# IV.- TURBINA FRANCIS

pfernandezdiez.es

## IV.1.- CLASIFICACIÓN SEGÚN EL RODETE

Las turbinas Francis, Fig IV.1.a.b, son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

Haciendo uso de la ecuación fundamental de las turbinas en condiciones de rendimiento máximo $\alpha_2 = 90^o$ resulta:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = \eta_{hid}\ g H_n \quad ó \quad c_{1n} u_1 = \eta_{hid}\ g H_n$$

El ángulo $\beta_1$ es de gran importancia por su influencia sobre la velocidad tangencial y el número de rpm. El rendimiento hidráulico oscila entre $0{,}85 \div 0{,}95$.

Los triángulos de velocidades a la entrada son de la forma indicada en la Fig IV.2, en donde en función de los coeficientes óptimos de velocidad, se tienen rodetes $\begin{cases} lentos,\ u_1 < c_{1n}\ ;\ \xi_1 < \mu_1 \\ normales,\ u_1 = c_{1n}\ ;\ \xi_1 = \mu_1 \\ rápidos,\ u_1 > c_{1n}\ ;\ \xi_1 > \mu_1 \end{cases}$

La condición de rendimiento máximo: $c_{2n} = 0$, $\mu_2 = 0$ , implica un rendimiento hidráulico de la forma:

$$\eta_{hid} = 2\ (\xi_1\ \mu_1 - \xi_2\ \mu_2) = \left| \mu_2 = 0 \right| = 2\ \xi_1\ \mu_1$$

que se puede lograr variando $\xi_1$ ó $\mu_1$ de forma que si uno aumenta el otro tiene que disminuir y viceversa, con lo que $\vec{u}_1$ y $\vec{c}_1$ tienen que variar en la misma forma.

En primera aproximación se pueden clasificar en función de la velocidad:

$$\text{Tipo de rodete:} \begin{cases} Normal,\ \eta_{hid} = 2\ \mu_1^2 = 2\ \xi_1^2 \quad \Rightarrow \quad \xi_1 = \mu_1 = \sqrt{\dfrac{\eta_{hid}}{2}} \\ Lento,\ \xi_1 < \sqrt{\dfrac{\eta_{hid}}{2}} \\ Rápido,\ \xi_1 > \sqrt{\dfrac{\eta_{hid}}{2}} \end{cases}$$

Los valores de $\xi_1$ se pueden obtener de las gráficas de Voetsch y Allis Chalmers, Fig IV.9, en función del número específico de revoluciones.

***Rodetes lentos.-*** Se utilizan en los grandes saltos, Fig IV.3; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento del diámetro $D_1$ del rodete respecto al del tubo de aspiración $D_3$. El ángulo a la entrada $\beta_1 < 90^o$, ($\alpha_1 < 15^o$) y su número de revoluciones específico está comprendido entre $50 \div 100$. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas. Los álabes tienen forma especial, aumentando su espesor a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro que atraviesa el rodete deslizándose en contacto con las paredes de los álabes, ya que de no ser así el chorro se despegaría de la cara posterior de los mismos, originando remolinos.

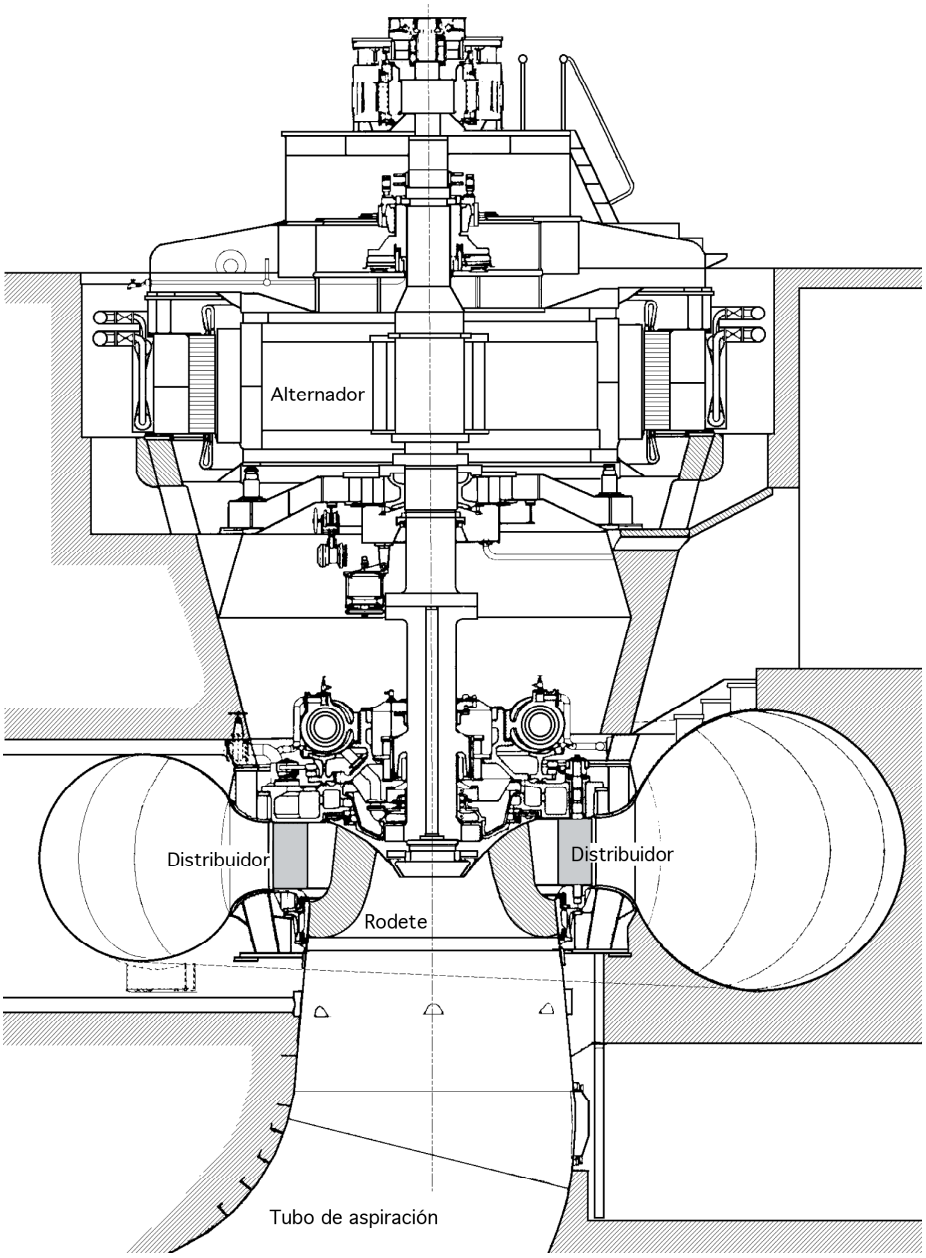



*Fig IV.1.a.- Esquema general del montaje de una turbina Francis*

***Rodetes normales.-*** Se caracterizan porque el diámetro $D_1$ es ligeramente superior al del tubo de aspiración $D_3$, Fig IV.4. El agua entra en el rodete radialmente y sale de él axialmente, entrando así en el tubo de aspiración. El valor de $\beta_1 \simeq 90^o$, ($15^o < \alpha_1 < 30^o$) y se alcanza un $n_s$ comprendido entre $125 \div 200$ rpm. No existen apenas huelgos entre el distribuidor y la rueda.

En estas turbinas, en el triángulo de velocidades a la entrada, al ser $\beta_1 = 90^o$, se cumple:

$$u_1 = c_1 \cos \alpha_1 \quad ; \quad u_1^2 = \eta_{hid}\, g\, H_n$$

***Rodetes rápidos.-*** Permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores de $n_s$ comprendidos entre $225 \div 500$, Fig IV.5. El diámetro del rodete $D_1$ es menor que el $D_3$ del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales.

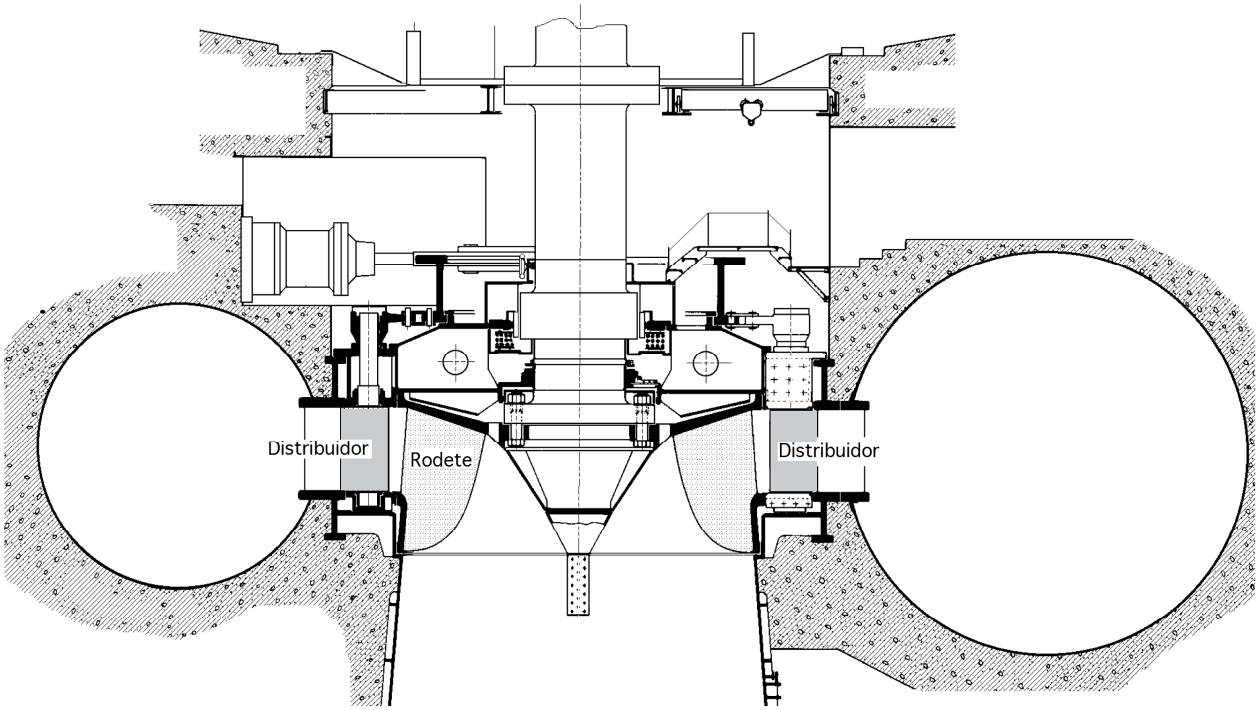



*Fig IV.1.b.- Detalle del rodete y el distribuidor en una turbina Francis*

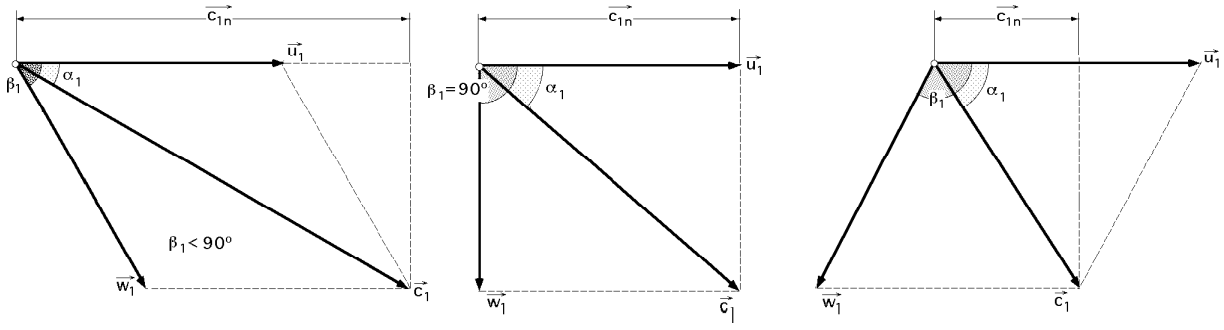



*Fig IV.2.- Triángulos de velocidades a la entrada según diversos valores de* $\beta_1$

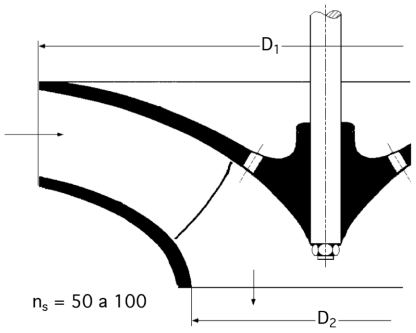



*Fig IV.3.- Rodete Francis lento, $\beta_1 > 90$*

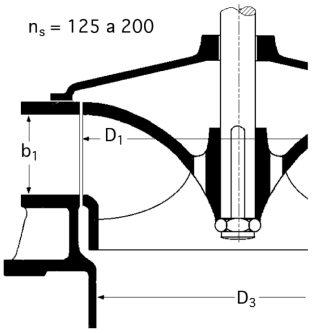



*Fig IV.4.- Rodete Francis normal, $\beta_1 = 90$*

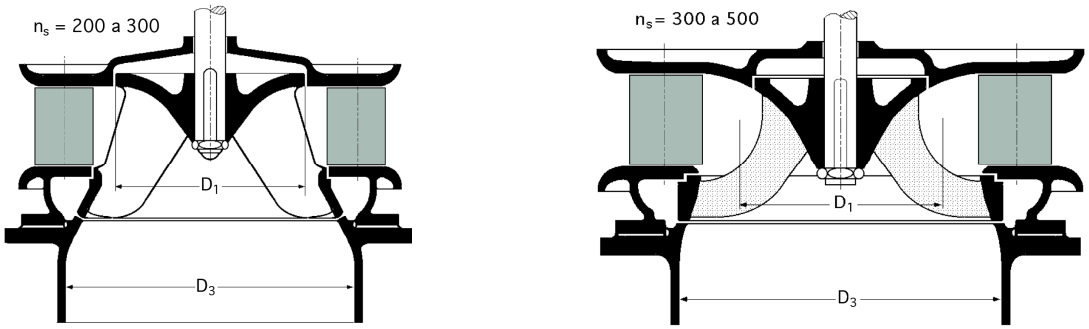



*Fig IV.5.- Rodetes Francis rápidos, $\beta_1 < 90°$*

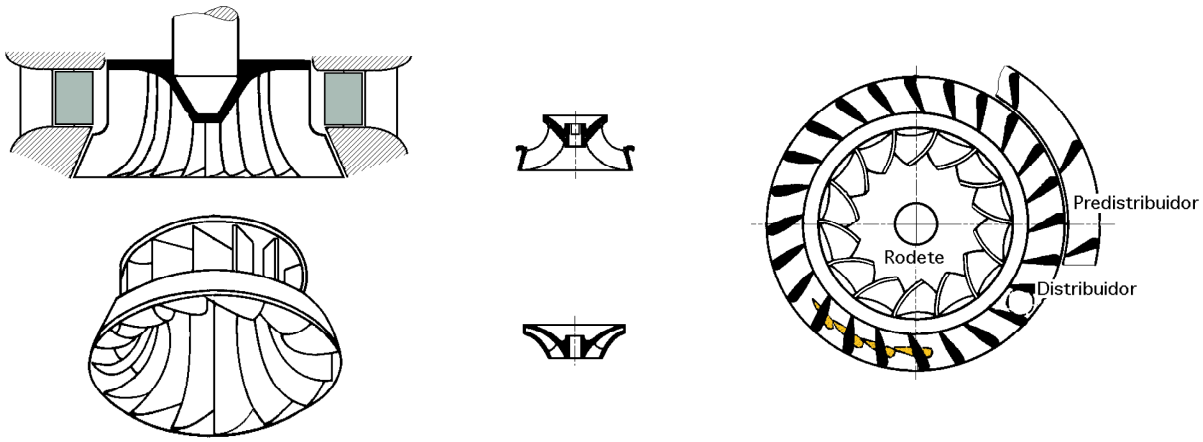



*Fig IV.6.- Rodetes Francis de flujo radial*

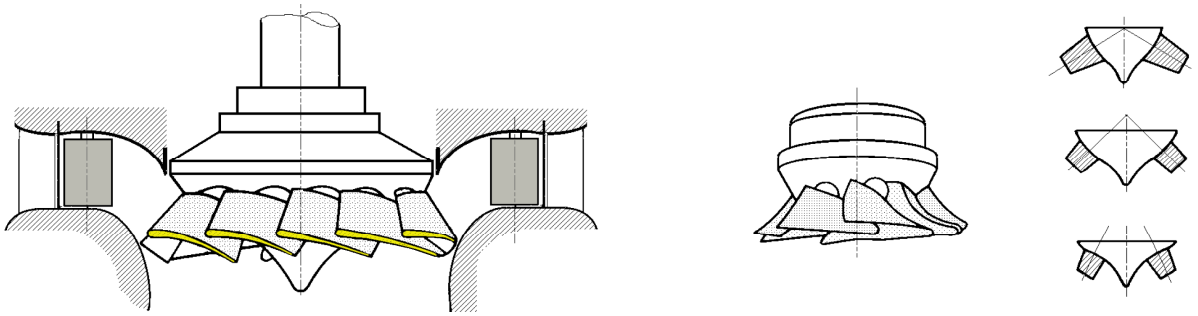


*Fig IV.7.- Rodetes Francis de flujo diagonal*

El ángulo de entrada $\beta_1 > 90^o$, ($\alpha_1 < 45^o$) favorece el aumento del número de revoluciones, porque aumenta $\vec{u}_1$ ; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodete y el distribuidor, sin que ello tenga apenas ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete; en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento.

