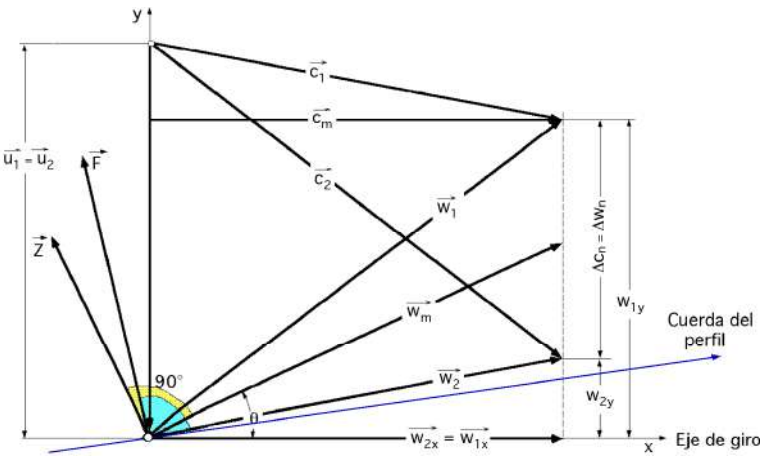


Fig V.11.- Velocidad relativa media del agua $\vec{w}_m$

velocidades $(w_{2y} - w_{1y})$ tiende a cero, pero los resultados subsisten, obteniéndose la formulación de Kutta-Joukowski, en la que $\vec{w}_m$ se reemplaza por la velocidad $\vec{w}_\infty$, velocidad sin perturbar:

$$F = \rho\, w_\infty \left|\Gamma\right|$$

Para el caso de un fluido real, hay que tener en cuenta las pérdidas de energía experimentadas por el fluido al atravesar la persiana de álabes; dicha persiana viene determinada, geométricamente, por:

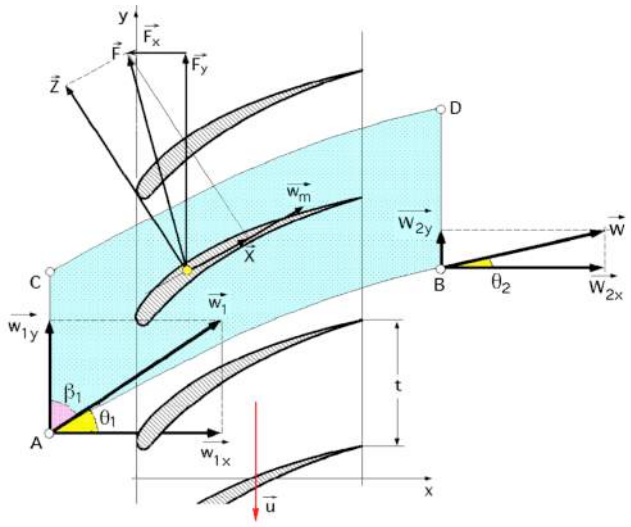


Fig V.12 - Fuerza de sustentación Z y de arrastre X

- *La forma del perfil del álabe*

- *El paso relativo* $\dfrac{t}{l} = \dfrac{\text{Sección de entrada}}{\text{Longitud de la cuerda}}$

- *La inclinación* θ *que es el ángulo que forma la velocidad relativa* $\vec{w}_m$ *con el eje de giro definido por la dirección x*

- *La acción de la corriente fluida sobre el perfil viene representada por la fuerza* $\vec{F}$ *por unidad de longitud del álabe l que se puede descomponer en:*

a) Una componente $\vec{Z}$ *perpendicular a* $\vec{w}_m$ *(fuerza de sustentación)*

b) Una componente $\vec{X}$ *paralela a* $\vec{w}_n$ *(fuerza de arrastre), Fig V.12*

Las velocidades periféricas a la entrada y a la salida $\vec{u}_1$ y $\vec{u}_2$ son iguales.

La componente $\vec{X}$ (fuerza de arrastre) de la resultante $\vec{F}$ es de la forma:

$$X = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{wx}\; l\, w_m^2 = \left| c_m = w_m\, \cos\theta \right| = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{wx}\; l\, \frac{c_m^2}{\cos^2\theta}$$

La componente $\vec{Z}$ (fuerza de sustentación), es:

$$Z = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{wz}\; l\, w_m^2 = \left| c_m = w_m\, \cos\theta \right| = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{wz}\; l\, \frac{c_m^2}{\cos^2\theta}$$

en ambas, C_{wx} y C_{wz} son los coeficientes de arrastre y sustentación, respectivamente.

Los valores de $\vec{F}_x$ *y* $\vec{F}_y$ *componentes de* $\vec{F}$ *en las direcciones (x, y), son:*

Fuerza axial: $F_x = X\cos\theta - Z\,\text{sen}\,\theta = (p_1 - p_2)\,t$

Fuerza radial o de par: $F_y = X\,\text{sen}\,\theta + Z\cos\theta = \rho\, c_m t\,(w_1\ \text{sen}\,\theta_1 - w_2\ \text{sen}\,\theta_2) = -\,\rho\, c_m\, t\, \Delta w_n$

o también:

$$F_y = \frac{1}{2}\, C_{wx}\, l\, \frac{c_m^2}{\cos^2\theta}\ \text{sen}\,\theta + \frac{1}{2}\, C_{wz}\, l\, \frac{c_m^2}{\cos^2\theta}\cos\theta = \left| \begin{array}{c} \dfrac{C_{wx}}{C_{wz}} = tg\,\varepsilon \\ c_m = w_m\ \cos\theta \end{array} \right| = \frac{1}{2}\, C_{wz}\, l\, tg\,\varepsilon\ \frac{c_m}{\cos^2\theta}\ \text{sen}\,\theta + \frac{1}{2}\, C_{wz}\ l\ \frac{c_m}{\cos\theta}$$

La ***esbeltez aerodinámica del perfil*** viene caracterizada por el valor de $cotg\ \varepsilon$; para los álabes normalmente empleados, $10 < cotg\ \theta < 80$, por lo que en primera aproximación se puede despreciar el valor de $tg\ \varepsilon$ obteniéndose:

$$\frac{\Delta w_n}{w_m} = C_{wz}\ \frac{l}{2\,t}$$

que es la ecuación fundamental de la Teoría de persianas de álabes y de la que se puede obtener el coeficiente de empuje ascensional C_{wz}.

La pérdida de energía h_r que experimenta el fluido al atravesar la persiana de álabes se obtiene teniendo en cuenta que la energía perdida es igual al trabajo de las fuerzas de rozamiento $(w_m\ X)$, es decir:

$$\gamma\ w_m\ t\ h_r\ cos\ \theta = w_m X \quad ; \quad h_r = \frac{X}{\gamma\ t\ cos\ \theta}$$

En general es preciso modificar estos valores mediante unos coeficientes de corrección, ya que al no considerar un solo álabe, sino varios, se produce una interacción.

Estas modificaciones son pequeñas cuando $\frac{t}{l} > 3$ pero en caso contrario hay que introducir unos factores de corrección de los valores de C_{wx} y C_{wz}.

V.5.- PARÁMETROS DE DISEÑO DEL RODETE KAPLAN

Relación de diámetros.- Los diámetros nominales, exterior D_e de las palas e interior (cubo) D_i, cuya relación $\nu = \frac{D_i}{D_e}$ debe cumplir los valores de ν comprendidos en el intervalo: $0{,}38 < \nu < 0{,}63$

Solidez y número de palas.- La solidez de la persiana de álabes oscila entre los valores:

$(\frac{l}{t})_e = 1 \div 0,7$; $(\frac{l}{t})_i = 1,8 \div 3$; número de palas: $Z = \frac{\pi\ D_e}{t}$

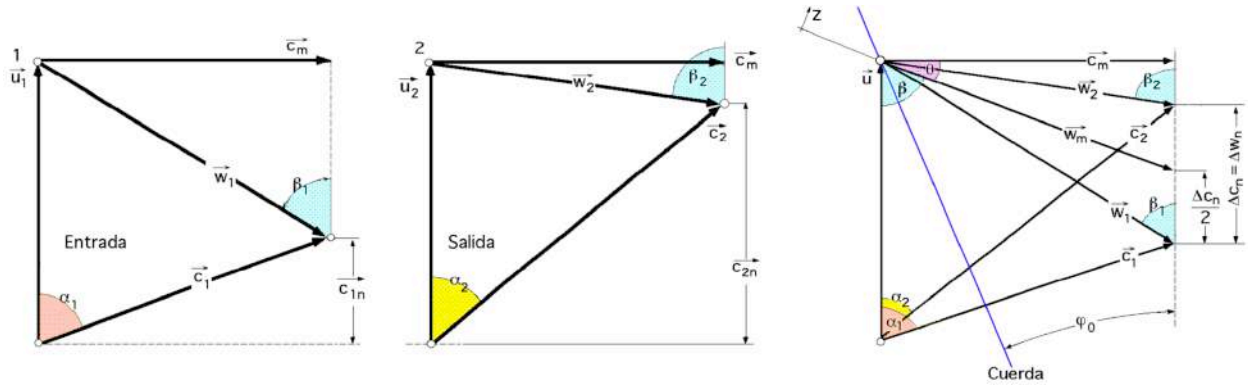


Fig V.13.- Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida

Triángulos de velocidades.- Los triángulos de velocidades para la turbina Kaplan son los indi-

cados en las Fig V.13, en los que θ es el ángulo que forma $\vec{w}_m$ con la dirección del eje de giro de la turbina; su formulación es la misma que en las turbinas Francis.

Rendimiento hidráulico.- El rendimiento hidráulico para cualquier turbomáquina es de la forma:

$$\eta_m = \frac{u\ \Delta c_n}{g\ H_n} = \frac{H_n}{H_n + h_r} = \left| \begin{array}{c} H_n = \frac{u}{g}\ (c_{1n} - c_{2n}\ ) = \frac{u}{g}\ (c_1\ cos\ \alpha_1 - c_2\ cos\ \alpha_2\ ) \\ \Delta c_n = c_{1n} - c_{2n} \\ h_r = \frac{X}{\gamma\ t\ cos\ \theta} = \frac{1}{2}\ \frac{\rho\ C_{wx}\ l\ w_m^2}{\gamma\ t\ cos\ \theta} = \frac{1}{2\,g}\ \frac{C_{wx}\ l}{t}\ \frac{w_m^2}{cos\ \theta} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{\frac{u}{g}\ (c_{1n} - c_{2n}\ )}{\frac{u}{g}\ (c_{1n} - c_{2n}\ ) + \frac{1}{2\,g}\ \frac{C_{wx}\ l}{t}\ \frac{w_m^2}{cos\ \theta}} = \frac{1}{1 + \frac{C_{wx}\ l}{2\,t}\ \frac{w_m^2}{\Delta w_n}\ \frac{1}{u\ cos\ \theta}} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} \frac{2\,t}{l}\ \frac{\Delta w_n}{w_n} = - C_{wz}\ (tg\ \varepsilon\ tg\ \theta + 1) \\ \frac{1}{2\,t\ \Delta w_n} = \frac{1}{c_{wz}\ w_n\ (tg\ \varepsilon\ tg\ \theta + 1)} \end{array} \right| = \frac{1}{1 + \frac{C_{wx}\ w_m^2}{c_{wz}\ w_n\ (tg\ \varepsilon\ tg\ \theta + 1)\ u\ cos\ \theta}} = \frac{1}{1 + \frac{w_m\ tg\ \varepsilon}{(tg\ \varepsilon\ tg\ \theta + 1)\ u\ cos\ \theta}} =$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{w_m\ sen\ \varepsilon}{(cos\ \varepsilon\ cos\ \theta + sen\ \varepsilon\ sen\ \theta\ )\ u}} = \frac{1}{1 + \frac{w_m\ sen\ \varepsilon}{cos\ (\theta - \varepsilon\ )\ u}}$$

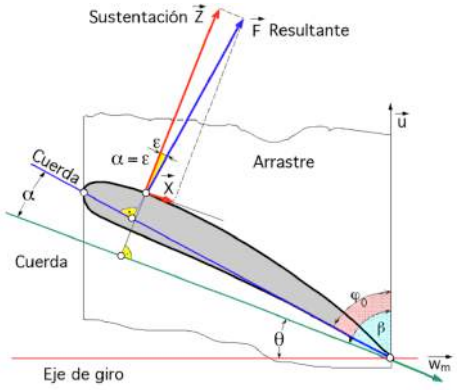


Fig V.14.- Ángulo de ataque α

Ángulo de ataque α .- Si llamamos φ_0 el ángulo de inclinación de los álabes, (ángulo que forma la cuerda del perfil con la dirección $\vec{u}$), Fig V.14, el valor del ángulo de ataque α, que es el ángulo que forma la cuerda del perfil con la velocidad media del agua $\vec{w}_m$, (relativa o aparente), es: $\alpha = \beta - \varphi_0 = \varepsilon$

Haciendo:

$$C_{wz} = \frac{2\,t\ \Delta w_n}{l\ w_n} = 2\ \pi\ k\ sen\ \alpha = 2\ \pi\ k\ sen\ (\beta - \varphi_0\ )$$

en la que k es un coeficiente corrector , Fig V.15, que se introduce al considerar que el álabe no está aislado, determinándose su valor de forma experimental en función de la relación $\frac{t}{l}$.

$$\frac{t}{l}\ \frac{l}{\pi}\ \frac{\Delta w_n}{w_m} = \left| \begin{array}{c} c_m = w_m\ cos\ \theta = w_m\ sen\ \beta \quad ; \quad w_m = \frac{c_m}{sen\ \beta} \\ \Delta w_n = \Delta c_n = c_{1n} - c_{2n} = c_m\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ ) \end{array} \right| = \frac{t}{l}\ \frac{l}{\pi}\ \frac{c_m\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )}{c_m}\ sen\ \beta = K\ sen\ (\beta - \varphi_0\ )$$

$$cotg\ \beta_1 = cotg\ \beta_2 + \frac{K\,l\,\pi}{t}\ \frac{sen\ (\beta - \varphi_0\ )}{sen\ \beta} = cotg\ \beta_2 + \frac{K\,l\,\pi}{t}\ sen\ \varphi_0\ (cotg\ \varphi_0 - cotg\ \beta\ ) =$$

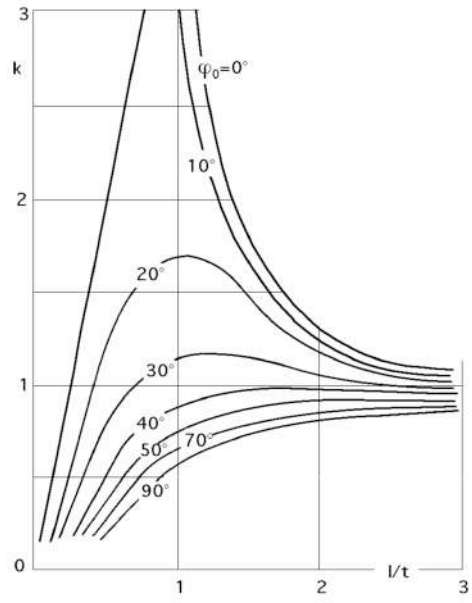


Fig V.15.- Factor de corrección k del coeficiente Cw_z

$$= \left| cotg\ \beta = \frac{cotg\ \beta_1 + cotg\ \beta_2}{2} \right| =$$

$$= cotg\ \beta_2 + \frac{K\ l\ \pi}{t}\ sen\ \varphi_0\ \left(cotg\ \varphi_0 - \frac{cotg\ \beta_1 + cotg\ \beta_2}{2}\right)$$

$$cotg\ \beta_1 \left(1 + \frac{K\ l\ \pi}{2\ t}\ sen\ \varphi_0\right) =$$

$$= cotg\ \beta_2 \left(1 - \frac{K\ l\ \pi}{2\ t}\ sen\ \varphi_0\right) + \frac{K\ l\ \pi}{t}\ cos\ \varphi_0$$

El valor, $\frac{K\ l\ \pi}{2\ t}\ sen\ \varphi_0 = d$, es una constante para cada enrejado de álabes, por lo que:

$$cotg\ \beta_1 (1 + \delta) = cotg\ \beta_2 (1 - \delta) + 2\ \delta\ cotg\ \varphi_0 \ \Rightarrow$$

$$\Rightarrow\ cotg\ \beta_1 = cotg\ \beta_2\ \frac{1 - \delta}{1 + \delta} + \frac{2\ \delta}{1 + \delta}\ cotg\ \varphi_0$$

a partir de los cuales se puede hallar el valor del ángulo de ataque, $\alpha = \beta_1 - \varphi_0$

V.6.- CAUDAL

El flujo a nivel de distribuidor, en una turbina Kaplan, se presenta radial, mientras que pasa a ser axial al alcanzar el rodete. En la Bulbo el flujo es siempre axial.

La zona de acción del rodete que permite pivotar a los álabes se encuentra comprendida, para:

- *Las turbinas hélice, entre dos superficies cilíndricas coaxiales*
- *Las Kaplan, entre dos superficies esféricas concéntricas*

En el supuesto de considerar la cámara del rodete cilíndrica, el valor del caudal es:

$$Q = \frac{\pi\ (D_e^2 - D_i^2)}{4}\ c_m = \frac{\pi\ D_e^2}{4}\ \left(1 - \frac{D_i^2}{D_e^2}\right) c_m = \frac{\pi\ D_e^2}{4}\ (1 - \nu^2)\ c_m$$

$$\Delta c_n = \Delta w_n = c_m\ (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2) = c_m\ \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta}\ cotg\ \beta_2 + \frac{2\ \delta}{1 + \delta}\ cotg\ \varphi_0 - cotg\ \beta_2\right) =$$

$$= c_m\ \left(\frac{-\ 2\ \delta}{1 + \delta}\ cotg\ \beta_2 + \frac{2\ \delta}{1 + \delta}\ cotg\ \varphi_0\right) = \frac{2\ \delta}{1 + \delta}\ c_m\ (cotg\ \varphi_0 - cotg\ \beta_2) =$$

$$= \left| \begin{array}{l} w_2\ sen\ \beta_2 = c_2\ sen\ \alpha_2 = c_m \\ w_2\ cos\ \beta_2 = c_2\ cos\ \alpha_2 = u \\ w_2\ sen\ \beta_2\ cotg\ \beta_2 + c_2\ sen\ \alpha_2\ cotg\ \alpha_2 = u \\ c_m\ cotg\ \beta_2 + c_m\ cotg\ \alpha_2 = u \end{array} \right| = \frac{2\ \delta}{1 + \delta}\ \{c_m\ (cotg\ \varphi_0 + cotg\ \alpha_2) - u\} =$$

$$= \left| \eta_{man} = \frac{u\ \Delta c_n}{g\ H_n} \right| = \frac{\eta_{man}\ g\ H_n}{u} \quad \Rightarrow \quad c_m = \frac{\frac{\eta_{man}\ g\ H_n}{u}\ \frac{1 + \delta}{2\ \delta} + u}{cotg\ \varphi_0 + cotg\ \alpha_2}$$

$$Q = \frac{\pi\ D_e^2}{4}\ (1 - \nu^2\ )\ \frac{\frac{\eta_{man} g\ H_n}{u}\ \frac{1+\delta}{2\ \delta} + u}{cotg\ \varphi_0 + cotg\ \alpha_2} = \frac{\pi\ D_e^2}{4}\ (1 - \nu^2\ )\ \frac{\frac{\eta_{man}\ g\ H_n}{\pi\ n\ D_e}\ \frac{1+\delta}{2\ \delta} + \frac{\pi\ n\ D_e}{60}}{cotg\ \varphi_0 + cotg\ \alpha_2}$$

En variables reducidas:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_e^2\ \sqrt{H_n}} \quad ; \quad n_{11} = \frac{n\ D_e}{\sqrt{H_n}} \quad \Rightarrow \quad Q_{11} = \frac{\pi}{4}\ (1 - \nu^2\ )\ \frac{60\ \frac{\eta_{man}\ g}{\pi\ n_{11}}\ \frac{1+\delta}{2\ \delta} + \frac{\pi\ n_{11}}{60}}{cotg\ \varphi_0 + cotg\ \alpha_2}$$

ecuación que concuerda muy bien con los datos experimentales y expresa que el caudal de las turbinas Kaplan aumenta con:

- *El grado de apertura x del distribuidor*
- *El aumento del ángulo φ_0 girado por los álabes móviles*
- *La disminución de la solidez del enrejado de álabes $\frac{l}{t}$, es decir, con la disminución de δ*
- *El aumento del rendimiento hidráulico*

En las turbinas lentas, en las que el enrejado tiene una solidez elevada, (δ es grande), el caudal aumenta a partir de un cierto número de revoluciones n_{11}, aunque en la práctica es para todo el régimen de funcionamiento de la turbina; en las turbinas rápidas, al ser el número de álabes menor, es decir, d más pequeño, al aumentar el número de revoluciones el caudal disminuye.