En estas turbinas, para unos mismos valores de $H_n$ y $\alpha_1$ en comparación con las normales, se obtiene un valor de $\vec{c}_1$ menor, resultando mayor la velocidad tangencial $\vec{u}_1$ . Los conductos entre álabes resultan más largos y estrechos y, en consecuencia, las pérdidas por rozamiento son relativamente altas, lo cual reduce el rendimiento; los rodetes trabajan con mucha sobrepresión, produciéndose grandes aceleraciones en los conductos.

## IV.2.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

***Velocidad absoluta de entrada del agua en el rodete*** $\vec{c}_1$ .- Aplicando Bernoulli entre *(a)* y *(1)*, con plano de comparación en *(1)*, Fig IV.8:

$$0 + \frac{p_{atm}}{\gamma} + H_d = \frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{p_1}{\gamma} + h_d \quad \Rightarrow \quad c_1 = \sqrt{2\,g\,\{(H_d - h_d) - \frac{p_1 - p_{atm}}{\gamma}\}} = \varphi_1 \sqrt{2\,g\,H_n}$$

Otra expresión de $\vec{c}_1$ en función de los ángulos $\alpha_1$ y $\beta_1$ se obtiene a partir de la ecuación fundamental, en condiciones de rendimiento máximo, y del triángulo de velocidades, en la forma:

$$\left.\begin{array}{l} u_1 = \dfrac{g\,H_n\ \eta_{hid}}{c_1\ \cos\alpha_1} \\ \dfrac{u_1}{sen\,(\beta_1 - \alpha_1)} = \dfrac{c_1}{sen\,\beta_1} \end{array}\right\} \Rightarrow \quad c_1 = \frac{u_1\ sen\ \beta_1}{sen\ (\beta_1 - \alpha_1)} = \sqrt{\frac{sen\ \beta_1}{\cos\alpha_1\ sen\,(\beta_1 - \alpha_1)}\ g\ H_n \eta_{hid}}$$

***Velocidad periférica*** $\vec{u}_1$ .- La velocidad periférica $u_1$ en función de los ángulos $\alpha_1$ y $\beta_1$ es:

$$\frac{u_1}{sen\,(\beta_1 - \alpha_1)} = \frac{c_1}{sen\ \beta_1} = \left| c_1 = \frac{g\,H_n \eta_{hid}}{u_1\ \cos\alpha_1} \right| = \frac{g\,H_n\ \eta_{hid}}{u_1\ \cos\alpha_1\ sen\ \beta_1}$$

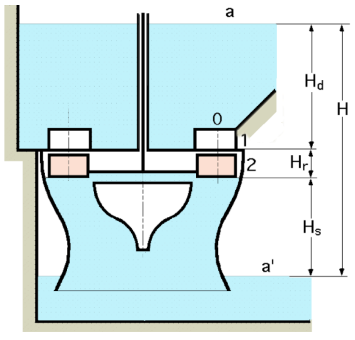


*Fig IV.8.- Esquema de TH de reacción*

$$u_1 = \sqrt{\frac{sen\,(\beta_1 - \alpha_1)}{sen\ \beta_1\ \cos\alpha_1)}\ g\,H_n \eta_{hid}} = \ldots = \sqrt{g\,H_n \eta_{hid}\ (1 - \frac{tg\ \alpha_1}{tg\ \beta_1})}$$

observándose que $u_1$ aumenta si $\beta_1 > 90^o$, y cuanto mayor sea $\alpha_1$

***Velocidad de salida*** $w_2$.- Aplicando Bernoulli al agua en rotación entre (2) y (1) y considerando el plano de referencia que pasa por (2), resulta:

$$\frac{p_2}{\gamma} + 0 + \frac{w_2^2}{2\,g} - \frac{u_2^2}{2\,g} = \frac{p_1}{\gamma} + H_r + \frac{w_1^2}{2\,g} - \frac{u_1^2}{2\,g}$$

$$w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2\,g\,(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r) = 2\,g\,(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H - H_d - H_s)$$

y suponiendo régimen hidrostático entre (a') y (2) se tiene:

$$p_{atm} = p_2 + \gamma\, H_s \quad \Rightarrow \quad \frac{p_2}{\gamma} + H_s = \frac{p_{atm}}{\gamma}$$

$$w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2\,g\,(\frac{p_1 - p_{atm}}{\gamma} + H - H_d) = 2\,g\,H - 2\,g\,(H_d - \frac{p_1 - p_{atm}}{\gamma}) = 2\,g\,H - c_1^2$$

$$w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2 + 2\,g\,H - c_1^2 = \left| \; w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2\,u_1\,c_1\,\cos\alpha_1 \; \right| = 2\,g\,H_n - 2\,u_1\,c_1\,\cos\alpha_1$$

$$w_2^2 = u_2^2 + 2\,g\,H_n - 2\,u_1\,c_1\,\cos\alpha_1$$

***Velocidad absoluta de salida del agua*** $\vec{c}_2$

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2\,u_2\,w_2\,\cos\beta_2 = w_2^2 + u_2^2 + 2\,w_2\,u_2 - 2\,w_2\,u_2 - 2\,u_2\,w_2\,\cos\beta_2 =$$

$$= (w_2 - u_2)^2 + 2\,w_2\,u_2\,(1 - \cos\beta_2) = (w_2 - u_2)^2 + 4\,w_2\,u_2\,\mathrm{sen}^2\frac{\beta_2}{2}$$

## IV.3.- VELOCIDAD ESPECÍFICA EN FUNCIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA TURBINA.

A la entrada del rodete, la velocidad absoluta del agua $\vec{c}_1$ está situada en un plano normal al eje de giro, siendo la componente axial nula, por lo que la velocidad meridiana $\vec{c}_{1m}$ coincide con la radial.

El valor de $n_s$ es:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| \begin{array}{l} c_{1m} = \dfrac{Q}{\pi\,D_1\,b_1} = k_{1m}\sqrt{2\,g\,H_n} \quad \Rightarrow \quad Q = k_{1m}\sqrt{2\,g\,H_n}\;\pi\,D_1\,b_1 = 13{,}90\,k_{1m}\sqrt{H_n}\;D_1\,b_1 \\ N = \dfrac{\gamma\,Q\,H_n\eta}{75} = 0{,}1853\,\gamma\,k_{1m}\sqrt{H_n^3}\;D_1\,b_1\,\eta \xrightarrow{\text{Para el agua}} N = 185{,}3\,k_{1m}\sqrt{H_n^3}\;D_1\,b_1\,\eta \\ u_1 = \xi_1\sqrt{2\,g\,H_n} = \dfrac{\pi\,D_1\,n}{60} \;\; ; \;\; n = 84{,}55\,\dfrac{\xi_1}{D_1}\sqrt{H_n} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{84{,}55\,\frac{\xi_1}{D_1}\sqrt{H_n}\;\sqrt{185{,}3\,k_{1m}\,D_1\,b_1\,H_n^{3/2}\eta}}{H_n^{5/4}} = 1150\,\xi_1\sqrt{k_{1m}\frac{b_1}{D_1}\,\eta}$$

observándose que el coeficiente numérico es el doble del que aparece en las turbinas Pelton, mientras que la relación $\frac{d}{D}$ se sustituye por $\sqrt{\frac{b_1}{D_1}}$.

El rendimiento η influye en la misma forma que en las Pelton, apareciendo el coeficiente $k_{1m}$ de la componente meridiana $\vec{c}_{1m}$ en lugar del coeficiente $\varphi_1$ de la velocidad $\vec{c}_1$ del chorro.

El rendimiento tiene que ser lo más elevado posible y como la relación $\frac{b_1}{D_1}$ viene impuesta, sólo

quedan como variables que influyen *en $n_s$ los coeficientes $k_{1m}$ y $\xi_1$.*

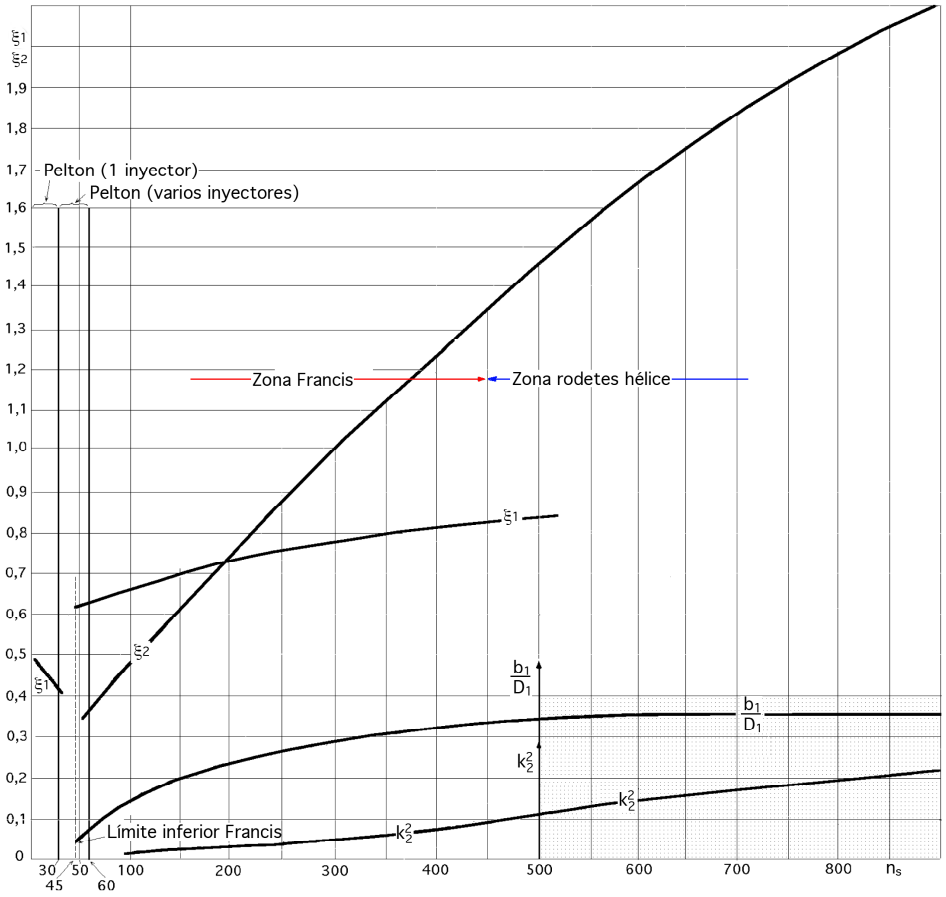



*Fig IV.9.- Orden de magnitud de las dimensiones de las ruedas Francis y hélice, que relacionan $\xi_1$ y $\xi_2$ con $n_s$*

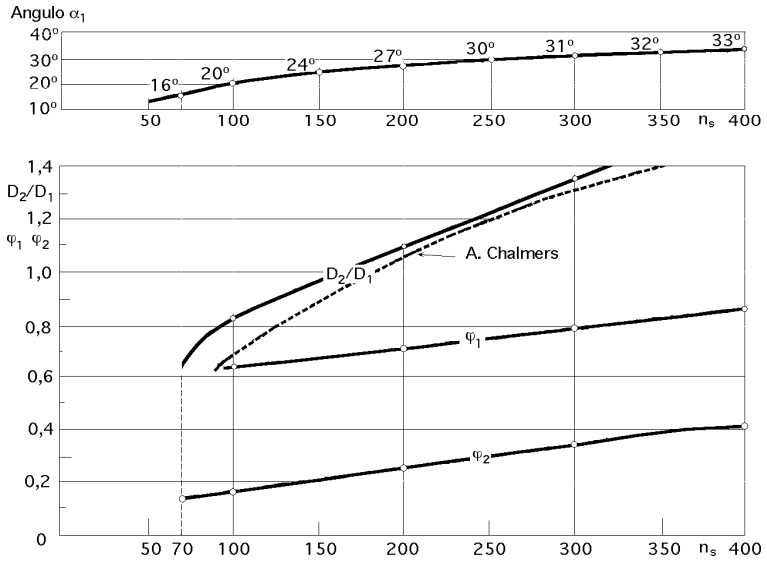



*Fig IV.10.- Dimensiones del distribuidor $b_1$ y $D_1$, ángulo de ataque $\alpha_1$ y coeficientes óptimos de velocidad $\varphi_1$ y $\varphi_2$ para turbinas Francis en función de $n_s$*

*Los márgenes de variación de $k_{1m}$ son limitados, por cuanto para un salto dado $H_n$ los valores que se fijan*

*para $k_{1m}$ deben proporcionar una componente $\vec{c}_{1m}$ aceptable desde un punto de vista hidráulico. Si se supone un $H_n$ grande y se da a $k_{1m}$ un valor elevado, la componente $\vec{c}_{1m}$ será también muy elevada, lo cual ocasionará unas pérdidas de carga inadmisibles.*

*Por el contrario, si tanto $H_n$ y $k_{1m}$ se toman pequeños, la velocidad $\vec{c}_{1m}$ será también pequeña y al tener que evacuar un caudal determinado, la sección de salida del distribuidor tendrá que ser muy grande, lo que exigiría una rueda demasiado grande.*

## IV.4.- ALGUNAS RELACIONES ENTRE PARÁMETROS DE DISEÑO

*Relación entre $D_2$, $n$ y $Q$.-* El diámetro $D_2$ a la salida en condiciones de rendimiento máximo, que hace mínima la suma de las pérdidas de $\begin{cases} \text{carga en el rodete, } h_r = m^2 \dfrac{w_1^2}{2g} = m^2 \lambda_1^2 \ H_n \\ \text{energía en el difusor, } h_s = s^2 \dfrac{c_2^2}{2g} = s^2 \varphi_2^2 \ H_n \end{cases}$, en las que $s$ y $m$ son coeficientes numéricos medios (s = 0,7; m = 0,25), y $D_2 = 4{,}375 \sqrt[3]{\dfrac{Q}{n}}$, ecuación de Ahlfors que sirve como relación de partida en el diseño de turbinas Francis.

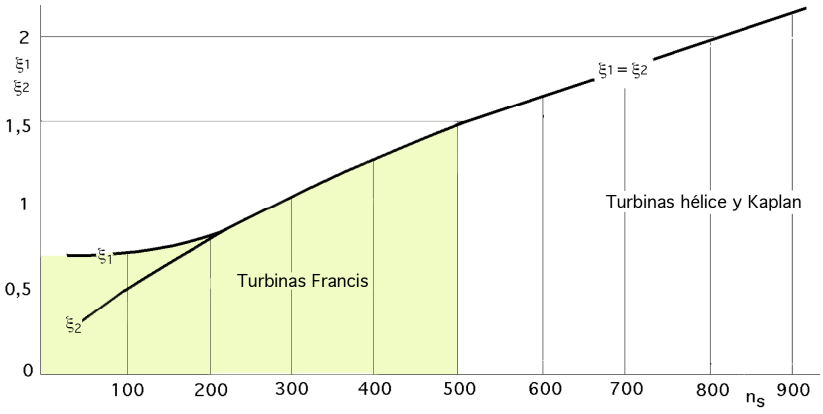



*Fig IV.11.- Relación entre $\xi_1$, $\xi_2$ y $n_s$*

*Relación entre $u_2$ y $n_s$ ,* Fig IV.11; se parte de la expresión: $u_2 = \xi_2 \sqrt{2\,g\,H_n} = \dfrac{D_2}{2} \dfrac{\pi\,n}{30}$, de la que se despeja el valor de $\xi_2$

$$\xi_2 = 0{,}0118 \frac{n\,D_2}{\sqrt{H_n}} = \left| D_2 = 4{,}375 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \right| = 0{,}0517 \frac{\sqrt[3]{Q\,n^2}}{\sqrt{H_n}} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} n_s = \dfrac{n\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| N = 13{,}33\,Q\,H_n\ h \right| = \dfrac{3{,}65\,n\sqrt{Q\,h}}{H_n^{3/4}} \\ n = 0{,}2738 \dfrac{n_s\ H_n^{3/4}}{\sqrt{Q\,\eta}} \quad \Rightarrow \quad Q\,n^2 = \dfrac{0{,}075\,n_s^2\ H_n^{3/2}}{\eta} \end{array} \right| = 0{,}0218 \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{\eta}} = \frac{u_2}{\sqrt{2\,g\,H_n}}$$

$$u_2 = 0{,}0965 \sqrt{H_n} \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{\eta}}$$

Para $\eta = 0{,}85$ resulta, $\xi_2 = 0{,}023\, n_s^{2/3} = \dfrac{u_2}{\sqrt{2\,g\,H_n}}$ , válida para $200 < n_s < 600$ que se aproxima a la que, experimentalmente, obtuvieron Voetsch y Allis Chalmers.