La expresión del caudal para ($\alpha_2 = 90°$) queda en la forma:

$$Q_{11(c_{2n}\,=\,0)} = \frac{\pi}{4}\ \frac{1 - \nu^2}{cotg\ \varphi_0}\ (60\ \frac{\eta_{hid}\ g}{\pi\ n_{11}}\ \frac{1+\delta}{2\ \delta} + \frac{\pi\ n_{11}}{60}\ ) = \left|\ \frac{\pi\ n_{11}}{60} >> 60\ \frac{\eta_{hid}\ g}{\pi\ n_{11}}\ \frac{1+\delta}{2\ \delta}\ \right| = \frac{\pi}{4}\ \frac{1 - \nu^2}{cotg\ \varphi_0}\ \frac{\pi\ n_{11}}{60}$$

que aumenta al disminuir la solidez del enrejado; al aumentar la inclinación del álabe φ_0 permaneciendo constantes el resto de las condiciones, $Q_{11} > Q_{11(c_{2n}\,=\,0)}$, la circulación es positiva.

V.7.- EXPRESIÓN DEL PAR MOTOR EN FUNCIÓN DE LA CIRCULACIÓN

Sobre cada elemento del perfil de una turbomáquina, situado a una distancia r del eje de la misma, actúa una fuerza elemental que se puede descomponer en dos direcciones, de las que una, la fuerza axial $\vec{F}_x$ es paralela al eje de giro, y que por lo tanto no produce ningún momento con relación a dicho eje; la otra componente, fuerza de par $\vec{F}_y$, está situada en un plano normal al eje de giro, y es la que proporciona el par motor.

Sobre un elemento de pala de espesor dr actúa una fuerza $d\vec{F}_y$ en el mismo sentido que la velocidad $\vec{u}$; el momento C de esta fuerza sobre el álabe en la sección infinitesimal dr comprendida entre r y $(r + dr)$ es:

$$dC = r\ \Gamma\ c_m r\ dr$$

Si z es el nº de álabes, r_i el radio del cubo y r_e el radio exterior de la pala, el momento total es:

$$C = z\,\upsilon \int_{r_i}^{r_e} r\,\Gamma(r)\,c_m\;dr = \left| dQ = 2\,\pi\,r\,dr\,c_m \right| = \frac{\rho\,z}{2\,\pi}\int_0^Q \Gamma(r)\;dQ$$

Al suponer fluido ideal y flujo irrotacional, la circulación a cada distancia r será la misma, por lo que:

$$C = \frac{\rho\,z\,\Gamma}{2\,\pi}\int_0^Q dQ = \frac{\rho\,z\,\Gamma\,Q}{2\,\pi} = \frac{\gamma\,z\,\Gamma\,Q}{2\,\pi\,g}$$

que es la expresión del momento en función de la circulación, el número de palas y el caudal.

V.8.- CALCULO DE LAS PERDIDAS Y DEL DIÁMETRO EXTERIOR DEL RODETE D_e

El diámetro exterior de los álabes del rodete D_e se puede calcular mediante datos experimentales y estadísticos; sin embargo, se puede hallar analíticamente un resultado óptimo haciendo que las pérdidas en el rodete y en el difusor sean mínimas.

Pérdidas en el rodete.- Son de la forma: $h_r = (\frac{1}{\eta_{hid}} - 1)\,H_n$, cumpliéndose que:

$$\frac{w_2}{w_1} = \psi = \sqrt{\frac{H_n - h_r}{H_n}}$$

siendo ψ el coeficiente de reducción de velocidad debido al rozamiento originado por el paso del agua a través de los álabes de la turbina.

Teniendo en cuenta las expresiones: $\begin{cases} \eta_{hid} = \dfrac{1}{1 + \dfrac{w_m\ sen\ \varepsilon}{\cos(\theta - \varepsilon)\,u}} \\ \theta = \dfrac{\pi}{2} - \beta \end{cases}$, y haciendo las aproximaciones:

$w_m \approx u \quad ; \quad sen\ \varepsilon \approx \varepsilon \quad ; \quad u\ sen\ \beta \approx c_m \quad ; \quad \theta >> \varepsilon$

se obtiene:

$$1 - \eta_{hid} \cong 1 - \frac{1}{1 + \dfrac{\varepsilon}{sen\ \varepsilon}} \cong \frac{\varepsilon}{sen\ \beta + \varepsilon} \cong \frac{\varepsilon}{sen\ \beta} \cong \frac{\varepsilon\ u}{c_m} \quad \Rightarrow \quad h_r = \frac{\varepsilon\ u\ H_n}{c_m}$$

Pérdidas en el tubo de aspiración.- Son de la forma: $h_s = (1 - \eta_{dif})\,\frac{c_m^2}{2\,g}$

Diámetro del rodete D_e.- Para un radio r cualquiera se tiene:

$\frac{h_r + h_s}{H_n} = \frac{\varepsilon\,u}{c_m} + (1 - \eta_{dif})\,\frac{c_m^2}{2\,g\,H_n}$, *siendo* η_{dif} *el rendimiento medio del difusor, cuyo valor entre los radios* r_i *y* r_e *es:*

$$\frac{h_r + h_s}{H_n}\rangle_{medio} = \frac{1}{\dfrac{\pi\,(D_e^2 - D_i^2)}{4}} \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} \{\frac{\varepsilon\,u}{c_m} + (1 - \eta_{dif})\,\frac{c_m^2}{2\,g\,H_n}\}\,2\,\pi\,r\,dr =$$

$$= \frac{4}{D_e^2 - D_i^2} \left[\frac{D_e^2}{2} \left\{ \frac{\varepsilon}{c_m} \frac{\pi\ n}{30} \frac{D_e}{6} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{4\ g\ H_n} \right\} - \frac{D_i^2}{2} \left\{ \frac{\varepsilon}{c_m} \frac{\pi\ n}{30} \frac{D_i}{6} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{4\ g\ H_n} \right\} \right] =$$

$$= 2\ (1 - \eta_{dif})\ \frac{c_m^2}{g\ H_n} + \frac{\varepsilon\ \pi\ n}{90\ c_m} \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} = \left| \begin{array}{c} \nu = \dfrac{D_i}{D_e} \\ c_m = \dfrac{4\ Q}{\pi\ D_e^2\ (1 - \nu^2)} \end{array} \right| =$$

$$= 2\ (1 - \eta_{dif})\ \frac{c_m^2}{g\ H_n} + \frac{\varepsilon\ \pi\ n}{90\ c_m} \frac{1 - \nu^3}{1 - \nu^2} D_e = 2\ (1 - \eta_{dif})\ \frac{16\ Q^2}{\pi^2 g\ H_n\ D_e^4\ (1 - \nu^2)^2} + \frac{\varepsilon\ \pi^2 n\ D_e^3\ (1 - \nu^3)}{360\ Q}$$

Como el diámetro óptimo hay que obtenerlo para unas pérdidas mínimas, derivando la anterior respecto a D_e y despejando, se obtiene:

$$(1 - \eta_{dif})\ \frac{16\ Q^2}{\pi^2 g\ H_n\ (1 - \nu^2)^2} \left(-\ \frac{4}{D_e^5}\right) + \frac{\varepsilon\ \pi^2 n\ D_e^2\ (1 - \nu^3)}{240\ Q} = 0$$

$$D_e = 1{,}487 \sqrt[7]{(1 - \eta_{dif})\ \frac{Q^3}{\varepsilon\ n\ H_n\ (1 - \nu^3)\ (1 - \nu^2)^2}}$$

que es el valor del diámetro óptimo del rodete teniendo en cuenta el rendimiento medio del difusor η_{dif}, el caudal Q, la relación entre los diámetros a la entrada y salida ν, la altura neta H_n, el número de revoluciones por minuto n, y la esbeltez del álabe.

V.9.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS KAPLAN

Sabemos que en las turbinas Kaplan existen dos órganos reguladores del caudal, los álabes del distribuidor caracterizados por el parámetro x que determina su grado de apertura, y los álabes móviles del rodete, cuya posición viene caracterizada por el ángulo φ_0.

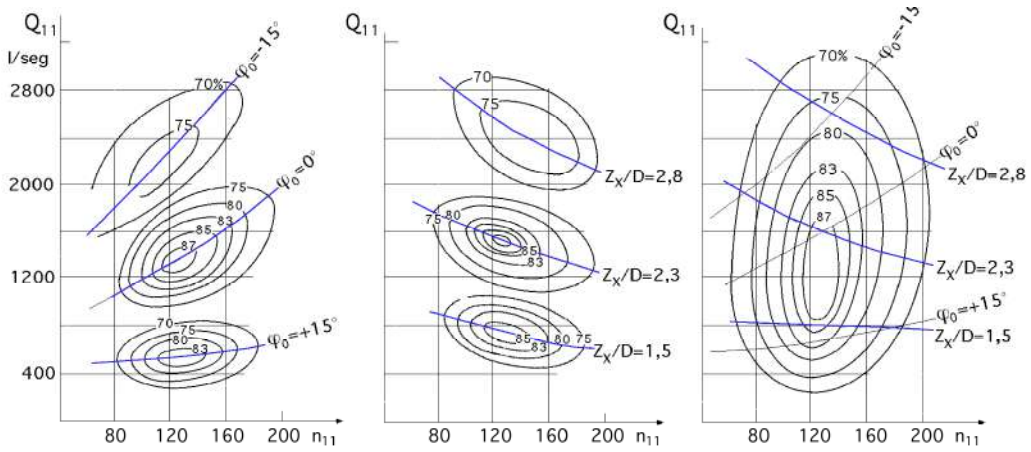


Fig V.16.- Trazado de la colina de una turbina Kaplan

Esto hace que sea posible el que la turbina funcione en un mismo punto del campo característico con rendimientos distintos; lo que se pretende es el conseguir que la turbina Kaplan funcione en ca-

da punto con un rendimiento óptimo. En lugar de una sola colina de rendimientos, como en las turbinas Francis o Pelton, se pueden trazar dos series distintas de colinas de rendimientos, Fig V.16.

Regulación del caudal orientando los álabes del distribuidor, y manteniendo los del rodete fijos.- En la primera serie se fijan los álabes del rodete en una posición determinada, $\varphi_0 = Cte$, y se traza una colina regulando el caudal únicamente con el distribuidor; para ángulos φ_0 distintos se obtienen otras tantas colinas de rendimientos.

Regulación del caudal orientando los alabes del rodete, y manteniendo los del distribuidor fijos.- En la segunda serie se fija la apertura x del distribuidor, y se traza una colina regulando el caudal, modificando únicamente el ángulo φ_0 de los álabes del rodete; para distintas aperturas del distribuidor x_1, x_2, x_3,..., etc, se obtienen otras tantas colinas.

Colina de rendimientos.- De este doblete de colinas hay una muy singular, cuyos rendimientos son los óptimos que se pueden alcanzar en el punto correspondiente del campo característico; a esta colina es a la que normalmente se conoce como colina de rendimientos de la turbina Kaplan. Para el trazado de las curvas características universales de las turbinas Kaplan, se pueden seguir varios procedimientos.

Mediante el primero se obtienen un número conveniente de colinas de la primera serie, una colina para cada valor de x dado, regulando el caudal variando el ángulo φ_0 de los álabes del rodete. Asimismo se traza un número conveniente de colinas de la segunda serie, cada una para un valor de $\varphi_0 = Cte$, regulándose el caudal variando la apertura $\boldsymbol{x}$ del distribuidor.

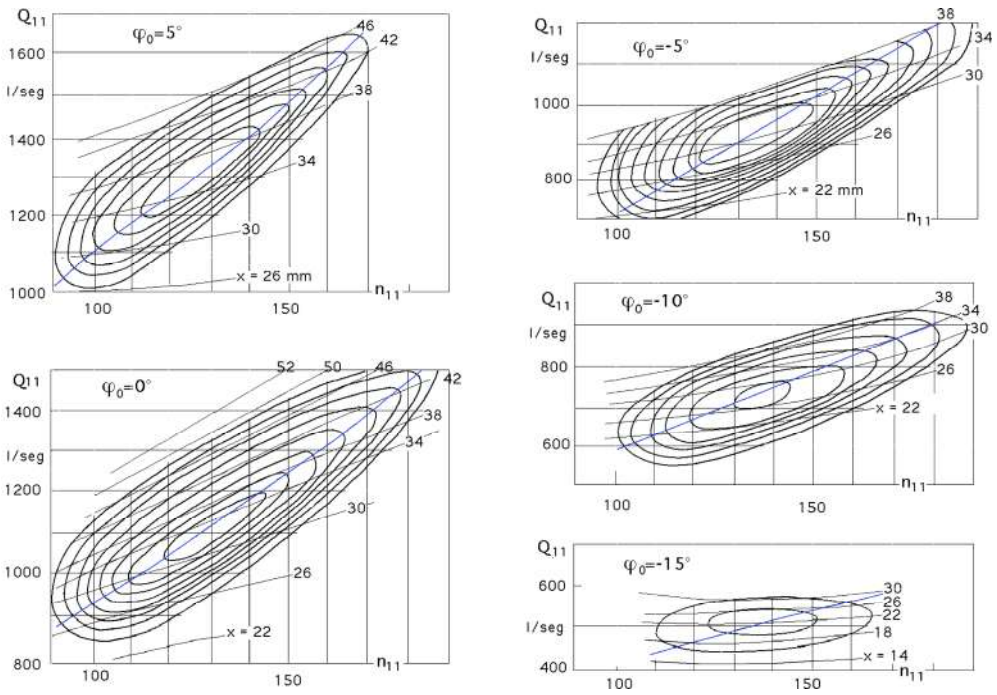


Fig V.17.- Colinas de rendimientos de una turbina Kaplan para cinco valores del ángulo φ_0

Se llevan las dos series de colinas así obtenidas a un mismo plano y se trazan las líneas de rendimiento máximo que se pueden alcanzar con una combinación adecuada de la apertura del distribuidor x y del ángulo φ_0 de las palas del rodete, lo cual se consigue trazando las envolventes de las isolíneas de rendimientos de las diversas colinas, tal como se muestra en la Fig V.17.

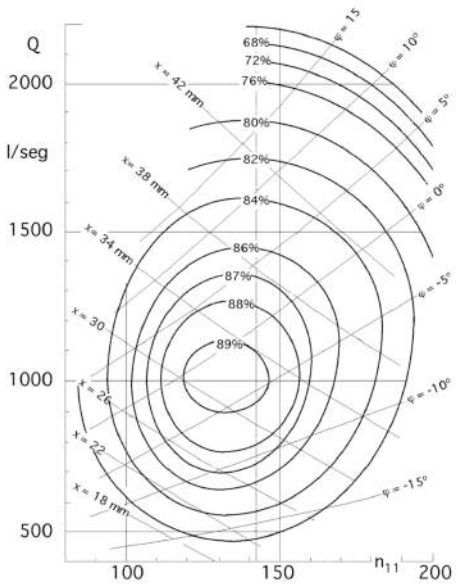


Fig V.18.- Curvas características universales de una turbina Kaplan

Según ésto, cada punto del campo característico se puede realizar con el $\eta_{tot\ máx}$ correspondiente a la isolínea de $\eta_{total} = Cte$, que pasa por dicho punto, con la condición de que la apertura del distribuidor y el ángulo de los álabes del rodete sean los correspondientes a las líneas de los puntos $x = Cte$, $\varphi_0 = Cte$, que pasan por dicho punto.

Siguiendo otro procedimiento se trazan una serie de colinas de rendimientos de uno de los dos tipos descritos, siendo preferidos los del primero porque es más fácil variar φ_0.

Se comprueba que al aumentar φ_0 aumenta Q_{11} mientras que el valor óptimo de n_{11} varía poco, disminuyendo para ángulos φ elevados, como se muestra en las colinas de rendimientos de la turbina Kaplan representada en la Fig V.17, obtenidas para cinco valores del ángulo φ_0 de posición de los álabes del rodete. Se establece la condición de situar cada punto del plano (Q_{11}, n_{11}) con el rendimiento óptimo, obteniéndose así la colina de rendimientos.

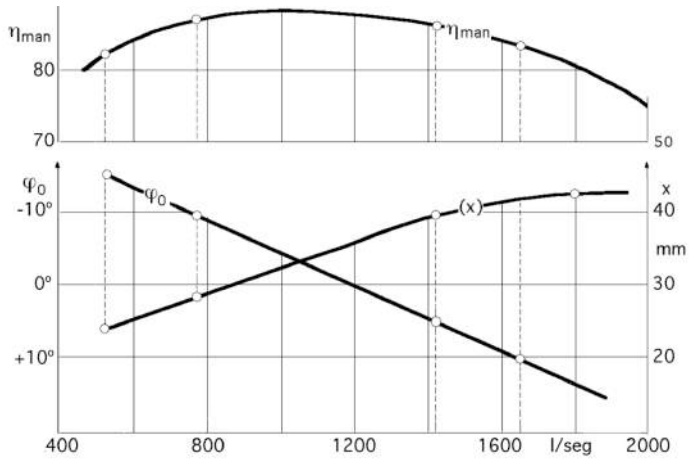


Fig V.19.- Curvas de η, φ, x, para un mismo valor de n_{11}

Se escoge un valor determinado de n_{11}, se traza la vertical, n_{11}= Cte, y se leen en las diferentes colinas los valores máximos del rendimiento, (caracterizadas por valores distintos de φ_0), y en la intersección de la vertical n_{11} = Cte con cuantos valores de Q_{11} se deseen, en cada caso, anotándose también el valor de φ_0 de la colina respectiva y el valor de x con el que se obtiene dicho rendimiento.

Para cada valor de n_{11} se obtienen los tres tipos de curvas:

$$\eta_{total} = f(Q_{11}) \quad ; \quad x = f(Q_{11}) \quad ; \quad \varphi_0 = f(Q_{11})$$

que se han representado en la Fig V.19, para un mismo valor de n_{11}, obtenidas a partir de las curvas características universales descritas anteriormente.

Para otros valores de n_{11} se trazan otras series de curvas de este tipo, y con estos datos se pueden trazar las curvas características universales de las turbinas Kaplan.

Para ello, en cada punto del plano (Q_{11}, n_{11}) se anotan tres valores de η_{tot} y x, obteniéndose el diagrama de dichas turbinas trazando:

- Las isolíneas de igual rendimiento

- Las isolíneas de φ = Cte , que son los valores del ángulo del rodete con los que se obtienen los rendimientos máximos

- Las isolíneas de apertura, x = Cte, como se indica en la Fig V.17

obteniéndose así un diagrama universal aplicable a una serie de turbinas Kaplan geométricamente semejantes a la turbina ensayada, Fig V.18

La turbina Kaplan en funcionamiento se caracteriza por un número de revoluciones por minuto n, diámetro D y altura neta H_n determinados, que a su vez proporcionan un n_{11} para dicha turbina Kaplan, siempre que H_n se mantenga constante, por cuanto $n_{11} = \dfrac{n\,D}{\sqrt{H_n}}$

Las características particulares de la turbina Kaplan se determinan sobre el diagrama universal, trazando la vertical que pasa por el punto n_{11} obteniéndose así los valores máximos del rendimiento, para diferentes caudales, y los valores de x y de φ que hay que adoptar para conseguir dichos rendimientos.