*Relación entre $n_s$ , $\xi_2$ y $\varphi_2$*

- La sección de salida del rodete de la turbina es: $\Omega_2 = \dfrac{\pi\, D_2^2}{4}$

- Si el eje que acciona la turbina es de diámetro $d$ y atraviesa el difusor, el área efectiva de salida es:

$$\Omega_2 = \frac{\pi\,(D_2^2 - d^2)}{4} = \left| \theta = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2} < 1 \right| = \frac{\pi\,\theta\,D_2^2}{4} = \theta\,\Omega$$

El caudal que sale por el difusor se puede obtener a partir del caudal Q inicial que entra en la turbina, siendo su valor:

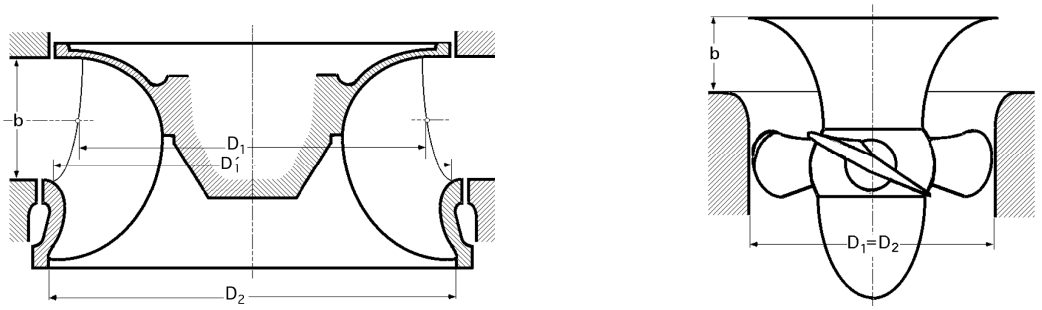



*Fig IV.12.- Dimensiones de rodetes Francis y Kaplan*

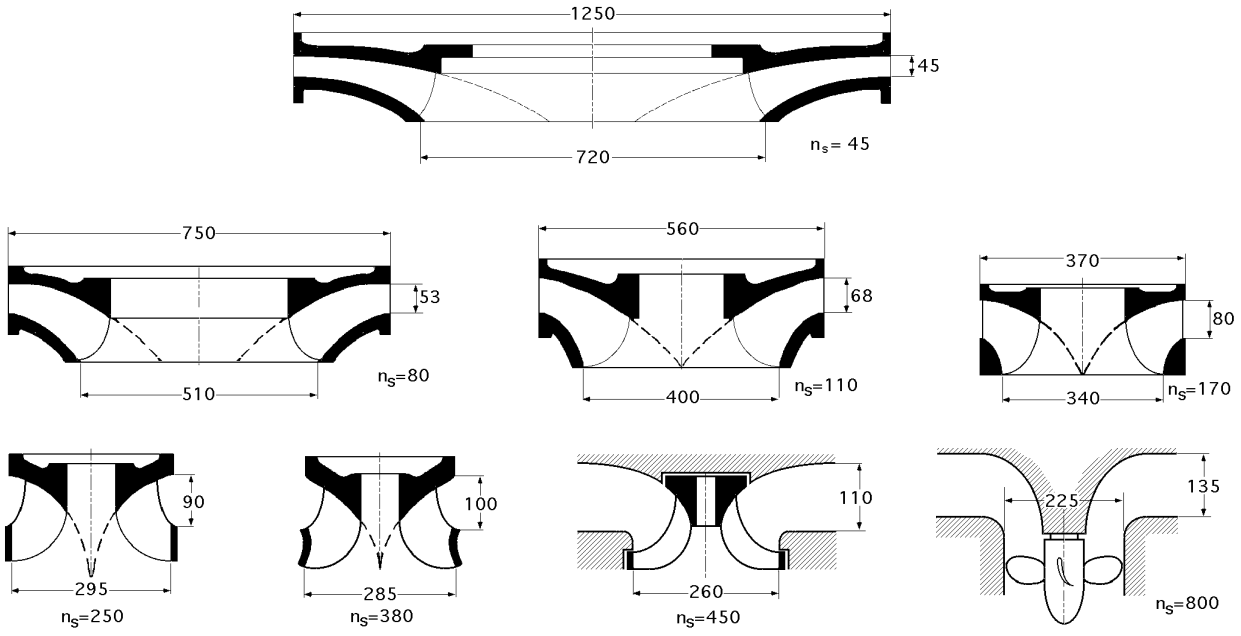



*Fig IV.13.- Relación entre $n_s$ y la forma del rodete*

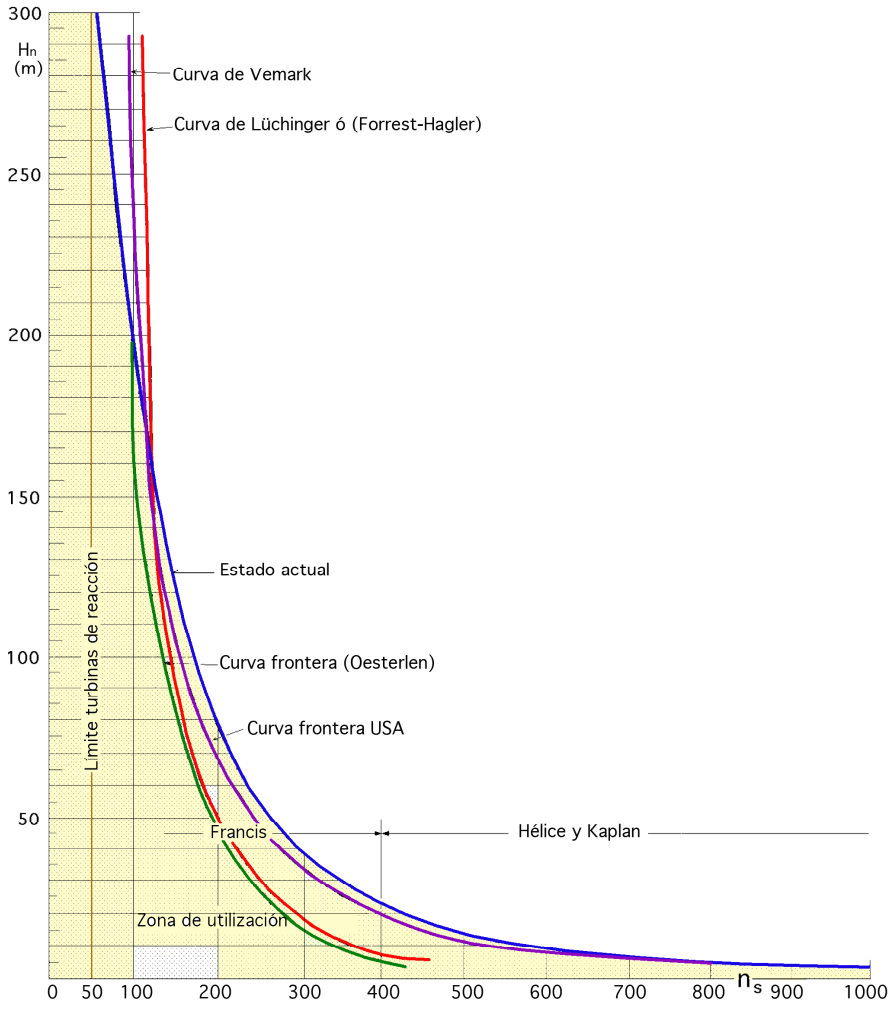



*Fig IV.14.- Zona de utilización de las turbinas Francis y hélice*

$$\eta_{vol}\ Q = \theta\ \frac{\pi\ D_2^2}{4}\ c_2 = \theta\ \frac{\pi\ D_2^2}{4}\ \varphi_2\ \sqrt{2\ g\ H_n} \quad \Rightarrow \quad Q = 3{,}477\ \frac{\theta\ D_2^2\ \varphi_2\ \sqrt{H_n}}{\eta_{vol}}$$

La potencia es: $N = 13{,}33\ Q\ H_n \eta = 46{,}57\ \dfrac{\theta\ D_2^2\ \varphi_2 \sqrt{H_n^3}}{\eta_{vol}}\ \eta$

El valor de:

$$n_s = \frac{n\ \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| n = 84{,}55\ \frac{\xi_1}{D_1}\ \sqrt{H_n} = \left( \begin{array}{c} \dfrac{u_2}{u_1} = \dfrac{\xi_2}{\xi_1} = \dfrac{D_2}{D_1} \\ \dfrac{\xi_1}{D_1} = \dfrac{\xi_2}{D_2} \end{array} \right) = 84{,}55\ \frac{\xi_2}{D_2}\ \sqrt{H_n} \right| =:$$

$$= \frac{84{,}55\ \dfrac{\xi_2}{D_2}\ \sqrt{\dfrac{46{,}57\ \theta\ D_2^2\ \varphi_2\ H_n^{5/2}\ \eta}{\eta_{vol}}}}{H_n^{5/4}} = 577\ \xi_2\ \sqrt{\frac{\theta\ \varphi_2\ \eta}{\eta_{vol}}}$$

Considerando valores medios: $\theta = 0{,}85$, $\eta = 0{,}85$ y $\eta_{vol} = 0{,}95$, *resulta:*

$$n_s = 503{,}2\ \xi_2\ \sqrt{\varphi_2} = \left| \xi_2 = 0{,}023\ n_s^{2/3} \right| = 11{,}57\ n_s^{2/3}\ \sqrt{\varphi_2} \quad \Rightarrow \quad \varphi_2 = 0{,}007465\ n_s^{2/3}$$

$$\varphi_2^2 = \frac{c_2^2}{2\,g\,H_n} = 5{,}57.10^{-5}\, n_s^{4/3} = f_2(n_s)$$

y si: $\theta = 1$ ; $\eta = 0{,}85$ ; $\eta_{vol} = 0{,}95$ , resulta: $n_s = 545{,}8\ \xi_2 \sqrt{\varphi_2}$ , que dice que, a medida que $n_s$ crece, $\varphi_2$ también crece, por lo que las pérdidas de carga a la salida crecen también, aunque provisionalmente, por cuanto el tubo de aspiración va a permitir recuperar parte de esas pérdidas, que de no existir, se perderían totalmente. Este resultado es de aplicación al cálculo de la altura $H_s$ del aspirador-difusor, como veremos más adelante.

*Relación entre $n_s$ y $H_n$.-* La representación gráfica de la Fig IV.14 es muy simple; la zona que está por debajo de la línea continua, proporciona valores aplicables de modo satisfactorio, mientras que hay que evitar la zona que está por encima. La curva propuesta por Oesterlen considera unos límites a no sobrepasar.

## IV.5.- CÁMARA ESPIRAL

La cámara espiral tiene como misión el dirigir convenientemente el agua en el distribuidor; para calcular sus dimensiones, la supondremos de sección circular, aunque también puede ser rectangular; su forma es tal que la velocidad media tiene que ser la misma en cualquier punto del caracol, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad.

A su vez, el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, ya que las pérdidas podrían ser excesivas.

Para cámaras $\begin{cases} \text{espirales metálicas: } c_e = 0{,}18 + 0{,}28\ \sqrt{2\,g\,H_n} \\ \text{de hormigón: } c_e \le 0{,}13\ \sqrt{2\,g\,H_n} \end{cases}$

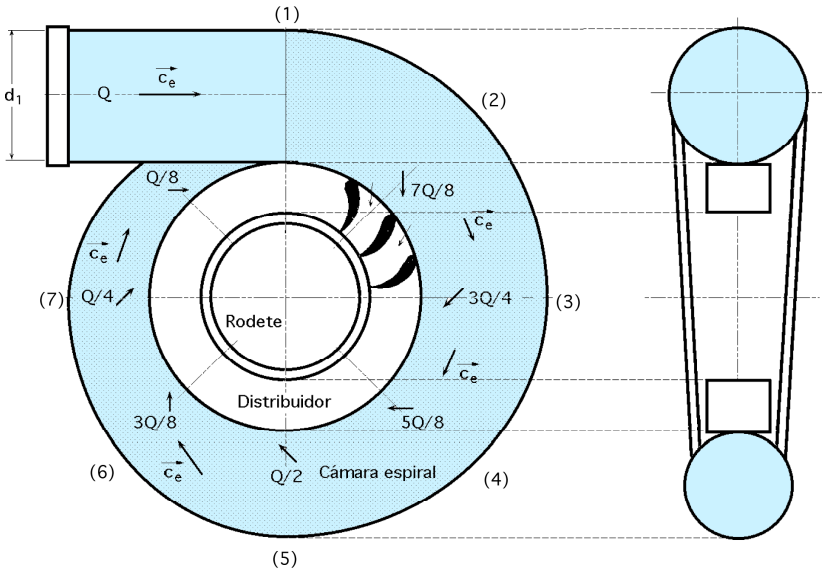



*Fig IV.15.- Cámara espiral de una turbina Francis*

Si la cámara se divide, por ejemplo, en 8 secciones, Fig IV.15, cada una a 45º y el caudal entrante es $Q$, la sección de entrada $\Omega_1$ es:

$$Q = \Omega_1 \; c_e = \frac{\pi \; d_1^2}{4} \; c_e \quad \Rightarrow \quad d_1 = 1{,}128 \; \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

*Las secciones $\Omega_2$, $\Omega_2$,... son atravesadas únicamente por $\frac{7Q}{8}$, $\frac{6Q}{8}$, ..., respectivamente; como la velocidad $\vec{c}_e$ del agua en cualquier sección tiene que ser constante, resulta:*

$$\frac{7Q}{8} = \Omega_2 \; c_e = \frac{\pi \; d_2^2}{4} \; c_e \quad \Rightarrow \quad d_2 = 1{,}055 \; \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{7}{8}} \; d_1$$

$$\frac{6Q}{8} = \Omega_3 \; c_e = \frac{\pi \; d_3^2}{4} \; c_e \quad \Rightarrow \quad d_3 = 0{,}977 \; \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{6}{8}} \; d_1$$

y, así sucesivamente:

$$d_4 = \sqrt{\frac{5}{8}} \; d_1 \;\; ; \;\; d_5 = \sqrt{\frac{4}{8}} \; d_1 \;\; ; \;\; d_6 = \sqrt{\frac{3}{8}} \; d_1 \;\; ; \;\; d_7 = \sqrt{\frac{2}{8}} \; d_1 \;\; ; \;\; d_8 = \sqrt{\frac{1}{8}} \; d_1$$

diámetros que, normalmente, se suelen aumentar en la práctica para tener en cuenta el rozamiento y la obstrucción de las directrices, cuya misión es la de servir de guía al agua antes de penetrar en el distribuidor, y cuyo número es del orden de 6 a 8 como máximo.

## IV.6.- EL DISTRIBUIDOR

El distribuidor tiene como misión dirigir convenientemente el agua hacia los álabes del rodete, regulando el caudal admitido, y modificando de esta forma la potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de carga de la red, Fig IV.16. No genera energía (como órgano estático que es), pero sí transforma energía de presión en energía cinética. La *regulación* se realiza, teóricamente, sin variación de la velocidad absoluta de entrada del agua en el rodete $\vec{c}_1$, ya que lo único que se modifica es el ángulo $\alpha_1$ dentro del plano perpendicular al eje de rotación de la turbina, lo que implica que $\vec{c}_1$ no tenga componente axial.