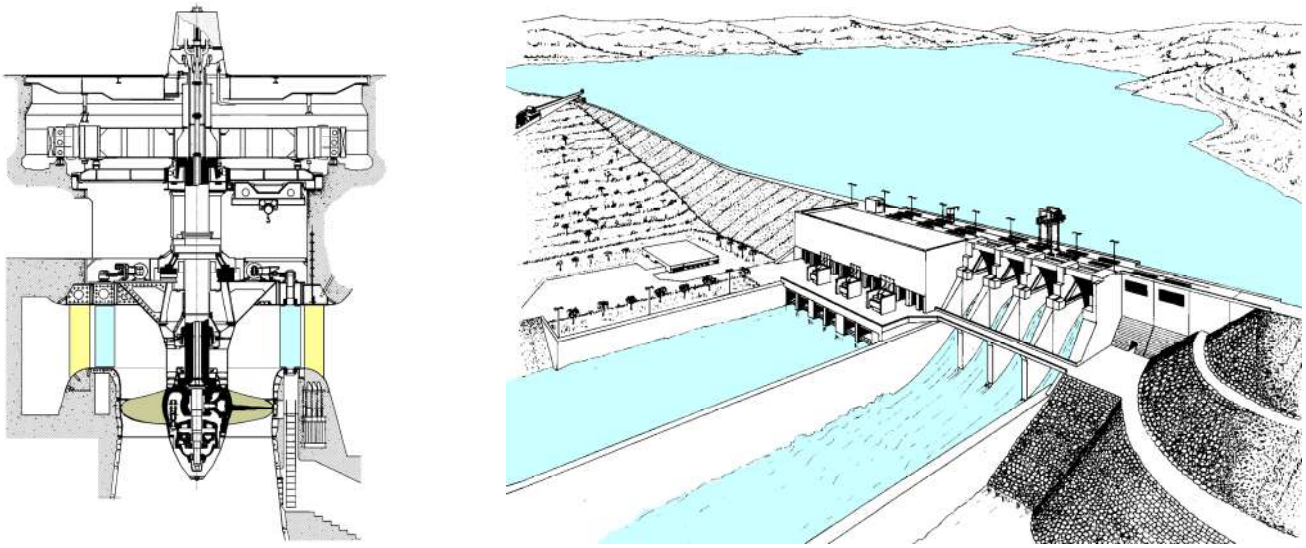


Fig V.20.- Turbina Kaplan de 112 MW instalada en la Central del río Tieté

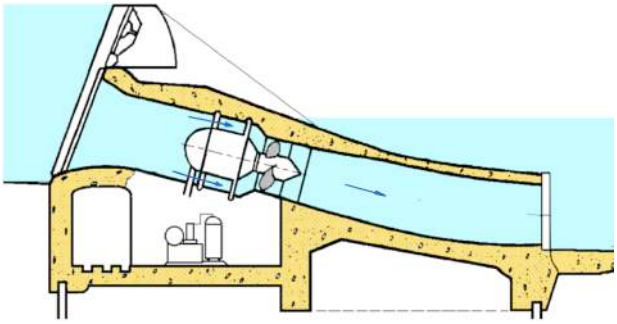
Tabla V.2.- Grandes turbinas Kaplan, diseño Alstom, instaladas hasta 2006

Lugar	*Características*
Brillant (Canada), 2006	*1 x 120 MW - Salto: 30 m.*
Grand Mère (Canada), 2004	*3 x 77 MW - Salto: 24 m.*
Qing Shan Dian (China), 1998	*2 x 20 MW - Salto: 29 m.*
Terminus Dam (USA), 1995	*1 x 17 MW - Salto: 52 m.*
Porto Primavera (Brasil), 2003	*18 x 101 MW - Salto: 10 m.*
Buyo (Ivory Coast), 1976	*3 x 45 MW - Salto: 27 m.*

V. 10.- TURBINAS BULBO

Los grupos Bulbo, como parte fundamental de algunas centrales minihidráulicas y maremotrices, no son más que un tipo especial de turbina hélice, capaces de aprovechar saltos de pequeño desnivel, pero de gran caudal.

Estos grupos fueron concebidos en un principio para ser utilizados en cuencas fluviales de grandes caudales y posteriormente han sido empleados también por las centrales maremotrices, que como sabemos se caracterizan, por pequeñas alturas y grandes caudales.



$H = 3,75\ m\ ;\ Q = 6,3\ m^3/seg\ ;\ N = 195\ kW\ ;\ n = 250\ rpm\ ;\ D_{rodete} = 1,35\ m$

Fig V.21.- Grupo Bulbo de Röstin, 1936

El nacimiento oficial de estos grupos Bulbo, tiene lugar el 27 de diciembre de 1933, adquiriendo el derecho de los mismos Arno Fisher, que en 1936 inaugura los dos primeros grupos de Rostin, Fig V.21, sobre el río Persante; la potencia de esta primera central era de 168 kW. La ventaja de estos grupos, en los que el agua desliza axialmente, es muy superior a los tradicionales de eje vertical.

En primer lugar, se produce una mejor distribución de velocidades del agua sobre las palas, lo que permite disminuir el diámetro de las mismas, para una misma potencia en comparación con las de eje vertical; se ha comprobado que para una caída y consumo dados se obtiene la misma potencia, por ejemplo, con una rueda de 6,10 m de diámetro en deslizamiento axial, a una velocidad de 87 rpm, que con una rueda Kaplan de 7 m girando a 71 rpm.

Otra ventaja la constituye la disminución de las pérdidas de carga, tanto a la entrada como a la salida de la turbina lo que implica una mejora del rendimiento, presentando al tiempo mejores condiciones a la cavitación, lo que origina una disminución del coste de la obra civil.

Posición del alternador.- En principio, los constructores se encontraron con tres alternativas para la instalación del alternador, que podía ir colocado en el exterior del Bulbo, en su periferia o en su interior.

Grupos Bulbo con el alternador en el exterior.- La idea data de la construcción de la primera presa de Asuán en 1927, pero nunca se han conseguido grandes resultados a causa de la aparición de vibraciones.

Grupos Bulbo con el alternador en la periferia.- La idea proviene del ingeniero americano, Leroy Harza, Fig V.22, y data de 1921; las palas hélice juegan el papel de brazos del rotor lo cual hace que cuando éstas se construyen orientables, los problemas mecánicos son insalvables. Los polos magnéticos inductores del alternador se encuentran unidos solidariamente a la periferia del rodete de la turbina y giran con él, turbinas Straflo.

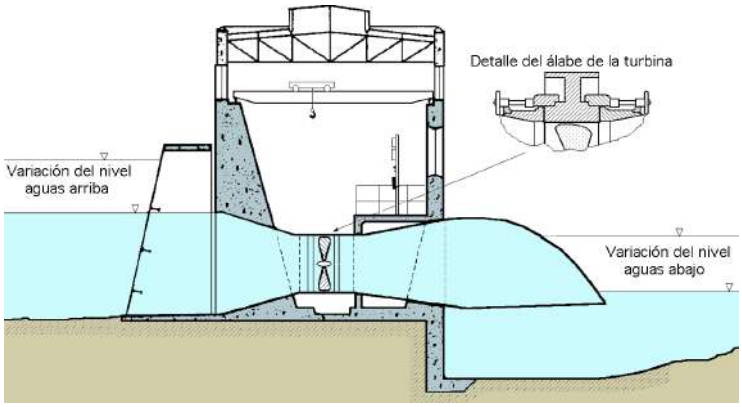


Fig V.22.- Grupo con alternador periférico, 1919-1924, (Harza)

Grupos Bulbo con el alternador en el interior.- Estos Bulbos son básicamente los que se emplean actualmente y datan de 1933, y aunque a priori fueron mal aceptados, acabaron imponiéndose. Al finalizar la 2ª Guerra Mundial, Francia se interesa por la adopción de grupos reversibles maremotrices y grupos para pequeños saltos.

El empleo de los grupos Bulbo en las centrales maremotrices se debe fundamentalmente a las condiciones de doble sentido tanto de funcionamiento, como a la necesidad de emplear los propios grupos Bulbo en funciones de bombeo para provocar el llenado del embalse. Este tipo de funcionamiento originó problemas en:

- Los sistemas eléctricos que implicaron una disminución del tamaño del alternador

- El sistema de refrigeración por aceite a presión, para evacuar el calor y evitar las entradas de agua en el recinto sumergido del alternador

lo que indujo a construir un grupo único (turbina-alternador) siendo en este momento cuando nacen los auténticos grupos Bulbo de aplicación en las centrales maremotrices y fluviales, que tienen como características principales:

- Paso del agua a su través, axialmente

- Funcionamiento en los dos sentidos y posibilidad de actuar como bomba para el llenado del embalse

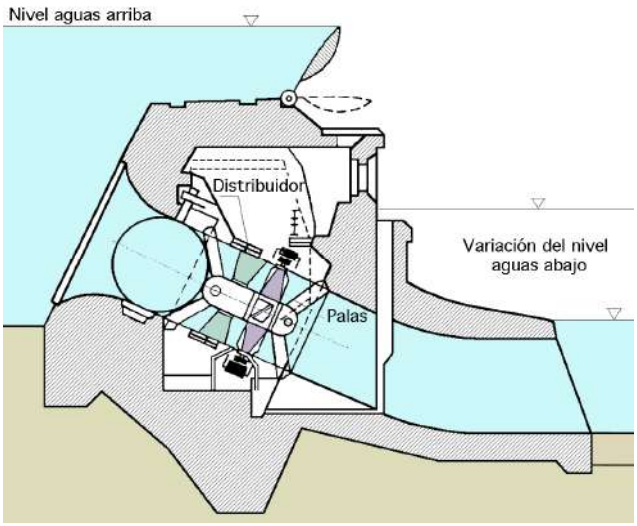
Entre otros tipos de grupos Bulbos hay que señalar aquellos que por su concepción están dedicados a aprovechar saltos pequeños con caudales relativamente pequeños; entre estos son de destacar los grupos en sifón, que se emplean para saltos de $1,5 \div 3$ m con caudales del orden de 15 m^3/seg, siendo sus potencias del orden de $50 \div 300$ kW.

Otro tipo lo constituyen los grupos en depósito de agua, para consumos del orden de $10 \div 15$ m^3/seg, aunque pueden alcanzar consumos mayores, siendo las alturas del salto generalmente superiores a las de sifón.

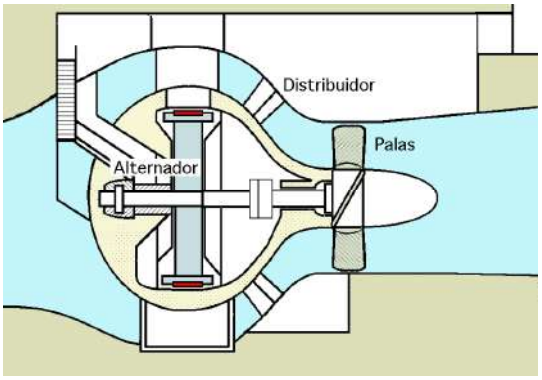
Otro modelo de mayor caída, lo constituye los *Bulbos en conducción*, cuya principal característica es su sencillez, pues se confunden la presa y la central en una única obra.