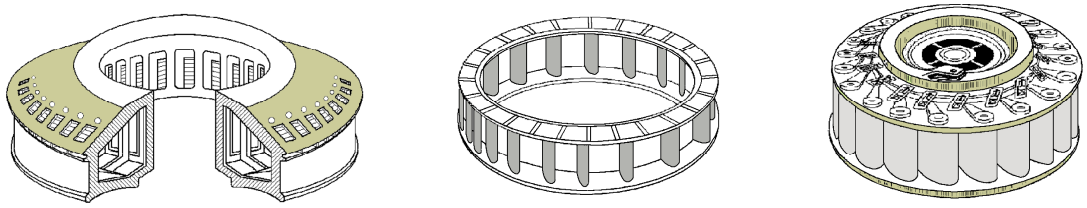


*Fig IV.16.- Directrices del distribuidor*

La componente tangencial $\vec{c}_{1m}$ no da lugar a gasto alguno, ya que éste viene determinado por el módulo de la componente radial en el distribuidor $\vec{c}_{1r}$, de la forma:

$Q = 2\ \pi\ r_1\ b_1\ c_{1r} = 2\ \pi\ r_1\ b_1\ c_{1m}$

El índice de $\vec{c}_1$ describe, por ser constante, un arco de circunferencia, aunque en la práctica ésto no es riguroso, ya que al contraerse la vena líquida al disminuir la abertura del distribuidor, se produce un aumento de $\vec{c}_1$ , Fig IV.17. Cuando la turbina tiende a embalarse $\vec{u}_1$ aumenta, y para que ésto no se produzca se actúa sobre los álabes del distribuidor, orientándoles de forma que la velocidad $\vec{u}_1$ permanezca constante e igual a la nominal. Al modificarse la dirección de $\vec{c}_1$ por la acción de las directrices del distribuidor, la velocidad relativa en el rodete $\vec{w}_1$ cambia de magnitud y dirección y el agua a la entrada en el rodete, cuando éste trabaje fuera de las condiciones de diseño, dejará de ser tangente a los álabes. En estas condiciones, el triángulo de velocidades a la entrada del rodete proporciona una velocidad relativa $\vec{w}_{1'}$ que se descompone en otras dos:

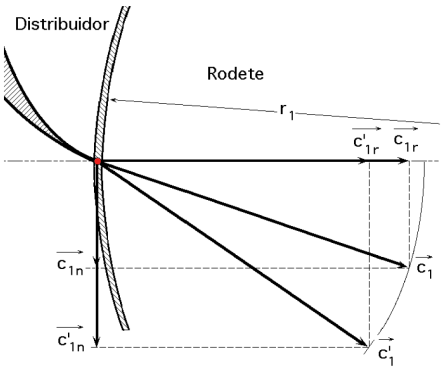



*Fig IV.17.- Componentes de $\vec{c}_1$ cuando se modifican las directrices del distribuidor*

*- Una $\vec{w}_{1'm}$ según la dirección tangencial al álabe en M*

*- Otra $\vec{w}_{1'n}$ perpendicular a la anterior es la componente de choque que origina unas pérdidas a la entrada, Fig IV.18, y que se encarga de llevar a $\vec{u}_1$ a su velocidad nominal*

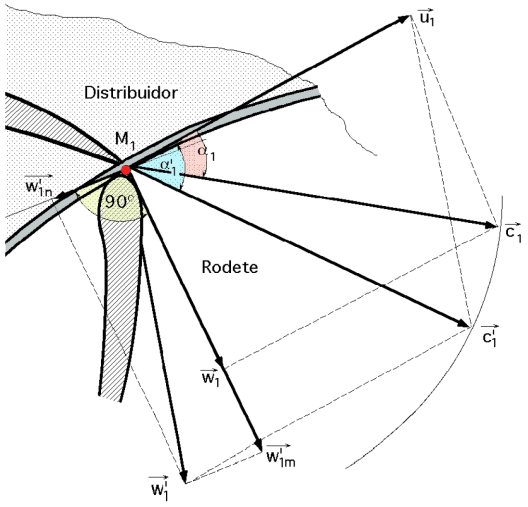



*Fig IV.18.- Triángulo de velocidades a la entrada del rodete al modificar las directrices del distribuidor*

Aparte de estas pérdidas, en el distribuidor aparecen otras relativas a torbellinos y rozamientos, que junto con las de choque, originan una pérdida de rendimiento. Con la variación de $\alpha_1$ se modifica la componente radial $\vec{c}_{1m}$ y con ella el valor del caudal. Como la turbina tiene que funcionar a velocidad constante para mantener la frecuencia de la corriente eléctrica generada en el alternador, *implica que $\vec{u}_1$ sea constante* para cualquier caudal, lo que se intenta conseguir con el regulador de velocidad que actúa sobre las directrices o álabes móviles del distribuidor.

Un *distribuidor tipo de turbina Francis* se representa en la Fig IV.19, en el que las:

*- Antedirectrices son fijas (predistribuidor)*

*- Directrices orientables del distribuidor se accionan mediante un anillo de maniobra, que se puede mover por un servomotor dependiente del regulador de la turbina.*

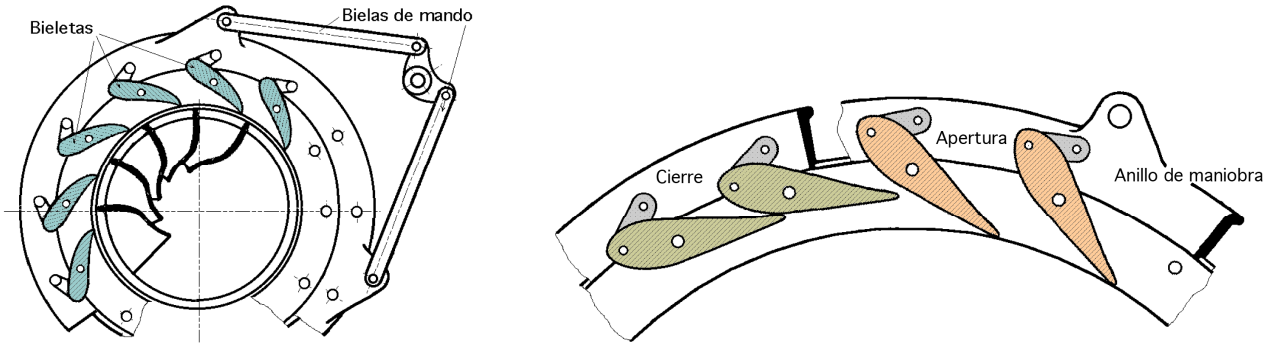



*Fig IV.19.- Distribuidor Fick*

***Perfil de los álabes de las directrices.-*** Las *directrices son superficies desarrollables cilíndricas de generatrices paralelas al eje de rotación de la turbina*; su perfil se determina teniendo en cuenta que *no hay transformación de energía hidráulica en mecánica al paso del agua por el distribuidor*, procurando evitar al máximo las pérdidas por rozamiento y torbellinos. Para calcular este perfil se determina *la trayectoria ideal de la vena fluida*; para ello, como el paso del agua por el distribuidor no genera ningún tipo de energía, si consideramos un punto A cualquiera de la trayectoria (0A1) del agua en el distribuidor, Fig IV.20, la condición:

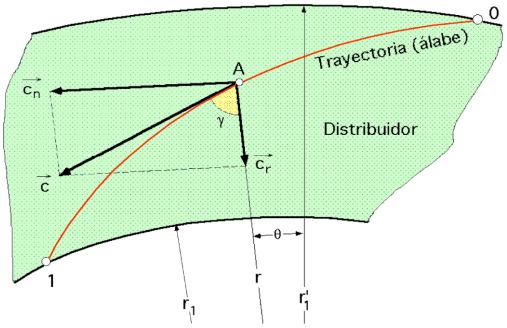



*Fig IV.20.- Trayectoria de la vena fluida en el distribuidor*

$$dN = \gamma\ Q\ \eta_{hid} dH_n = \left| H_n = \frac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g\ \eta_{hid}} \right| = \gamma\ Q\ \frac{d\,(u\ c_n)}{g} = 0 \quad \Rightarrow \quad u\ c_n = Cte$$

$$u\ c_n = r\ w\ c_n = \left| w = Cte \right| = Cte \quad \Rightarrow \quad r\ c_n = k$$

por lo que la circulación por el distribuidor es irrotacional.

De las dos componentes $\vec{c}_n$ y $\vec{c}_r$, la $\vec{c}_n$ no proporciona caudal alguno, por lo que el caudal que atraviesa el distribuidor es:

$$Q = 2\ \pi\ r\ b_1\ c_r = Cte \quad ; \quad r\ c_r = \frac{Q}{2\ \pi\ b_1} = Cte$$

La trayectoria de los filetes líquidos debe satisfacer las condiciones:

$$\left.\begin{aligned} r\ c_n &= k \\ r\ c_r &= \frac{Q}{2\ \pi\ b_1} = k' \end{aligned}\right\} \quad \Rightarrow \quad \frac{c_n}{c_r} = \frac{2\ \pi\ b_1\ k}{Q} = Cte = tg\ \gamma$$

por lo que en cada punto de la trayectoria, la velocidad forma un ángulo constante con el radio.

En coordenadas polares:

$$tg\ \gamma = \frac{r\ d\theta}{dr} \quad \Rightarrow \quad \frac{dr}{r} = \frac{d\theta}{tg\ \gamma} \quad ; \quad r = C'\ e^{\frac{\theta}{tg\ \gamma}} = \left| r = r_1 \quad \Rightarrow \quad \theta = 0 \right| = r_1\ e^{\frac{\theta}{tg\ \gamma}}$$

que es una espiral de Arquímedes, a la que se debe ajustar la forma del perfil de las directrices móviles del distribuidor.

Los valores de $\vec{c}$ y $\vec{c}_1$ se obtienen, teniendo en cuenta que $\gamma = 90^o - \alpha$, en la forma:

$$c = \sqrt{c_r^2 + c_n^2} = \sqrt{c_r^2 + c_r^2\ tg^2\gamma} = c_r\ \sqrt{1 + tg^2\gamma} = \frac{Q}{2\ \pi\ r\ b_1 \cos\ \gamma} = \frac{Q}{2\ \pi\ r\ b_1 sen\ \alpha}$$

$$Para: \left\{ \begin{array}{c} r = r_1\ ;\ \ c = c_1\ ;\ \alpha = \alpha_1 \\ 2\ \pi\ r_1 = Z\ a_1 \end{array} \right\} \ \Rightarrow\ \ c_1 = \frac{Q}{Z\ a_1\ b_1\ sen\ \alpha_1} = \frac{Q}{2\ \pi\ r_1\ b_1\ sen\ \alpha_1}$$

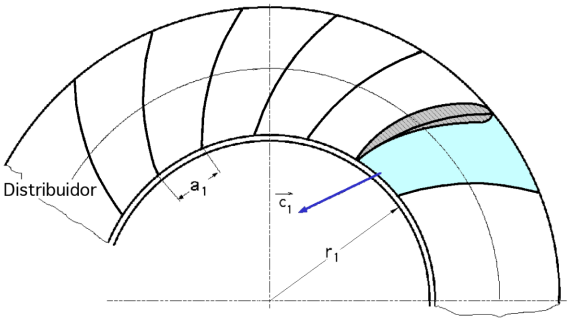


*Fig IV.21.- Perfil de las directrices del distribuidor*

siendo $Z$ el número de álabes del distribuidor y $a_1$ la dimensión indicada en la Fig IV.21, (el paso correspondiente a $r_1$).

En realidad, la forma de las directrices se calcula considerando la espiral de Arquímedes como curva media del álabe, mientras que como perfil del mismo, se toma uno que corresponda a un mínimo de resistencia hidrodinámica, Fig IV.21.

## IV.7.- EL TUBO DE ASPIRACIÓN

El tubo de aspiración es un auténtico transformador de energía, ya que al originar a la salida del rodete una depresión, recupera no sólo la mayor parte de la energía cinética $\frac{c_2^2}{2g}$ que lleva el agua a la salida, sino que también amplía la altura geométrica del salto en una distancia $H_s$ igual a la existente entre la salida del rodete y el nivel del canal de desagüe aguas abajo; este órgano se conoce también como aspirador-difusor.

Se puede concebir también un aspirador no difusor, que recupere la altura $H_s$ pero no la energía cinética residual $\frac{c_2^2}{2g}$, que estaría constituido simplemente por un tubo cilíndrico sumergido en el canal aguas abajo.

*En las turbinas Francis lentas, el papel principal del tubo de aspiración es crear la depresión estática (vacío) correspondiente a la altura de aspiración $H_s$, por lo que, fundamentalmente, actúa como aspirador.*

*En las turbinas Francis rápidas y en las turbinas hélice y Kaplan, ésta misión del aspirador disminuye, siendo su principal papel el de actuar como difusor.*

***Forma del difusor.-*** La forma de realización de los difusores varía con el $n_s$ de la turbina y con el tipo de instalación. Para las turbinas de eje horizontal y pequeños valores de $n_s$ el tubo de aspiración puede ser una simple tubería acodada, de sección creciente, Fig IV.22.a, que desemboca por debajo del nivel del agua del canal. Para reducir el efecto perjudicial del codo, se puede utilizar para la parte recta final una disposición inclinada.

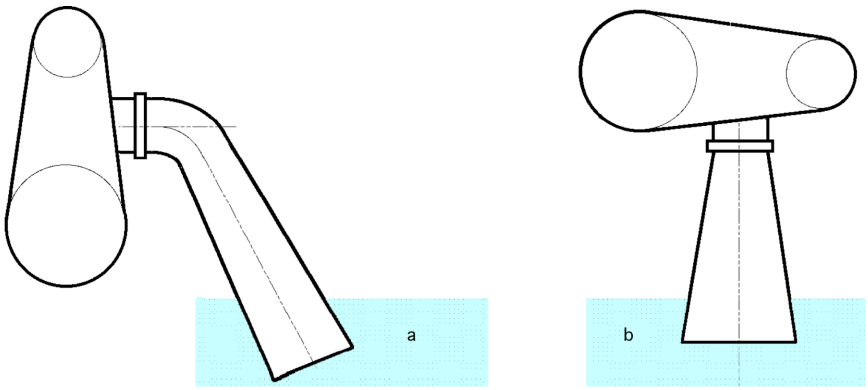



*Fig IV.22.- Formas simples del difusor*

Para las turbinas de eje vertical, la forma del difusor puede ser, para valores pequeños de $n_s$ la de un simple tronco de cono, Fig IV.22.b, pero tiene el inconveniente de necesitar un canal de desagüe en la perpendicular de la turbina. Para paliar este inconveniente se puede utilizar un difusor-aspirador acodado Fig IV.27.

Las turbinas en las que $\vec{c}_2$ es relativamente grande, van provistas de un aspirador-difusor de altura de aspiración pequeña a fin de evitar la cavitación, por cuanto a mayor $\vec{c}_2$ menor $p_2$.

Como conviene que el ensanchamiento del tubo sea progresivo se adoptan tubos de aspiración acodados, en los que la recuperación de la velocidad se realiza, casi en su totalidad, en el tramo horizontal del codo.

Cuando se utilizan en saltos muy pequeños de $1 \div 2$ m, el rodete debe quedar por lo menos, a 1 m por encima del nivel del canal. Como caso extremo sería posible utilizar un difusor que no crease ningún vacío estático, $H_s = 0$, o sin depresión en ningún punto, por lo que el rodete tendría que estar sumergido por debajo del nivel del canal de escape.

El aspirador-difusor acodado tiene la ventaja, sobre el aspirador recto, de reducir la profundidad de las fundaciones y por consiguiente, los trabajos de construcción, a veces muy costosos. Por el contrario tiene el inconveniente respecto a los demás, de que aumenta las dimensiones transversales y, por lo tanto, las de la sala de máquinas.