V.11.- LOS GRUPOS BULBO; PROYECTOS Y PERSPECTIVAS

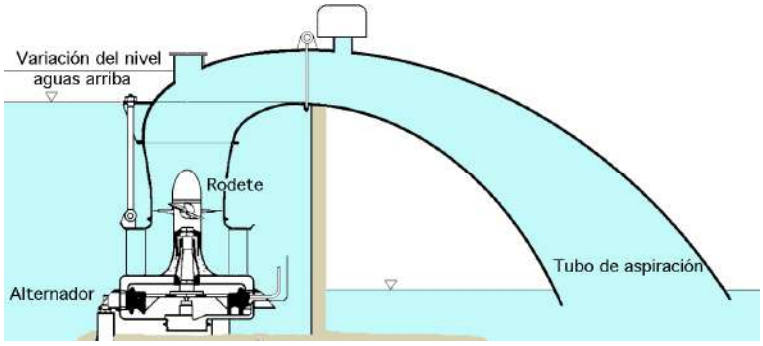
La búsqueda de turbomáquinas que funcionen como turbina y como bomba, en ambos sentidos, con conductos hidráulicos de formas simples, y por lo tanto económicos, tendentes a mejorar la rentabilidad de las microcentrales y las centrales maremotrices, condujo a la puesta a punto de los grupos Bulbo.



H = 9 m ; Q = 25 m³/seg ; N = 1.75 MW ; n = 214 rpm ; Diámetro del rodete d = 2,15 m
Fig V.23.- Grupo con alternador periférico de Steinbach (Baviera)



Diámetro del rodete= 8 m ; diámetro del Bulbo = 12 m
Fig V.24.- El primer proyecto de grupo Bulbo para el Rance (1943)



H = 2,6 m ; N = 95 kW ; Q = 6 m³/seg ; n = 214 rpm
Fig V.25.- Sistema Bulbo con sifón-aspirador a la salida

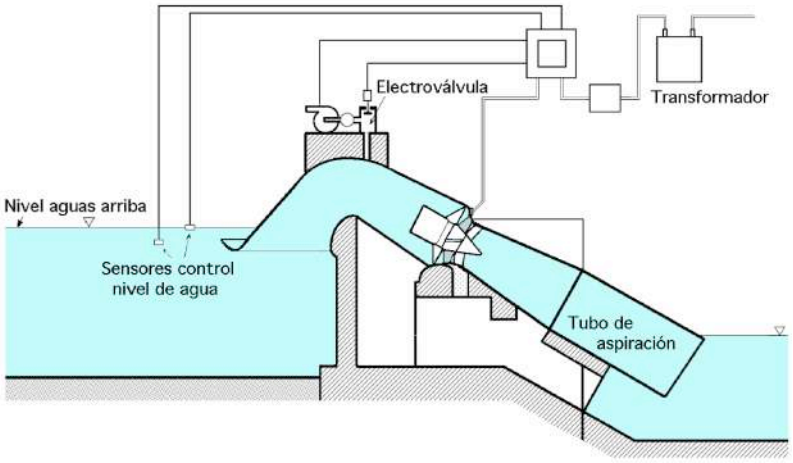
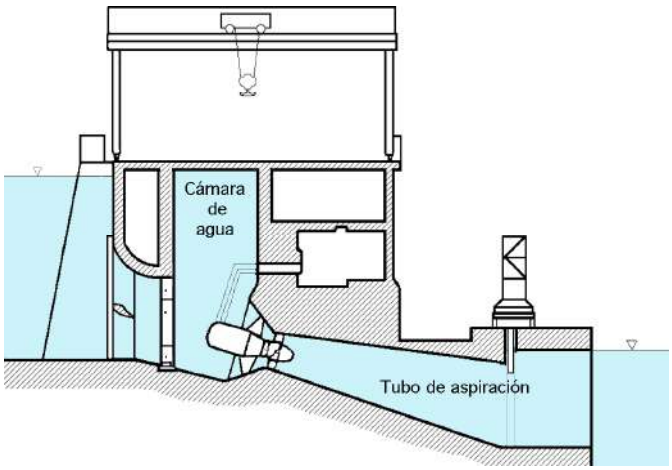
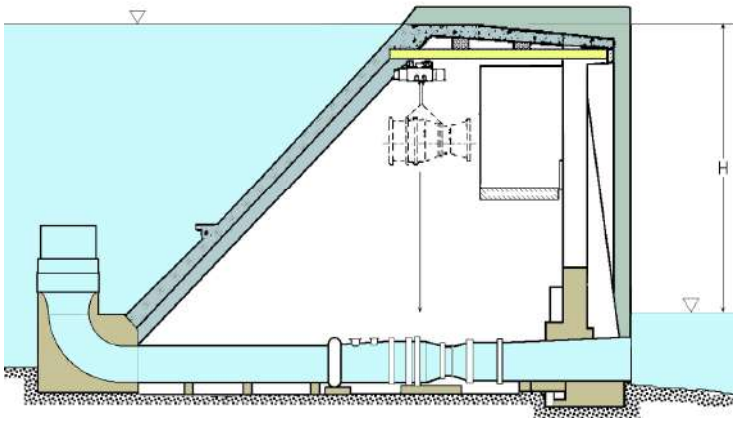


Fig V.26.- Grupo Bulbo con depósito de agua y sifón aguas arriba



H = 7,8 m ; Diámetro del rodete d = 1,65 m ; Q = 12,5 m³/seg ; N = 810 kW ; n = 250 rpm
Fig V.27.- Sistema de grupo Bulbo instalado en cámara de agua (Castet) (1954)



Q = 7,5 m³/seg ; H = 15,5 m ; N = 0,8 MW ; n = 500 rpm ; Diámetro del rodete d = 1,12 m
Fig V.28.- Sistema de Bulbo en conducción

Para ello se han utilizado máquinas axiales, que requieren conductos hidráulicos de formas simples y dimensiones reducidas, y que permiten un aumento de la potencia específica, y una reducción del costo de la obra civil. La primera generación de turbinas Bulbo fueron las del tipo Castet, con un

diámetro de rodete inferior a 2 m; con ellos se dió un paso decisivo en el conocimiento de los numerosos problemas que se fueron presentando, tanto hidráulicos como mecánicos.

Trazado hidráulico de los grupos Bulbo.- Lo que se trata de conseguir con los grupos Bulbo es aumentar la potencia específica, mediante un aumento de la velocidad específica n_s. Los ensayos sobre la distribución de velocidades, muestran que las pérdidas de carga más importantes se producen a la entrada y a la salida, cuando las potencias específicas son elevadas.

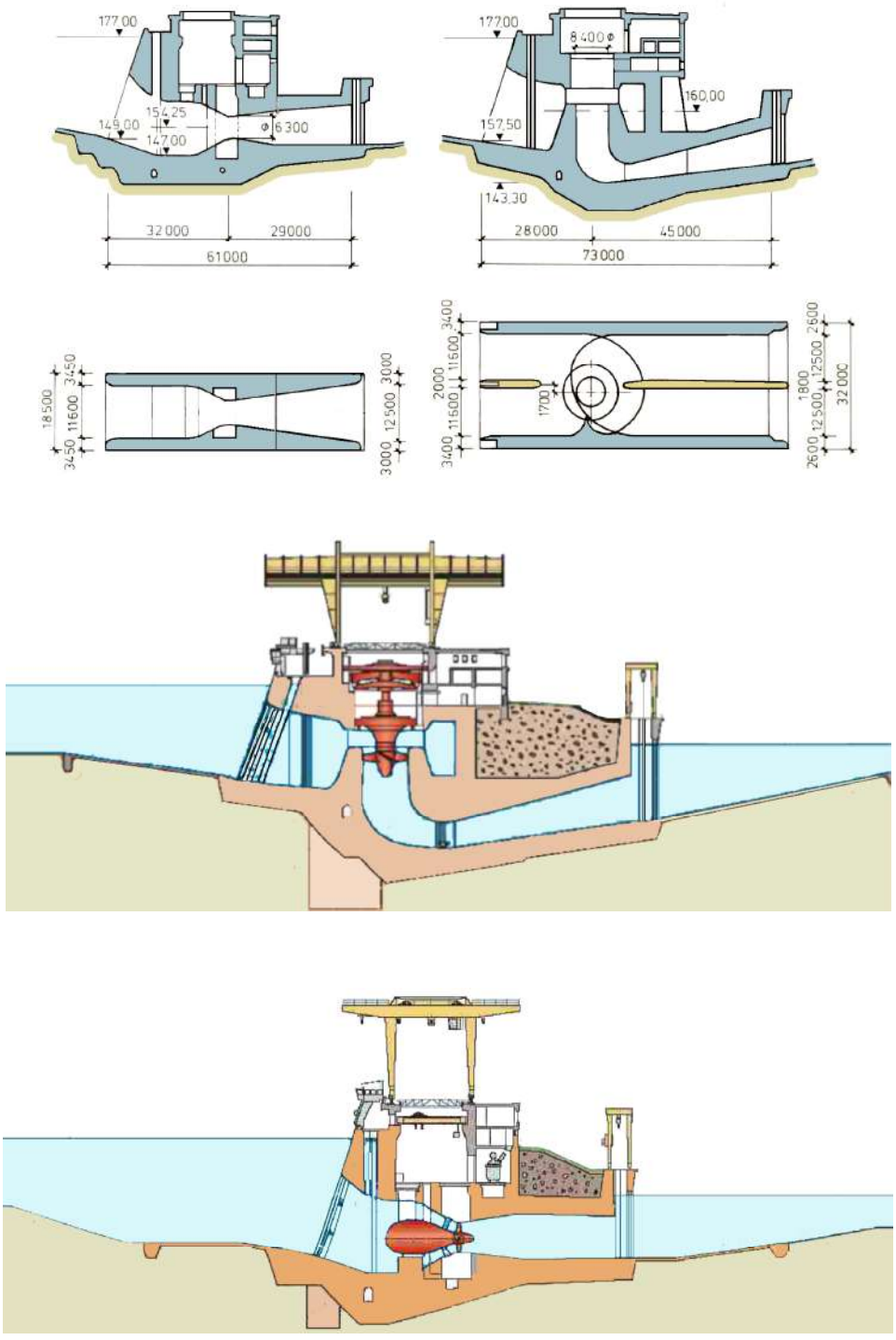


Fig V.29.- Conductos hidráulicos requeridos por una turbina Kaplan y un grupo Bulbo

Los conductos hidráulicos de los grupos Bulbo son menos complicadas que los de las turbinas Kaplan, y llegan a tener pérdidas relativamente poco importantes, por lo que se pueden conseguir con los grupos Bulbo mayores potencias específicas, para un salto hidráulico dado.