### *TUBO DE ASPIRACIÓN VERTICAL*

***Ganancia de salto neto en el aspirador difusor.-*** Para calcular la ganancia de salto neto, o energía recuperada en el aspirador difusor, consideraremos dos situaciones: una turbina Francis con difusor B y otra sin él A, a las que aplicaremos el criterio europeo, Fig IV.23.

$$\text{Turbina A: } H_n = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_2\right)$$

$$\text{Turbina B: } H_n' = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2\right) = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_a\right)$$

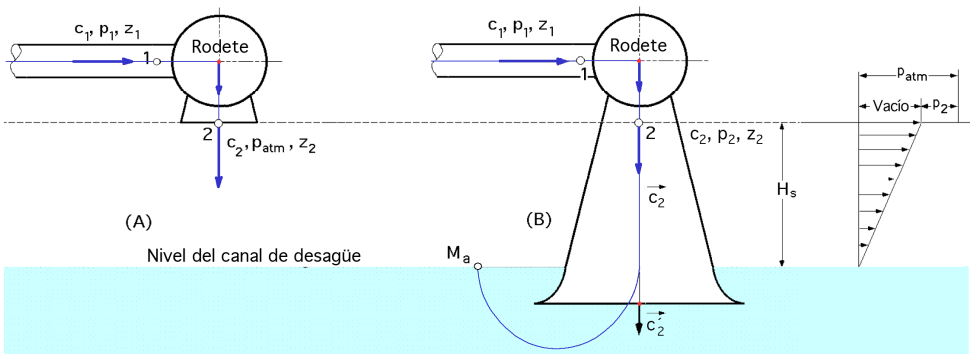



*Fig IV.23.- Turbina sin y con tubo de aspiración*

$$H'_n - H_n = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + z_2 - z_a = \left| \begin{array}{l} z_2 - z_a = H_s \\ \dfrac{c_a^2}{2g} \rightarrow 0 \end{array} \right| \simeq \frac{c_2^2}{2g} + H_s$$

***Ganancia de salto efectivo en el aspirador difusor.-*** Si se tienen en cuenta las pérdidas de carga en el difusor y a la salida, la energía recuperada en el aspirador-difusor, Fig IV.23, es:

$$\textit{Turbina (A):}\quad H_{efec} = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_2 + h_r\right)$$

$$\textit{Turbina (A):}\quad H_{efec} = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_2 + h_r\right)$$

$$= \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\lambda} + z_a + h_r + h_s + h'_s\right)$$

$$H'_{efec} - H_{efec} = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + (z_2 - z_a) - (h_s + h'_s) = \left| \begin{array}{l} \dfrac{c_a^2}{2g} \rightarrow 0 \\ h'_s = \dfrac{c_{2'}^2 - c_a^2}{2g} \approx \dfrac{c_{2'}^2}{2g} \end{array} \right| = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} + H_s - h_s$$

$$\textit{en la que:} \begin{cases} \dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}\textit{, es la altura dinámica teórica de aspiración} \\ \dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s\textit{ , es la altura dinámica real de aspiración} \end{cases}$$

***Rendimiento del aspirador-difusor.-*** Si se define el rendimiento del difusor en la forma:

$$\eta_d = \frac{\dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s}{\dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}} \quad \Rightarrow \quad h_s = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}(1 - \eta_d) \quad ; \quad \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}\eta_d$$

la energía realmente recuperada es:

$$H'_{efec} - H_{efec} = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}\eta_d + H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma}$$

El rendimiento del difusor depende mucho de su forma; si está racionalmente construido puede llegar a ser de un 80÷90%; si es troncocónico y no se despega el agua de las paredes, se puede obtener un rendimiento comprendido entre el 50÷60% y si el difusor es acodado en ángulo recto, con sección circular en la turbina de eje horizontal, vale entre el 41÷50%.

La *altura del tubo de aspiración* $H_s$ se obtiene de la anterior, en la forma:

$$H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}\eta_d = \left| \frac{c_{2'}^2}{2g} \to 0 \right| = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g}\eta_d = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g} + h_s$$

que depende de la altura representativa de la presión atmosférica $\frac{p_{atm}}{\gamma}$ donde está emplazado el rodete, de la velocidad $\vec{c}_2$ de salida del agua del mismo, del rendimiento del tubo de aspiración y de la altura representativa de la presión a la entrada del tubo $\frac{p_2}{\gamma}$, que se puede considerar suma de:

- *La altura piezométrica*
- *La tensión de vapor, variable con la temperatura y despreciable hasta los 20ºC*

Para conseguir un buen funcionamiento y evitar problemas de cavitación en las Francis lentas y normales, es conveniente que la altura de presión $\frac{p_2}{\gamma}$ a la salida del rodete y entrada en el difusor, esté por encima de los 2 m.c.a., $\frac{p_2}{\gamma} > 2\ m$.

Teniendo en cuenta que en un aspirador difusor bien construido, el valor de $\frac{c_{2'}^2}{2g} \to 0$, se puede admitir para $H_s$ un valor que no se debe sobrepasar en ningún momento, de la forma:

$$H_s \le \frac{p_{atm}}{\gamma} - 2 - \frac{c_2^2}{2g}\eta_d$$

Las pérdidas en el difusor son: $h_s = (1 - \eta_d)\ \frac{c_2^2}{2g}$

***Curvas de Rogers y Moody.-*** Aunque se ha considerado que la presión de seguridad $p_2$ debe ser mayor o igual que 2 m, en realidad, la presión límite $p_2$ por debajo de la cual no se debe descender depende de los valores de $n_s$ y $H_s$; Rogers y Moody proponen unas curvas que relacionan:

*a) Los valores* $p_2$, $n_s$ *y* $H_n$, *Fig IV.24:* $\frac{p_2}{\gamma} = f_1(n_s)\ H_n \quad \Rightarrow \quad \frac{p_2}{\gamma\ H_n} = f_1(n_s)$

*b) Los valores* $\vec{c}_2$, $n_s$ *y* $H_n$, *Fig IV.25:* $\frac{c_2^2}{2g\ H_n} = f_2(n_s) = \varphi_2^2 = 5{,}57.10^{-5}\, n_s^{4/3}$

de modo que si en una turbina se conocen $n_s$ y $H_n$ la altura máxima del tubo de aspiración $H_s$ se calcula a partir de las expresiones anteriores para la velocidad específica $n_s$ dada y de ahí los valores de $p_2$ y $\vec{c}_2$.

Si se sustituyen estos valores en la expresión de $H_s$ anteriormente deducida, se obtiene el valor de la altura máxima del tubo de aspiración en función de $n_s$ y $H_n$:

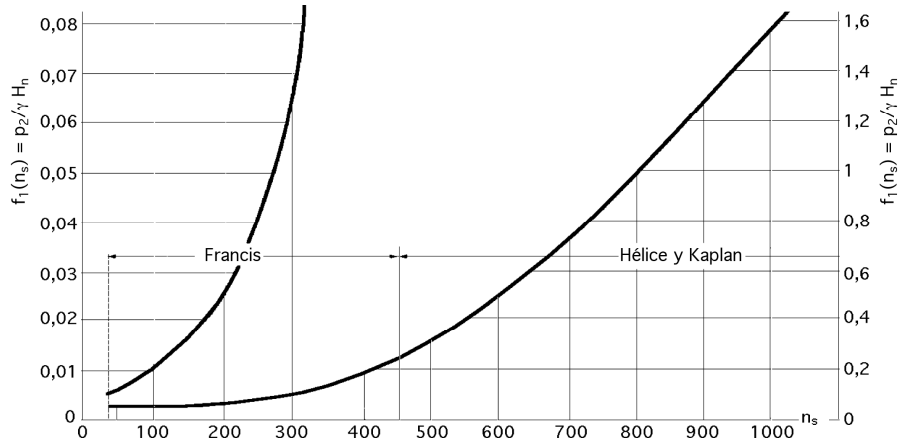



*Fig IV.24.- Curvas de Rogers y Moody, para la determinación de $f_1(n_s)$*

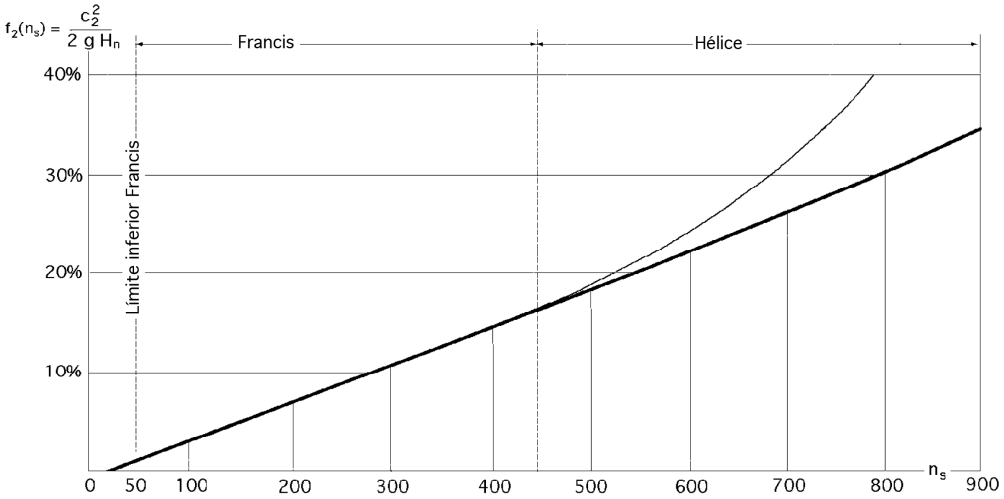



*Fig IV.25.- Orden de magnitud de las pérdidas provisionales a la salida para calcular $f_2(n_s)$*

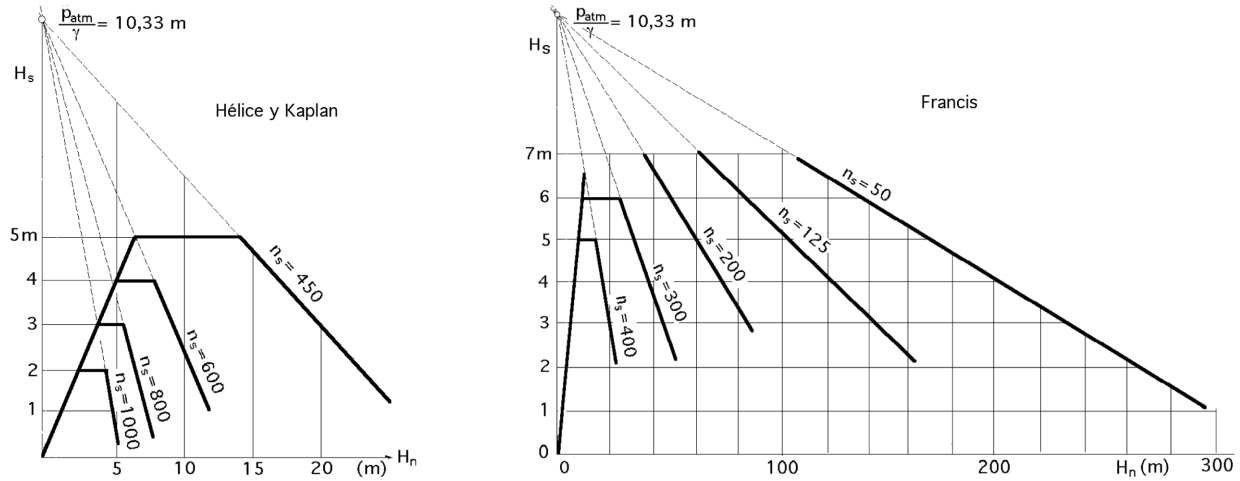



*Fig IV.26.- Variación de $H_s$ con $H_n$ en turbinas Francis ($50 < n_s < 500$) y en turbinas hélice ($450 < n_s < 1000$)*

$$H_s = \frac{p_{atm}}{\gamma} - f_1(n_s)\,H_n - f_2(n_s)\,H_n\;\eta_d = \left| \begin{array}{l} f_1(n_s) = a_1 \\ f_2(n_s) = \varphi_2^2 \end{array} \right| = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_n\;(a_1 + \varphi_2^2\;\eta_d)$$

que es la ecuación de una recta, que dice que la altura máxima $H_s$ del aspirador difusor varía linealmente con $H_n$ como se muestra en la Fig IV.26.

***Difusor acodado.-*** Para el *difusor acodado se puede establecer una teoría análoga a la del difusor recto, Fig IV.27.*

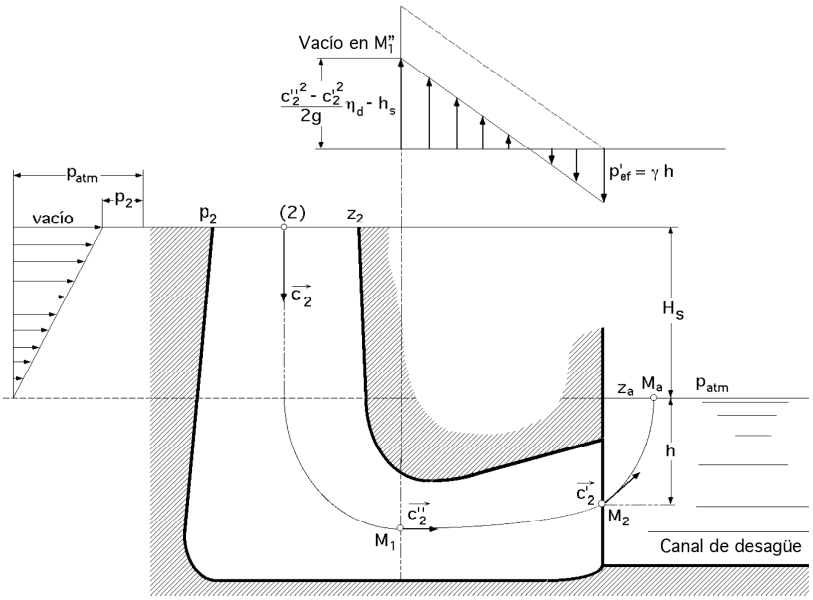



*Fig IV.27.- Difusor acodado*

*La energía recuperada*, igual al vacío en 2, vale: $H'_{efec} - H_{efec} = \dfrac{p_{atm} - p_2}{\gamma}$

Aplicando Bernoulli entre los puntos 2 y $M_a$ del difusor acodado, se tiene:

$$\frac{c_2^2}{2\,g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{c_a^2}{2\,g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_a + h_s + h'_s$$

$$\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2\,g} + z_2 - z_a - h_s - h'_s = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2\,g} + H_s - h_s - h'_s$$

Despreciando $\dfrac{c_a^2}{2\,g}$ y teniendo en cuenta que las pérdidas por choque a la salida del difusor son:

$$h'_s \simeq \frac{c_{2'}^2 - c_a^2}{2\,g} \simeq \frac{c_{2'}^2}{2\,g}$$

- *La energía recuperada es:* $H'_{efec} - H_{efec} = \dfrac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2\,g} - h_S + H_S = \dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2\,g}\,\eta_d + H_s$

- *La altura del tubo de aspiración es:* $H_s = \dfrac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \dfrac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2\,g}\,\eta_d = \left| c_{2'}^2 << \right| = \dfrac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \dfrac{c_2^2}{2\,g}\,\eta_d$

idéntica a la del aspirador-difusor no acodado.

## IV.8.- COEFICIENTE DE THOMA

Hasta ahora no se ha tenido en cuenta la *cavitación*, pero en las turbinas Francis puede apare-

cer localizada sobre las palas a la salida, fenómeno que se puede representar por la expresión $\frac{k\ w_1^2}{2g}$ y que hay que añadir a la ecuación anterior, por lo que $H_s$ se puede poner en la forma:

$$H_s \le \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g}\eta_d - k\frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \sigma\ H_n \quad \Rightarrow \quad \sigma \le \frac{\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - H_s}{H_n}$$

en la que el coeficiente de Thoma compendia las pérdidas por rozamiento hidráulico y la cavitación, observándose que cuanto mayor sea el salto $H_n$ menor será la altura de aspiración $H_s$; en la práctica, para que la columna de agua en el aspirador-difusor no se despegue de las paredes, $H_s$ tiene que ser, para turbinas $\begin{cases} Francis,\ H_s < 6\ m \\ Hélice\ y\ Kaplan,\ H_s < 4\ m \end{cases}$

*Tabla IV.1.- Coeficientes de cavitación para diferentes velocidades específicas*

| $n_s$ | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| σ | 0,04 | 0,05 | 0,08 | 0,13 | 0,22 | 0,31 | 0,45 | 0,6 | 0,7 | 0,9 | 1,5 | 2,1 |
| Tipo turbina | Francis lenta | Francis lenta | Francis normal | Francis normal | Francis rápida | Francis rápida | Francis extra | Francis extra | Hélice y Kaplan | | | |

El coeficiente σ de Thoma, cuyos valores numéricos se indican en la Tabla IV.1, y su representación gráfica en la Fig IV.28, define el límite de la cavitación; resolviendo la ecuación:

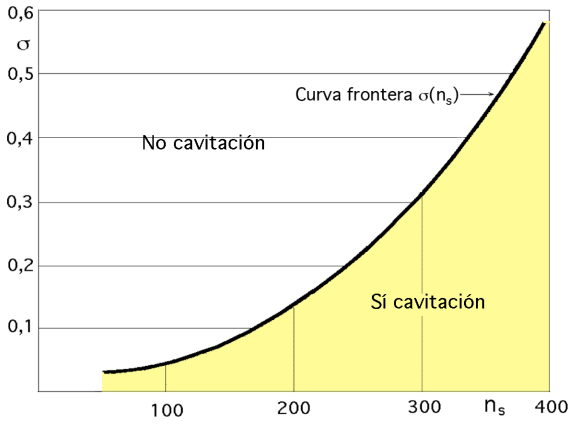


*Fig IV.28.- Curva frontera de cavitación $\sigma = f(n_s)$ (Thoma)*

$$\sigma = \frac{\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - H_s}{H_n}$$

se obtiene, para una turbina de nº específico de revoluciones $n_s$, un valor de σ que puede estar por encima o por debajo del coeficiente de Thoma definido en la Fig IV.28, indicando si la turbina está o no en cavitación; el coeficiente de Thoma se determina experimentalmente, y depende de la longitud de los álabes; si éstos son largos, la presión $p_2$ aumenta (la depresión disminuye), el coeficiente de cavitación disminuye y el peligro de cavitación también.

Cuando $H_s$ sea el máximo posible, el valor de σ es el de la curva frontera de cavitación, de la forma:

$$\sigma_{límite} = \frac{\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - H_{s_{máx}}}{H_n}$$

presentándose el caso más desfavorable para:

$$p_2 = 0 \ \Rightarrow \ H_s = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \sigma\ H_n$$

Otra forma del valor del coeficiente de Thoma.

$$\sigma = \frac{\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - H_s}{H_n} = \left| H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g}\eta_d - k\frac{w_1^2}{2g} \right| = \frac{\frac{c_2^2}{2g}\eta_d + k\frac{w_1^2}{2g}}{H_n} = \left| f_3(n_s) = \frac{w_1^2}{2g H_n} = \xi_1^2 \right| =$$

$$= f_2(n_s)\,\eta_d + k\, f_3(n_s) = \varphi_2^2\ \eta_d + k\,\xi_1^2$$

En la Fig IV.28 se dan los límites de σ en función de $n_s$ por encima de los cuales se evita la cavitación. El empleo de esta curva se puede generalizar a cualquier tipo de turbinas, por cuanto $k$ es variable y ellas se han obtenido para un valor fijo de $k$, lo cual implica que también lo sea la longitud del álabe.

El valor de σ debe ser el menor posible, pero siempre por encima del definido por la curva frontera de la Fig IV.28; éstas curvas se pueden tener presentes desde un punto de vista cualitativo, pero para los cálculos prácticos se utiliza la formulación propuesta tomando para $p_2$ los valores que proporciona el diagrama de Rogers y Moody, con la precaución de que siempre $\frac{p_2}{\gamma} > 2\ m.c.a.$

En lugares elevados, en los que la presión barométrica es pequeña, Tabla IV.2, se obtienen valores más pequeños para $H_s$; si sale negativo, quiere decir que la turbina queda sumergida, más baja que el nivel del canal de desagüe.

*Tabla IV.2.- Correspondencia entre las alturas al nivel del mar, la presión media y la altura equivalente en metros de c.a., pérdidas de carga en metros y temperatura*

| *Altitud sobre el nivel del mar (metros)* | *Presión atmosférica* | | *Pérdidas de carga* | *Pérdidas por temperatura (metros)* |
|---|---|---|---|---|
| | *mm de Hg* | *metros c.a.* | *metros* | |
| *0* | *760* | *10,33* | *0,00* | *10°C-0,125* |
| *100* | *751* | *10,21* | *0,12* | *15°C-0,173* |
| *200* | *742* | *10,08* | *0,25* | *20°C-0,236* |
| *300* | *733* | *9,96* | *0,37* | *25°C-0,32* |
| *400* | *724* | *9,83* | *0,50* | *30°C-0,43* |
| *500* | *716* | *9,71* | *0,62* | *35°C-0,57* |
| *600* | *707* | *9,58* | *0,75* | *40°C-0,745* |
| *700* | *699* | *9,46* | *0,87* | *45°C-0,97* |
| *800* | *690* | *9,34* | *0,99* | *50°C-1,25* |
| *900* | *682* | *9,22* | *1,11* | *55°C-1,61* |
| *1000* | *674* | *9,11* | *1,22* | *60°C-2,04* |
| *1100* | *666* | *9,00* | *1,33* | *65°C-2,55* |
| *1200* | *658* | *8,89* | *1,44* | *70°C-3,16* |
| *1300* | *650* | *8,78* | *1,55* | *89°C-4,81* |
| *1400* | *642* | *8,67* | *1,66* | *90°C-7,15* |
| *1500* | *635* | *8,56* | *1,77* | *100°C-10,33* |
| *1600* | *627* | *8,45* | *1,88* | |

*Tablas IV.3.- Coeficientes de cavitación σ para diferentes velocidades específicas*

*Turbinas unidad Francis*

| *Tipo* | $n_s$ | $Q_{11}$ | $n_{11}$ | $H_{máx}$ | σ |
|---|---|---|---|---|---|
| *Lenta* | *60-125* | *0,10-0,35* | *60,8-63.6* | *700-420* | *0,041-0,060* |
| *Normal* | *125-175* | *0,35-0,59* | *63,6-67,5* | *420-241* | *0,060-0,085* |
| | *175-225* | *0,59-0,83* | *67,5-72,6* | *241-150* | *0,085-0,120* |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| *Rápida* | *225-290* | *0,83-1,13* | *72,6-81,0* | *150-90* | *0,120-0,185* |
| | *290-350* | *1,13-1,28* | *81,0-92,2* | *90-64* | *0,185-0,270* |

*Turbinas unidad Hélice y Kaplan*

| *Tipo* | $n_s$ | | | $Q_{11}$ | $n_{11}$ | $H_{máx}$ | σ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *8 palas* | *280* | *410* | *530* | *0,93-1,29* | *85-145* | *50* | *0,30-0,55* |
| *6 palas* | *380* | *520* | *650* | *1,29-1,60* | *100-155* | *35* | *0,65-0,85* |
| *5 palas* | *460* | *630* | *800* | *1,60-2,00* | *110-170* | *20* | *0,30-1,20* |
| *4 palas* | *570* | *710* | *880* | *2,00-2,35* | *120-180* | *15* | *1,20-1,60* |
| *3 palas* | *670* | *730* | *1070* | *2,35-2,45* | *135-200* | *6* | *1,80-3,50* |

***Número específico de revoluciones $n_s$ a no sobrepasar para evitar la cavitación.-*** Para evitar la cavitación es conveniente que en la ecuación:

$$f_2(n_s) = \frac{c_2^2}{2\,g\,H_n} = \varphi_2^2 = 0{,}0000557\; n_s^{4/3}$$

el término cinético $\frac{c_2^2}{2\,g}$ no sobrepase de una cierta fracción del valor de $H_n$ por cuanto al aumentar dicho término disminuye la presión $p_2$ a la salida de la turbina, aumentando la cavitación, por lo que para cada salto $H_n$ existirá un valor límite de $\frac{c_2^2}{2\,g}$ que no se debe sobrepasar.

## IV.9.- PERFIL DEL ASPIRADOR-DIFUSOR

Si se considera que el agua circula por la turbina en condiciones ideales, se puede prescindir del rozamiento en las paredes, y si se considera a su vez un proceso isotérmico, en un campo de fuerzas conservativo, (el campo terrestre), la circulación de la velocidad a lo largo de un contorno cerrado es constante. También se verifica que si en un instante dado existe un potencial de velocidades, éste se conserva si se cumplen las condiciones anteriores.

*El potencial $\varphi$ de velocidades***,** propuesto por Präsil, para el estudio del aspirador difusor, es de la forma:

$$\varphi = (-x^2 - y^2 + 2\,z^2)\,m$$

en el que el eje Oz coincide con la vertical, (dirección del campo terrestre), positivo hacia arriba.

Como el potencial $\varphi$ = Cte, *la ecuación de las superficies equipotenciales* es:

$$x^2 + y^2 - 2\,z^2 = Cte$$

En esta situación, si la velocidad tiene de componentes, *u, v, w,* se puede poner:

$$u = \frac{\partial\varphi}{\partial x} = -2\,x\,m \;;\quad v = \frac{\partial\varphi}{\partial y} = -2\,y\,m \;;\quad w = \frac{\partial\varphi}{\partial z} = 4\,z\,m$$

y la ecuación de las superficies de igual velocidad:

$$V^2 = u^2 + v^2 + w^2 = 4\,m^2\,(x^2 + y^2 + z^2) \quad \Rightarrow \quad x^2 + y^2 + 4\,z^2 = Cte$$

*Las líneas de corriente $\psi$ en un movimiento permanente coinciden con las trayectorias,* y son ortogonales a las superficies equipotenciales $\varphi$ ; su ecuación es de la forma:

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} = \frac{dz}{w} \quad ; \quad \begin{cases} \dfrac{dx}{u} = \dfrac{dz}{w} \;\; ; \;\; \dfrac{dx}{-2\,x\,m} = \dfrac{dz}{4\,m\,z} \;\; ; \;\; \dfrac{dx}{x} = -\,\dfrac{dz}{2\,z} \;\; \Rightarrow \;\; z\,x^2 = k_1 \\ \dfrac{dy}{v} = \dfrac{dz}{w} \;\; ; \;\; \dfrac{dy}{-2\,y\,m} = \dfrac{dz}{4\,m\,z} \;\; ; \;\; \dfrac{dy}{y} = -\,\dfrac{dz}{2\,z} \;\; \Rightarrow \;\; z\,y^2 = k_2 \end{cases}$$

Para que no exista cavitación, el perfil de la pared del difusor tiene que coincidir con las líneas de corriente; si la sección transversal del difusor es circular, para cada valor de $z$ se tiene:

$$x^2 + y^2 = r^2$$

y sustituyendo los valores de las líneas de corriente $\psi$ se obtiene la fórmula de Präsil:

$$\frac{k_1}{z} + \frac{k_2}{z} = r^2 \quad ; \quad k_1 + k_2 = z\,r^2 \quad ; \quad k = z\,r^2$$

que es la ecuación de las superficies de flujo y, por lo tanto, la del perfil de la superficie de la pared del tubo de aspiración, (que debe ser vertical), y que mejor se ajusta a la ley de variación de la velocidad cumpliendo las mejores condiciones para lograr una corriente continua de agua. La constante $k$ se calcula para velocidades del agua a la salida del difusor $\vec{c}_{2'}$ muy pequeñas, inferiores a 1 m/seg.

En las turbinas hélice y Kaplan, en las que la velocidad $\vec{c}_2$ de entrada en el tubo de aspiración debe ser grande para obtener un diámetro $D_2$ pequeño y gran número de rpm, se hace preciso recuperar gran parte de la energía perdida; para reducir estas pérdidas se tiene que disminuir la velocidad del agua a la salida del tubo de aspiración, $\vec{c}_{2'} < 1\ m/seg$ , haciéndolo de mayor longitud, con gran ensanchamiento en el desagüe, y en forma acodada.

## IV.10.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN

El funcionamiento de la turbina, para los diferentes regímenes posibles, viene definido por la superficie característica $f\,(H_n, Q, n) = 0$; cada punto de esta superficie se corresponde con un punto de funcionamiento de la turbina.

La ecuación fundamental de las turbinas se puede poner en la forma:

$$H_{efec} = \frac{u_1\ c_{1n} - u_2\ c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} c_{1n} = c_{1m}\ cotg\ \alpha_1 = \dfrac{Q}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 \\ c_{2n} = u_2 - w_2\ cos\ \beta_2 = u_2 - c_{2m}\ cotg\ \beta_2 = u_2 - \dfrac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{1}{g}\left\{u_1\ \frac{Q}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 - u_2\ \left(u_2 - \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\right)\right\} = \left| u_1 = \frac{\pi\ D_1\ n}{60} \quad ; \quad u_2 = \frac{\pi\ D_2\ n}{60} \right| =$$

$$= \frac{1}{g}\left\{\frac{\pi\ D_1 n}{60}\ \frac{Q}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 - \frac{\pi\ D_2 n}{60}\left(\frac{\pi\ D_2 n}{60} - \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\right)\right\} = \frac{\pi\ Q\ n}{60\ g}\left(\frac{D_1}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 + \frac{D_2}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\right) - \frac{\pi^2 D_2^2\ n^2}{3600\ g}$$

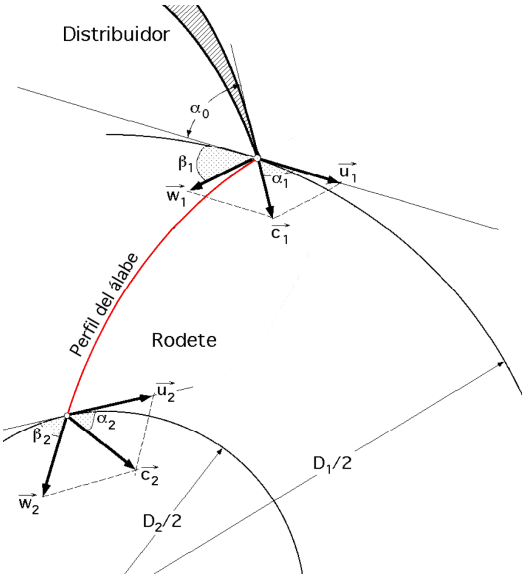



*Fig IV.29.- Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida*

$$H_n = \frac{\pi\ Q\ n}{60\ g\ \eta_{man}} \left( \frac{D_1}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 + \frac{D_2}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2 \right) - \frac{\pi^2 D_2^2\ n^2}{3600\ g\ \eta_{man}}$$

es la ecuación de la superficie característica de la turbina, (paraboloide hiperbólico).

***Curva característica para n = cte y apertura del distribuidor fija, $\alpha_1$ = Cte***

Al ser: n = Cte ; $\alpha_1$ = Cte ; $\beta_2$ = Cte (por ser un dato constructivo), se tiene:

$$H_{efec} = \frac{\pi\ Q\ n}{60\ g} \left( \frac{D_1}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 + \frac{D_2}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2 \right) - \frac{\pi^2\ D_2^2\ n^2}{3600\ g} = B\ Q - A$$

que es una recta, Fig IV.30, en la que tanto $\alpha_1$ como $\beta_2$ son siempre inferiores a 45º, (entre 20º y 30º), por lo que su pendiente es siempre positiva.