En la Fig V.29 se comparan un grupo convencional Kaplan proyectado en principio para el Rance, con el tipo Bulbo definitivamente adoptado.

Mientras la turbina Kaplan, con 9 MW, necesitaba una longitud de dique de 20,5 m, la turbina Bulbo, con 1 MW más, ocupaba sólo 13,3 m, pudiéndose apreciar en la citada figura que las obras requeridas para este último son también más sencillas.

Para rendimientos iguales, los grupos Bulbo tienen un diámetro de rueda inferior al de las turbinas Kaplan de la misma potencia; para caídas más pequeñas que el salto de diseño, las potencias generadas por la turbina axial (grupos Bulbo) son superiores a las desarrolladas por las turbinas Kaplan.

El tubo de aspiración.- La energía cinética a la salida de la rueda alcanza un valor próximo a la energía total del salto, lo que muestra la importancia del tubo de aspiración en las máquinas con grandes potencias específicas.

Un deslizamiento axial uniforme a la salida de la rueda es difícil de obtener, incluso para un sólo sentido de funcionamiento; se obtendría un excelente rendimiento si se tomase la precaución de escoger un adecuado ángulo α_0 en el codo del tubo de aspiración.

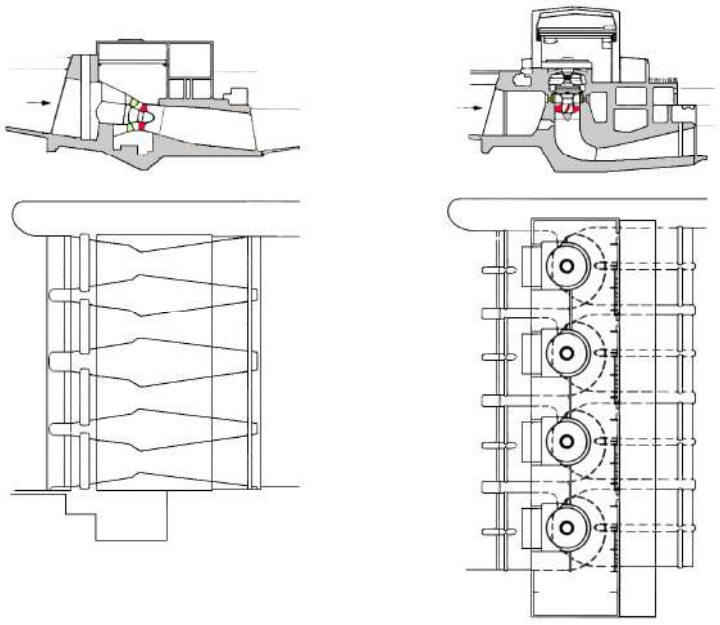
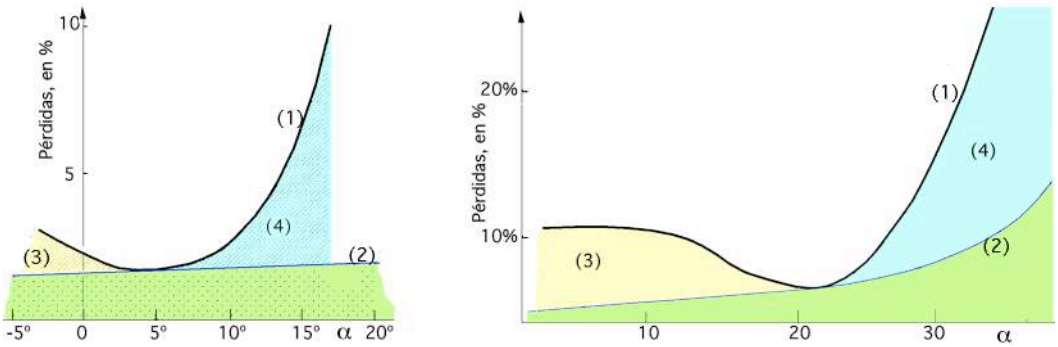


Fig V.30.- Conductos hidráulicos requeridos por grupos Bulbo de cámara cerrada y grupos Kaplan

Sin embargo, para éste ángulo ideal α_0 la longitud del tubo de aspiración tendería a aumentar y llegaría a alcanzar valores económicamente inaceptables, por lo que la ingeniería hidráulica se vería obligada a elegir una sección de salida igual a casi cuatro veces la sección de la rueda, lo que impli-

caría el riesgo de desprendimiento de la capa límite, con la consiguiente erosión del conducto.

La elección de un momento cinético residual y de una ley de reparto de velocidades tangenciales a lo largo de la sección, es difícil, pues las pérdidas en el tubo de aspiración no provienen únicamente del desprendimiento de la capa límite, sino también de corrientes de retorno en la parte central. Cuando el momento cinético a la entrada del aspirador llega a ser demasiado grande, las pérdidas por estas corrientes de retorno, crecen también muy rápidamente.



Angulo α del eje de la turbina con el eje del tubo de aspiración : $\begin{cases} \text{Grupo Bulbo, aspirador troncocónico } \alpha_0 = 5^\circ \\ \text{Grupo Kaplan, aspirador acodado de eje vertical} \end{cases}$

Caudales $\begin{cases} \text{Grupo Bulbo, } Q_{11} = \dfrac{Q}{D^2\sqrt{H}} = 2{,}77\ m^3/seg \\ \text{Grupo Kaplan, } Q_{11} = 1{,}68\ m^3/seg \end{cases}$

Curvas: (1) Pérdida total en el aspirador ; (2) Pérdidas por rozamiento, $\Delta h = k\, c^2$

Zonas: (3) Pérdidas por desprendimiento de la pared ; (4) Pérdidas por recirculación

Fig V.31.- Pérdida de carga en algunos tipos de tubo de aspiración de turbinas Bulbo y Kaplan

En la Fig V.31 se presentan las pérdidas en el aspirador de un grupo Bulbo y de uno Kaplan; se han llevado en ordenadas las pérdidas y en abscisas el ángulo que forma la velocidad absoluta en el aspirador con el eje de la máquina α , observándose que las pérdidas crecen más rápidamente para valores superiores al ángulo óptimo que para valores inferiores. En suma el flujo en el tubo aspirador depende del trazado del conjunto de los conductos hidráulicos y de la rueda.

Las pérdidas en el aspirador troncocónico provienen casi únicamente de los desprendimientos de la capa límite, de las turbulencias, y de los grandes remolinos que originan tales desprendimientos.

La energía cinética a la salida del tubo aspirador de un grupo Bulbo es del orden de $1{,}4 \div 1{,}5$ veces la energía cinética a la salida del rodete $\dfrac{c_m^2}{2\,g}$; en un grupo Kaplan llega a ser $\dfrac{3\,c_m^2}{2\,g}$

La recuperación parcial de esta energía creada en el aspirador se efectúa en mejores condiciones para los grupos Bulbo que para los Kaplan, pues el campo de velocidades a la salida del aspirador es más homogéneo para las Bulbo que para éstas.

Conductos.- Las pérdidas de carga en los conductos de los grupos Bulbo y Kaplan, son comparables; sin embargo, las dimensiones de los conductos aguas arriba del distribuidor del grupo Bulbo

son más pequeños que los de la Kaplan. Una limitación de las dimensiones de los conductos aguas arriba, permite disminuir la longitud de la central y alojar el conjunto del grupo entre paredes planas, verticales, y paralelas, obteniéndose así una mejora en la potencia para una longitud de central dada.

Estas disposiciones de conjunto exigen también que el diámetro del Bulbo y, por lo tanto, el del estator del alternador sea inferior al diámetro del rodete, por lo que el futuro desarrollo de estas máquinas se encuentra condicionado por la posibilidad de construir alternadores de diámetro reducido, que sería muy importante para los grupos maremotrices que funcionan en los dos sentidos.

El crecimiento de las potencias específicas, conduce a grupos con diámetro de rodetes de $7{,}5 \div 8$ m. Para no aumentar el precio de los distribuidores móviles, se han adoptado álabes directrices de formas simples; las generatrices de los nervios de éstos álabes concurren en el vértice de un cono que contiene los ejes de las directrices; este vértice constituye un centro de homotecia para los diferentes nervios, por lo que estas formas en el diseño simplifican considerablemente su construcción.

El trazado óptimo del rodete exige que las directrices posean una cierta torsión (álabes alabeados), lo que supone un aumento en el coste del distribuidor que lo pueden hacer económicamente inaceptable; se obtiene un reparto correcto de las velocidades $\vec{c}_1$ a la entrada del rodete, jugando con la forma de las paredes, con la geometría del distribuidor y con la forma de los perfiles homotéticos de las directrices; hasta el presente:

- Para los grupos Bulbo con un solo apoyo aguas arriba, la relación entre los diámetros de entrada y de la rueda es del orden de 0,8÷ 0,9

- Si se trata de grupos de 7,5÷ 8 m de diámetro esta relación aumenta hasta 1,2÷1,3 para facilitar la construcción de la carcasa del alternador y su posterior montaje en varias piezas

El aumento de la relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda conduce a modificar el trazado hidráulico de la entrada aguas arriba y del distribuidor. Para no alargar demasiado el grupo, es preciso disminuir el ángulo en el vértice del distribuidor cónico, lo que implica un aumento de la curvatura de deslizamiento a la entrada del distribuidor.

Se pueden concebir grupos de potencia específica elevada con una relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda del orden de $1{,}2 \div 1{,}3$ adoptando un ángulo medio en el vértice del distribuidor del orden de $40° \div 50°$ pero ésto implica problemas en la alimentación de la rueda.