El valor de A es idéntico al de las curvas características de las bombas: $A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{\pi^2 D_2^2\ n^2}{3600\ g}$

El valor de B depende del tipo de turbina:

$$Francis:\ H_{efec} = \left| \Omega_1 = \pi\ D_1\ b_1\ k_1 \ ;\ \Omega_2 = \frac{\pi\ D_2^2}{4} \right| = \frac{Q\ n}{60\ g} \left( \frac{cotg\ \alpha_1}{b_1\ k_1} + \frac{4}{D_2}\ cotg\ \beta_2 \right) - \frac{\pi^2 D_2^2\ n^2}{3600\ g}$$

$$B = \frac{n}{60\ g} \left( \frac{cotg\ \alpha_1}{b_1\ k_1} + \frac{4}{D_2}\ cotg\ \beta_2 \right)$$

$$Kaplan:\ H_{efec} = \left| \Omega_1 = \frac{\pi\ D_1^2}{4} \ ;\ \Omega_2 = \frac{\pi\ D_2^2}{4} \right| = \frac{Q\ n}{15\ g} \left( \frac{cotg\ \alpha_1}{D_1} + \frac{cotg\ \beta_2}{D_2} \right) - \frac{\pi^2 D_2^2\ n^2}{3600\ g}$$

$$B = \frac{n}{15\ g} \left( \frac{cotg\ \alpha_1}{D_1} + \frac{cotg\ \beta_2}{D_2} \right)$$

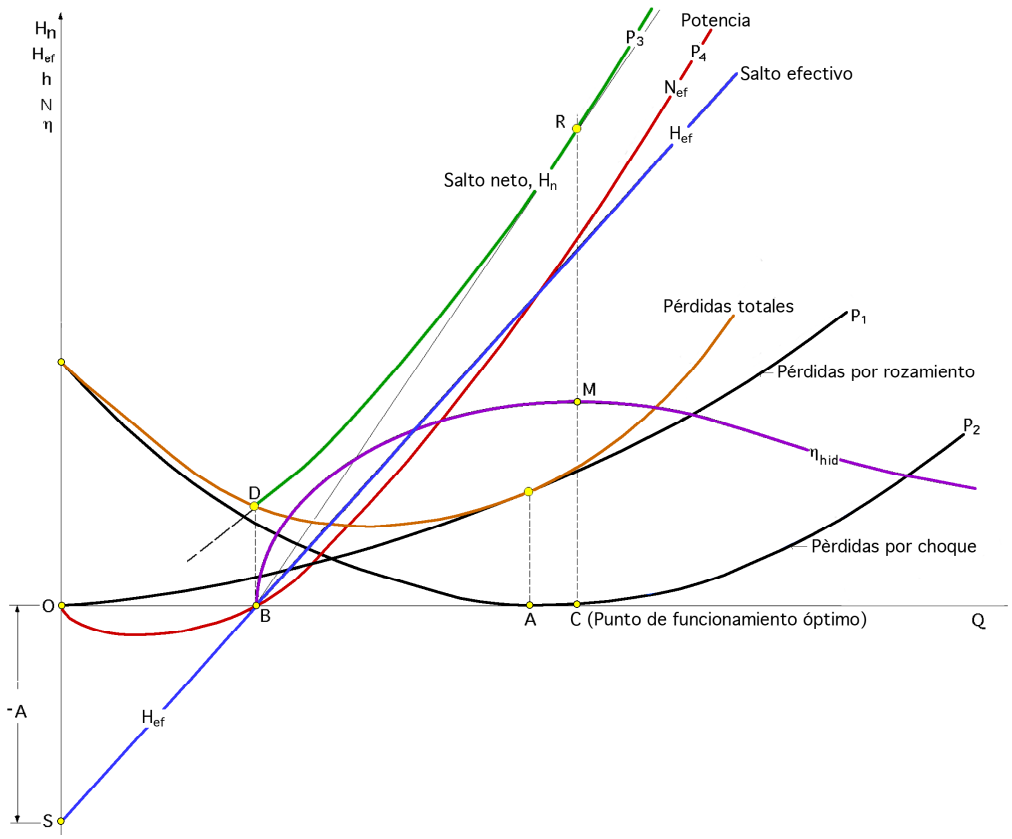



*Fig IV.30.- Curvas características*

Para un régimen cualquiera el salto $H_n$ es:

$$H_n = H - h_t = \left| H_{efec} = H - \sum h_i = H_n - (h_d + h_r + h_s + P_{choque}) \right| = H_{efec} + (h_d + h_r + h_s + P_{choque})$$

a) Se puede admitir que las pérdidas por rozamiento en el distribuidor $h_d$, rodete $h_r$, y tubo de aspiración $h_s$, son proporcionales al cuadrado del caudal $Q$, viniendo representadas por una parábola $P_1$:

$$h_d + h_r + h_s = k_1 \; Q^2$$

b) También se puede admitir que cuando la turbina no trabaja en condiciones de diseño, y por cambio brusco de la dirección del agua, las *pérdidas por choque* varían con el caudal según otra parábola $P_2$:

$$h_c = h'_d + h'_s = \mu \; n^2 \; + \lambda \; n \; Q + k_2 \; Q^2$$

que tiene un mínimo en el punto A correspondiente al funcionamiento óptimo, Fig IV.33.

*La curva característica de la turbina, (*ecuación que viene representada por $P_3$), *es:*

$$H_n = H_{efec} + \mu \; n^2 + \lambda \; n \; Q + (k_1 + k_2) \; Q^2 = H_{efec} + \mu \; n^2 + \lambda \; n \; Q + k^* \; Q^2 = H_{efec} + C \; Q^2 = -A + B \; Q + C \; Q^2$$

*La potencia efectiva* es:

$$N_{efec} = \gamma\ Q\ H_{efec} = \frac{\gamma\ \pi\ Q^2\ n}{60\ g}\ (\frac{D_1\ cotg\ \alpha_1}{\Omega_1} + \frac{D_2\ cotg\ \beta_2}{\Omega_2}) - \frac{\gamma\ \pi^2\ Q\ D_2^2\ n^2}{3600\ g} = \left| \text{Francis con } k_1 = 1 \right| =$$

$$= \frac{\gamma\ Q^2 n}{60\ g}\ (\frac{cotg\ \alpha_1}{b_1} + \frac{4\ cotg\ \beta_2}{D_2}) - \frac{\gamma\ \pi^2\ Q\ D_2^2\ n^2}{3600\ g} = B^*\ Q^2 - A^*\ Q\ ,\ \text{siendo:}\ \begin{cases} A^* = g\ A \\ B^* = g\ B \end{cases}$$

que es la ecuación de una parábola $P_4$ que pasa por el origen 0 y por el punto B, Fig IV.30.

El rendimiento hidráulico: $\eta_{hid} = \frac{H_{efec}}{H_n} = \frac{-A + B\ Q}{-A + B\ Q + C\ Q^2}$, se representa mediante una curva que pasa por el punto B para $H_{ef} = 0$; su máximo lo tiene en el punto M, y disminuye asintóticamente con el eje de abscisas al aumentar $Q$, es decir, $\eta_{hid} = 0$, *para* $Q \to \infty$.

El rendimiento máximo se obtiene para un punto C ligeramente superior al punto A de funcionamiento óptimo; como en esta zona, la parábola $P_2$ toma valores de $H_{ef}$ muy pequeños, las pérdidas que influirán muy notoriamente serán las correspondientes a la parábola $P_1$, es decir, las pérdidas por rozamiento en el distribuidor, rodete y tubo de aspiración.

***Curvas características para n = cte y apertura del distribuidor variable.-*** A cada apertura $x$ del distribuidor, corresponde un ángulo $\alpha_1$ y una recta representativa de la característica, $H_{ef} = f(Q)$. Para todas las aperturas del distribuidor correspondientes a una misma velocidad $n$, el conjunto de las rectas $H_{ef}$ concurre en un mismo punto S sobre el eje de ordenadas, ya que todas ellas mantienen la misma ordenada en el origen.

A cada recta corresponde para cada salto $H_n$ un conjunto de curvas $P$, Fig IV.31. Al ser variable el grado de apertura del distribuidor $x$ también lo será el ángulo $\alpha_1$; como para cada valor de $\alpha_1$ el punto de funcionamiento óptimo tiene lugar cuando $\vec{w}_1$ es tangente al álabe a la entrada, *el lugar geométrico de estos puntos de funcionamiento óptimo se obtiene eliminando* $\alpha_1$, como sigue:

$$H_{efec} = \frac{1}{g}\ \{\frac{u_1\ Q}{\Omega_1}\ cotg\ \alpha_1 - u_2\ (u_2 - \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\ )\} = \left| tg\ \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{c_{1n}} = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1m}\ cotg\ \beta_1} \right| =$$

$$= \frac{1}{g}\ \{\frac{u_1\ Q}{\Omega_1}\ \frac{u_1 - c_{1m}\ cotg\ \beta_1}{c_{1m}} - u_2^2 + u_2 \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\ )\} = \left| c_{1m} = \frac{Q}{\Omega_1}\ \ ;\ \ u_1 = u_2\ \frac{D_1}{D_2} \right| =$$

$$= \frac{1}{g}\ \{\frac{u_2\ \frac{D_1}{D_2}\ Q}{\Omega_1}\ \frac{u_2\ \frac{D_1}{D_2} - \frac{Q}{\Omega_1}\ cotg\ \beta_1}{\frac{Q}{\Omega_1}} - u_2^2 + u_2 \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\ \} =$$

$$= \frac{1}{g}\ \{u_2^2\ (\frac{D_1}{D_2})^2 - u_2\ \frac{D_1}{D_2}\ \frac{Q}{\Omega_1}\ cotg\ \beta_1 - u_2^2 + u_2\ \frac{Q}{\Omega_2}\ cotg\ \beta_2\ \} =$$

$$= \frac{u_2^2}{g}\ (\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1) - \frac{u_2}{g\ \Omega_2}\ (\frac{D_1\ \Omega_2}{D_2\ \Omega_1}\ cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2\ )\ Q = M - N\ Q$$

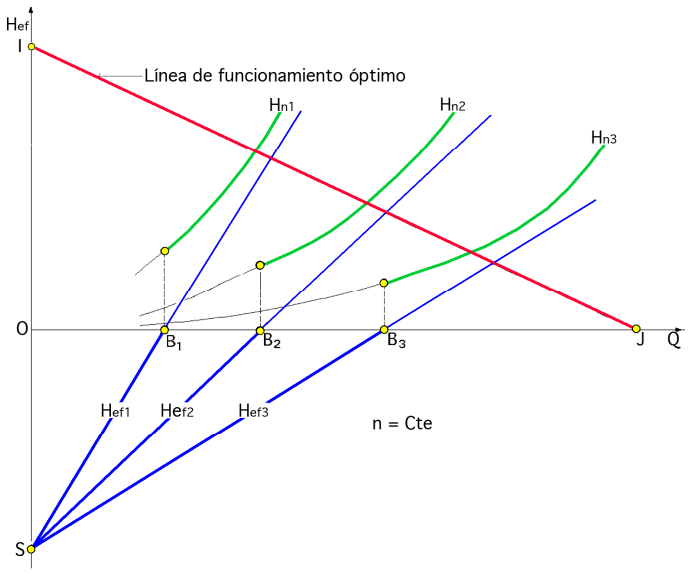



*Fig IV.31.- Curvas características para n= Cte y diversas aperturas* $a_1$ *del distribuidor*

que es una ecuación en la que no figura $\alpha_1$ y representa el lugar geométrico de los puntos de funcionamiento en régimen óptimo para (n = Cte) y cualquier grado de apertura *x* del distribuidor, Fig IV.31; en un diagrama $(H_{ef}, Q)$ viene representada por la recta $(\overline{IJ})$, cuya ordenada en el origen M y pendiente N, son:

$$M = \overline{OI} = \frac{u_2^2}{g}\left(\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1\right) \quad ; \quad N = \frac{u_2}{g\,\Omega_2}\left(cotg\,\beta_2 - \frac{D_1\,\Omega_2}{D_2\,\Omega_1}\,cotg\,\beta_1\right)$$

Los puntos de intersección $I_1$, $I_2$, $I_3$,... de la recta $(\overline{IJ})$ con cada una de las curvas características $(SB_1)$, $(SB_2)$, $(SB_3)$, representan los puntos de funcionamiento óptimo, para las diversas aperturas del distribuidor, Fig IV.32.

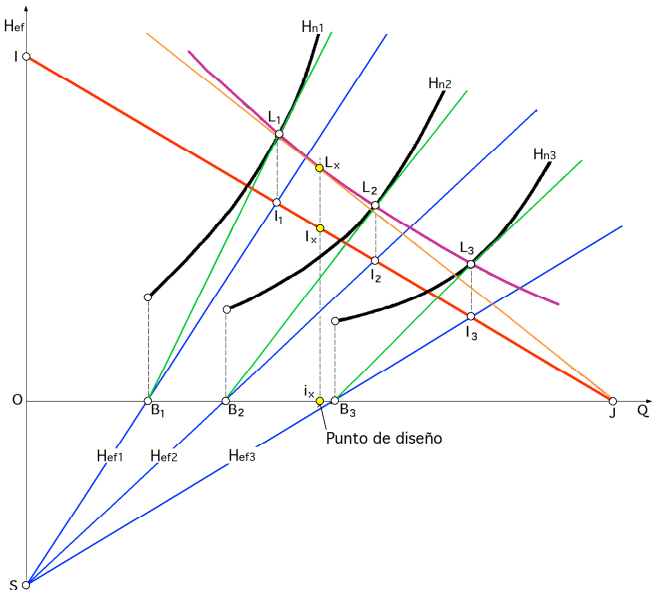



*Fig IV.32.- Puntos de funcionamiento óptimos para n = Cte y diversos grados de apertura del distribuido*

Los puntos $L_1$, $L_2$, $L_3$,... representan las alturas netas correspondientes al régimen óptimo para cada apertura. Uniendo los puntos $L_1$, $L_2$, $L_3$,... se obtiene otra curva, representada a trazos; la tangente a esta curva desde el punto J, permite obtener el punto de funcionamiento más elevado posible, por cuanto el $\eta_{hid} = \dfrac{I_x \ i_x}{L_x \ i_x}$, es el máximo que se puede alcanzar.

***Rendimiento.-*** Si sobre cada curva característica se determinan los puntos de rendimiento, 0,9, 0,8 , 0,7, etc, y se unen los correspondientes de igual rendimiento de todas las curvas características, se obtiene la colina de rendimientos.

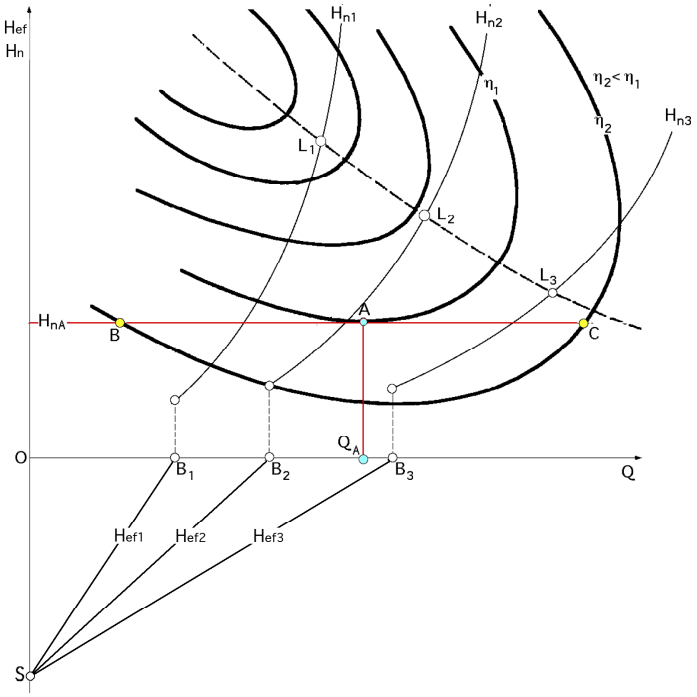



*Fig IV.33.- Colina de rendimientos*

Si en el punto A de la Fig IV.33 se tiene un salto neto $H_{nA}$ para un rendimiento $\eta_1$ al que corresponde el caudal $Q_A$, al mantener el salto constante y modificar el caudal, es evidente que el rendimiento disminuirá por cuanto en los puntos B, C, es menor, por lo que $Q_A$ será el caudal óptimo para este salto $H_{nA}$. También se deduce que al disminuir el caudal óptimo, conservando el salto, decrece el rendimiento y aumentan las pérdidas, sobre todo las debidas al choque.

También se puede considerar una colina de rendimientos en el diagrama $(H_n, N_{ef})$, de forma que el paso de una colina a otra se realiza a partir de una curva de igual rendimiento en el diagrama $(H_n, Q)$ y tomando sobre ella pares de valores $(H_n, Q)$ se determina la potencia correspondiente mediante la ecuación:

$$N_{efec} = \frac{\gamma \ Q \ H_n \eta_{hid}}{75}$$

obteniéndose así los puntos *($H_n$, $N_{ef}$)* de la segunda colina, existiendo para cada *valor de $H_n$ dos valores de Q, y por lo tanto, dos de $N_{ef}$.*

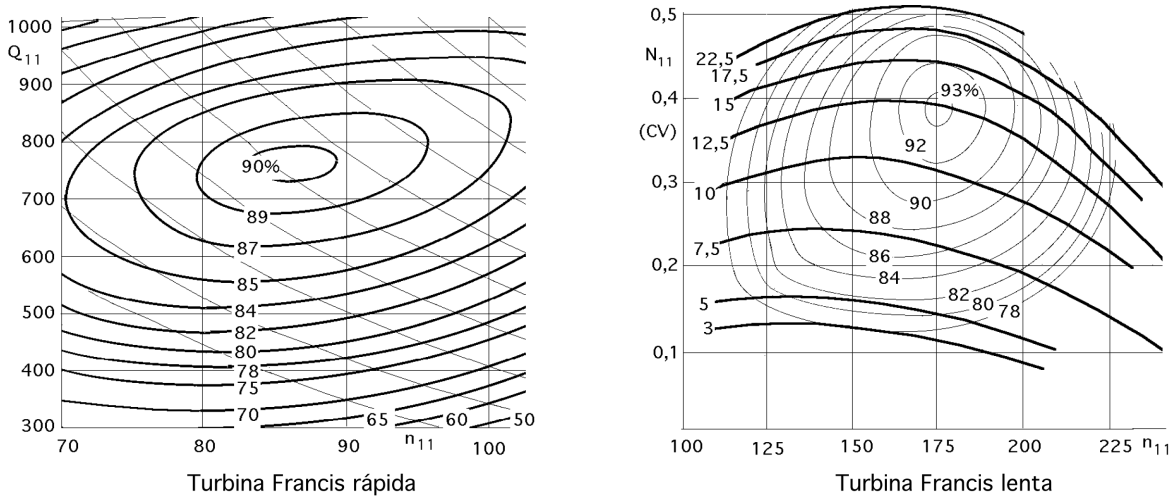



*Fig IV.34.- Colinas de rendimientos de la turbina Francis*

***Transformación de las c. c. de n = Cte, en curvas características de salto constante.-*** Sea la representación de la Fig IV.35, para una velocidad constante $n_1$, y sea $M_1$ un punto de la curva característica $H_n$ correspondiente.