Cavitación.- Los grupos Bulbo entran en la categoría de turbinas alimentadas por saltos fuertemente variables por lo que las condiciones que provocan la cavitación se tienen que analizar en profundidad, así como el diseño de las zonas que son propensas a su formación y desarrollo con la reducción de la tensión, estabilidad de los deslizamientos, vibraciones, etc; por razones económicas no se puede adoptar un diseño que cumpla con todas estas premisas y garantice la máquina contra toda efecto de cavitación. Las observaciones sobre la aparición y desarrollo de la cavitación constitu-

yen un conjunto de datos, sin los cuales no se podría realizar el trazado de las palas; pero sobre todo sirven para definir en las diferentes zonas de funcionamiento los márgenes que se pueden adoptar.

Para la determinación del diseño de los grupos Bulbo se adoptan las mismas reglas y los mismos parámetros obtenidos a partir de los resultados de explotación de las turbinas Kaplan, obteniéndose un margen de seguridad suficiente.

Potencias específicas de los grupos Bulbo.- El examen de datos estadísticos muestra que el caudal $Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$ de una turbina unidad Bulbo alcanza los 4 m^3/seg, mientras que el de una turbina Kaplan no llega a los 2,6 m^3/seg; la velocidad en los grupos Bulbo llega a valores de n_{11}= 250 rpm y, en una Kaplan a 200 rpm.

Para saltos equivalentes, la contrapresión sobre las palas de una turbina Bulbo es más elevada que sobre las de una Kaplan de la misma potencia nominal. Los límites citados se corresponden con una potencia maximal del alternador, con el límite de cavitación y con la abertura máxima del distribuidor.

Se puede hablar de una equivalencia entre el salto y el nº de rpm del rodete bulbo y el salto y el nº de rpm del rodete Kaplan. Para el ejemplo que se propone:

$$\frac{Turbina\ Kaplan}{Turbina\ Bulbo} = \frac{Salto\ (7\ m)}{Salto\ (6{,}1\ m)} = \frac{83{,}3\ rpm}{71{,}4\ rpm} = 1{,}15$$

la relación entre salto y nº de rpm es 1,15.

El peso de la turbina bulbo es sensiblemente inferior al de la turbina Kaplan, como se indica en la Tabla V.3:

Tabla V.3.- Relación en peso entre los grupos Bulbo y Kaplan

	Grupo Kaplan	*Grupo Bulbo*	*% en peso*
Turbina	*720 Tm*	*575 Tm*	*145 Tm (20%)*
Alternador	*270 Tm*	*145 Tm*	*125 Tm (46%)*
Grupo completo	*990 Tm*	*720 Tm*	*270 Tm (27%)*

Parámetros.- Entre los parámetros característicos de los equipos empleados en una central maremotriz, destacan los siguientes:

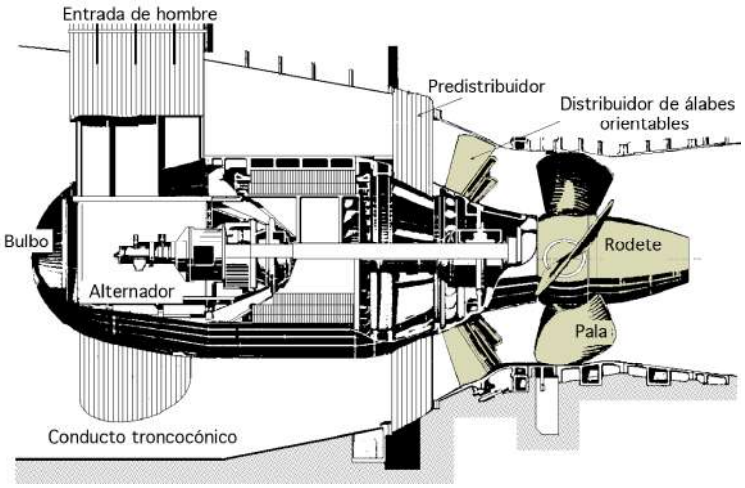
a) La elección del diámetro del rodete que fija la escala de la obra civil de la instalación, siendo una necesidad económica la tendencia a los grandes diámetros

b) Las alturas nominales tienden a ser iguales a la altura mínima necesaria para obtener la potencia nominal; estas alturas nominales son lo bastante bajas como para satisfacer bien las pequeñas mareas, pero suficientes, para no rebajar las grandes.

Estos dos parámetros condicionan la velocidad de rotación del grupo y, por lo tanto, las dimensiones del alternador.

Tabla V.4.- Algunas realizaciones hidráulicas y maremotrices

Año	*1980*	*1980*	*1980*	*1982*	*1983*
País	*Bélgica*	*Bélgica*	*Suiza*	*Austria*	*Canadá*
Localidad	*Andenne*	*Lixhe*	*Höngg*	*Weizöde*	*Annápolis*
Unidades	*3*	*4*	*1*	*2*	*1*
Diámetro Rodete (m)	*3,55*	*3,55*	*3*	*3,7*	*7,6*
Salto (m)	*5,5*	*5,5*	*3,5*	*11*	*7,1*
Potencia (MW)	*3,5*	*3,5*	*1,5*	*8*	*20*



H = 11,30 m ; Q = 89 m^3/seg ; N = 8,5 MW ; n = 150 rpm ; Diámetro del rodete d = 3,80 m
Fig V.32.- Grupo Bulbo de Beaumont-Monteux

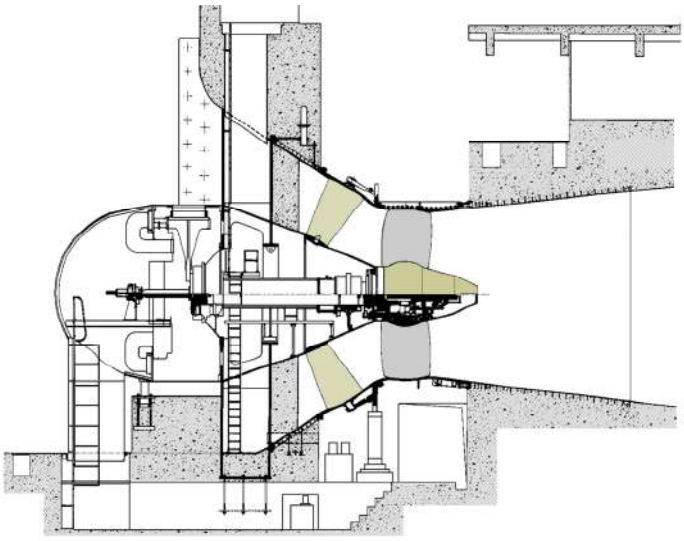


Fig V.33.- Turbina Bulbo

Como los lugares apropiados para una instalación de este tipo están caracterizados por unos saltos variables entre cero y un máximo de 13÷14 m, los funcionamientos a baja altura de carga influyen fuertemente sobre la productividad de las instalaciones maremotrices; las disposiciones posibles que intentan paliar esta influencia son:

- La utilización de un multiplicador de velocidad permite que el alternador no sólo gire más deprisa, sino

que también reduzca su diámetro y, por tanto, el tamaño del Bulbo que condiciona en general, al grupo. Además su empleo permite la utilización de un alternador más clásico, de mayor rendimiento y de un precio más bajo, rentabilizando las instalaciones de baja altura, que son las de mayor interés para las centrales maremotrices.

- El funcionamiento de los grupos a velocidad variable utilizando unos convertidores estáticos de frecuencia a potencia total o a potencia nominal, que permitan el desembrague automático del alternador cuando la velocidad pase de un umbral prefijado, lo que limitará la velocidad de embalamiento del alternador.

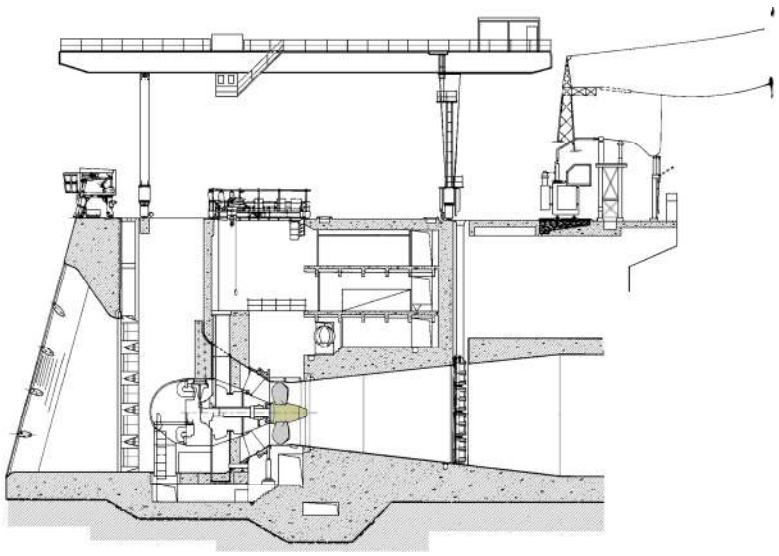


Fig V.34.- Turbina Bulbo instalada en un dique

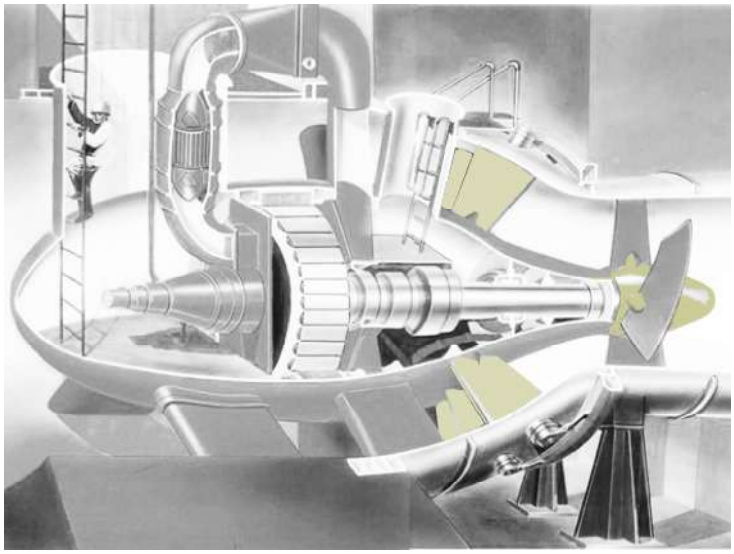


Fig V.35.- Turbina Bulbo, detalles constructivos