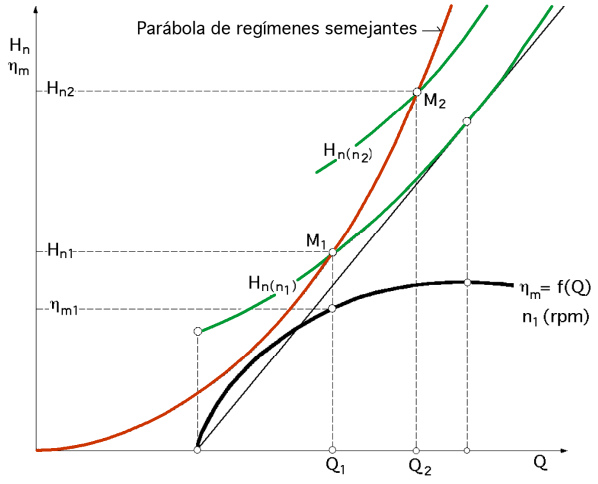



*Fig IV.35.- Transformación de las c. c. de n = Cte, en curvas características de salto constante*

El punto homólogo del $M_1$ para un salto neto determinado, será, de acuerdo con las relaciones de semejanza el $M_2$ y se obtiene a partir de:

$$\frac{n_2^2}{n_1^2} = \frac{H_{n2}}{H_{n1}} \quad ; \quad n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}} \quad ; \quad Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = Q_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}}$$

Los valores de $Q_2$ y $n_2$ así encontrados permiten definir el punto $M_2$ homólogo del $M_1$. La parábola de regímenes semejantes, lugar de los puntos homólogos a los que se exige igualdad de rendi-

miento hidráulico, tiene por ecuación:

$$H_n = \frac{H_{n1}}{Q_1^2} Q^2 = k\, Q^2$$

La intersección de la curva $H_{n(n_2)}$ con la parábola de regímenes semejantes proporciona el punto $M_2$, homólogo del punto $M_1$, para el número de revoluciones $n_2$ y mismo rendimiento hidráulico que el correspondiente a $M_1$.

## IV.11.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN

Según el método operativo, los sistemas de regulación de velocidad se pueden clasificar en dos grupos de regulación $\begin{cases} directa \\ indirecta \end{cases}$

***Regulación directa.-*** Para el caso de regulación directa, Fig IV.36, un regulador centrífugo responde a las variaciones de velocidad de la turbina, y mueve directamente el mando de regulación que abrirá o cerrará la sección de entrada. Si la carga disminuye, el momento resistente disminuirá, y al acelerarse la turbina, los contrapesos del regulador tienden a separarse del eje de rotación y levantar el manguito; una palanca con punto de apoyo en 0 accionará un mecanismo de cierre que disminuirá el caudal. El par motor disminuye y se consigue el equilibrio dinámico a unas rpm superiores a las anteriores; cada posición del mecanismo de cierre se corresponde con otra de los contrapesos, lo que implica una velocidad predeterminada.

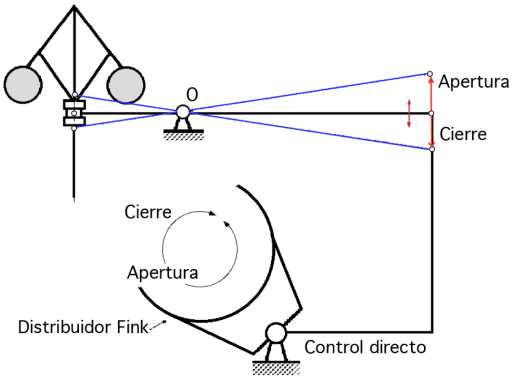



*Fig IV.36.- Mecanismo de regulación de control directo*

Este método de control, típicamente estático, no se puede aplicar a la regulación de turbinas hidráulicas, por las siguientes razones:

*- Ocasiona grandes variaciones de velocidad, y una serie de irregularidades relativamente grandes.*

*- Como la fuerza necesaria para regular una turbina hidráulica es grande resulta que este mecanismo no puede proporcionar una respuesta a las variaciones de velocidad lo suficientemente poderosa como para proporcionar dicha fuerza, ya que, incluso en el caso de grandes contrapesos la fuerza que actuaría en el manguito no llegaría más que a una fracción de kg, frente a la que precisarla la corona que ajusta al distribuidor que puede llegar a ser de varias toneladas. Si se incrementa mucho el peso de los contrapesos, la sensibilidad del mando disminuiría al aumentar los efectos de rozamiento e inercia.*

*- El sistema de regulación de control directo no es operativo para las turbinas hidráulicas, debido a que el movimiento del mecanismo de cierre es síncrono con las variaciones de amplitud de los contrapesos que son demasiado rápidas para operar en las mismas; el tiempo de cierre del obturador se tiene que fijar independientemente del movimiento del elemento sensible a la velocidad, para reducir o evitar el golpe de ariete.*

***Regulación indirecta.-*** El principio general de un sistema de *regulación indirecta* se representa esquemáticamente en la Fig IV.37; los principales elementos que componen el mismo son:

***- Un elemento sensible a la velocidad****, consistente en unos contrapesos con un manguito y una palanca que se apoya y puede girar alrededor de un punto 0. El elemento sensible a la velocidad puede ser también de tipo electromagnético, con una bobina sensible a las variaciones de frecuencia, que las transforma en movimiento mecánico.*

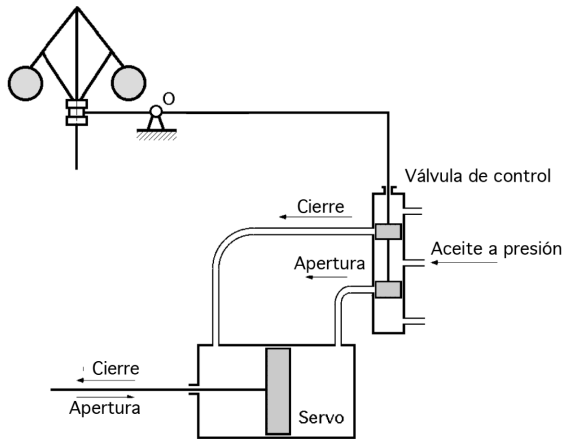


*Fig IV.37.- Mecanismo de regulación indirecta*

***- Una válvula de control o válvula de distribución****, accionada a través de la palanca por los elementos sensibles a la velocidad; su cometido es el de distribuir el aceite a presión y enviarlo al correspondiente lado del servomotor. La válvula de control está provista de un pistón doble, de forma que el espacio entre los pistones esté siempre a presión; el doble pistón está en equilibrio indiferente, y pequeñísimas fuerzas externas bastan para desplazarlo. Esta válvula de control tiene una entrada y dos salidas de aceite, así como dos tubos en conexión con el servomotor.*

***- Un servomotor****, que por medio de fuerzas hidráulicas controla la posición de la varilla que acciona al distribuidor. Esencialmente consiste en un pistón cuyo diámetro interior viene dado por la fuerza máxima necesaria que requiera el ajuste del distribuidor; la presión de aceite suele ser de 10 a 15 atm., aunque en el caso de unidades muy grandes puede ser superior. La velocidad de respuesta del pistón es una función de la cantidad de aceite proporcionada por el cilindro.*

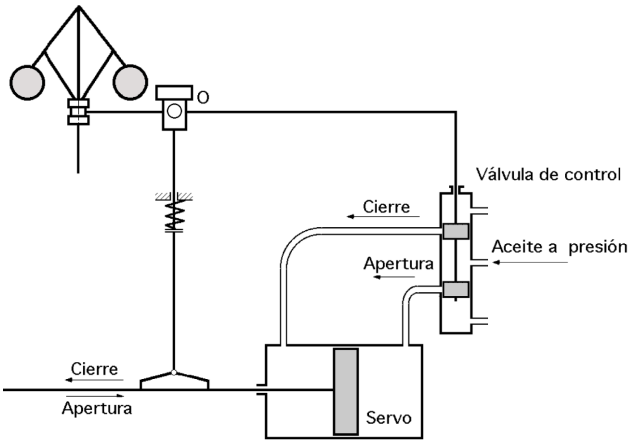


*Fig IV.38.- Mecanismo de control por retorno*

El principio operativo se puede seguir mediante la Fig IV.38. Si la carga disminuye, la turbina tenderá a acelerarse, los contrapesos se elevan, y el manguito es arrastrado también hacia arriba y acciona por medio de la palanca pivotada la válvula de control, con lo que el aceite a presión entra al lado del servomotor correspondiente al cierre, cerrando el vástago de ajuste al distribuidor. Al mismo tiempo, el aceite del lado de apertura vuelve al depósito, de donde una bomba lo devuelve al circuito de control.

Como consecuencia del cierre del distribuidor, la turbina tiende a desacelerarse, por lo que contrapesos, manguito y válvula de control, vuelven a su posición inicial, cesando la corriente de aceite y alcanzándose una nueva posición de equilibrio, con diferente apertura del distribuidor, pero a las mismas revoluciones por minuto.

El punto de apoyo 0 de la palanca se puede ajustar por medio de una rueda, para mantener la

velocidad de régimen; este método de regulación, aunque sumamente sencillo, no da resultados satisfactorios en la práctica; en efecto, si se supone existe una súbita disminución de la carga, la velocidad aumentará, y el regulador comenzará a cerrar; cuando se llegue al equilibrio entre el par motor y el resistente, no se tendrá aceleración posterior. Sin embargo, por ser la velocidad de la turbina algo mayor que la de régimen, el proceso de cierre tiene que continuar, disminuyendo la velocidad. Cuando la velocidad llegue otra vez a la de régimen, el par motor será menor que el resistente, por lo que la velocidad deberá continuar disminuyendo; debido a ésto, el regulador tiende a abrir el distribuidor, por lo que todo el proceso se reduce a una serie de cierres y aperturas, no siendo utilizable.

Para prevenir un sobrecontrol excesivo en la apertura o el cierre del distribuidor, se utiliza un mecanismo de control por retorno, que constituye el cuarto elemento principal del regulador. Esencialmente consiste en acoplar el desplazamiento del pistón del servo al del punto de apoyo 0 de la palanca del regulador. Una leva o rampa de deslizamiento que fija al vástago del pistón del servo mueve una varilla y desplaza por medio de un enlace apropiado el punto de apoyo de la palanca del regulador. Para aclarar el principio del retorno en el proceso de regulación, supongamos de nuevo que la carga disminuye súbitamente; la velocidad tiende a aumentar y el pistón de la válvula de control se moverá hacia abajo, ya que el punto de apoyo de la palanca del regulador actúa momentáneamente como un centro de rotación fijo.

Cuando el servomotor inicia su movimiento de cierre, el mecanismo de restitución eleva el punto de apoyo de la palanca del regulador, actuando el manguito como centro de rotación, moviéndose el otro extremo de la palanca hacia arriba arrastrando consigo a la válvula piloto; si se proyectan adecuadamente el mecanismo de restitución y los demás elementos, el cierre que seguía al movimiento de apertura se puede detener en sus primeros momentos, previniéndose así los fallos anteriormente señalados.

Aún así, cada posición de equilibrio se tiene para cada posición de la válvula de control, lo cual acontece para diferentes posiciones del manguito del regulador. La posición de la leva y, por tanto, la altura del punto de apoyo depende de la apertura del distribuidor, que es proporcional a la carga de la turbina. La carga más baja se corresponde con la posición más alta del punto de apoyo 0 en un estado de equilibrio; una posición diferente del manguito del regulador debe corresponderse con un estado de carga determinado, y con una velocidad concreta, siendo el sistema de control estático, por cuanto, como hemos dicho, a una velocidad más baja corresponde una carga más alta, y viceversa. Este sistema de control se conoce como *control por retorno rígido*.

La posibilidad de un control manual hay que tenerla siembre presente; el pistón del servo se debe abrir o cerrar a mano durante el arranque o parada de la turbina y se tiene que poder ajustar también a mano en caso de desarreglos en el mecanismo de control automático.

La capacidad del regulador se define por el trabajo obtenido en el servo, al multiplicar la fuerza

del servo por su carrera; la capacidad se puede determinar mediante la siguiente fórmula empírica:

$$A = \phi \frac{N}{\sqrt{H_n}} \ (Kgm)$$

en la que $N$ es la potencia de la turbina y $\begin{cases} 1{,}5 < \phi < 2{,}8 \text{ para T. Francis con caracol} \\ 2{,}2 < \phi < 2{,}5 \text{ para T. Francis con cámara abierta} \end{cases}$

Para pequeñas unidades los valores de la capacidad son del orden de $50 \div 100$ kg.cm con una carrera de $10 \div 15$ cm

Para grandes unidades, los valores de la capacidad son del orden de $1000 \div 10000$ Kgm, y mayores para casos especiales

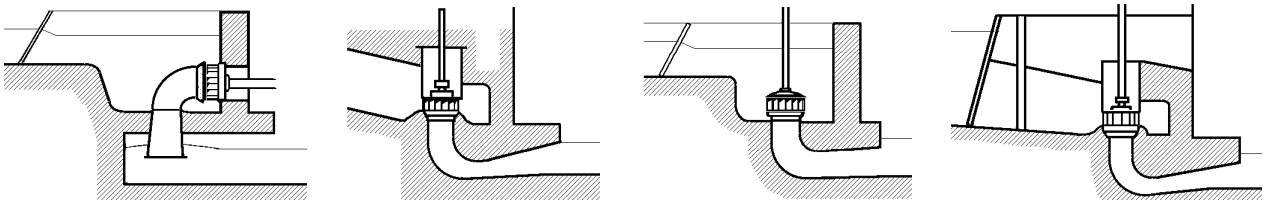
Los reguladores de inercia representan un avance significativo en las técnicas de regulación de la velocidad, por cuanto son sensibles no sólo a la velocidad, sino también a la aceleración. El valor máximo de la aceleración se alcanza inmediatamente después de la variación de carga; vale cero cuando la velocidad es máxima. En el transitorio de aumento de velocidad, la velocidad angular y la aceleración tienen el mismo signo, mientras que en el transitorio de deceleración son de signos opuestos; en caso de un súbito decrecimiento de la carga, la suma de las acciones de la velocidad y aceleración es máxima al comienzo del transitorio, obligando al regulador a cerrar rápidamente. El resultado final es una importante reducción de las oscilaciones del regulador.

*Grandes turbinas Francis, diseño Alstom, instaladas hasta 2012*

| *Lugar* | *Características* |
|---|---|
| *Peng Shui (China), 2007* | *5 x 350 MW - Salto: 67 m.* |
| *Peribonka (Canadá) de 2007* | *3 x 130 MW - Salto: 68 m.* |
| *Tres Gargantas (China), 2012* | *14 x 700 a 767 MW - Salto: 80.6-85m* |
| *Koyna IV (India) de 2000* | *4 x 250 MW - Salto: 475 m* |
| *Turkwell (Kenya) de 1991* | *2 x 53 MW - Salto: 364 m.* |
| *La Grande (Canadá), 1981/92* | *23 x 295 a 338 MW - Salto: 117 m.* |
| *La Rance (France), 1966* | *24 x 10 MW - Salto: 11 m.* |
| *Itaipú (Brasil) de 2004* | *13 x 750 MW - Salto: 126 m.* |
| *Karun (Irán)-1976* | *4 x 250 MW - Salto: 165 m.* |

*Grandes turbinas-bomba, diseño Alstom, instaladas hasta 2012*

| *Lugar* | *Características* |
|---|---|
| *Zhanghewan (China), 2007* | *4 x 255 MW - Salto: 305 m* |
| *Afourer II (Morocco), 2005* | *2 x 176 MW - Salto: 576 m* |
| *Alqueva (Portugal), 2000/2012* | *4 x 129 MW - Salto: 76 m* |
| *Yangyang (South Korea), 2005* | *1 x 250 MW - Salto: 800 m* |
| *San Chong (South Korea), 2001* | *2 x 390 MW - Salto: 423 m* |
| *Bissorte II (France), 1983* | *4 x 138 MW - Salto: 1112 m* |



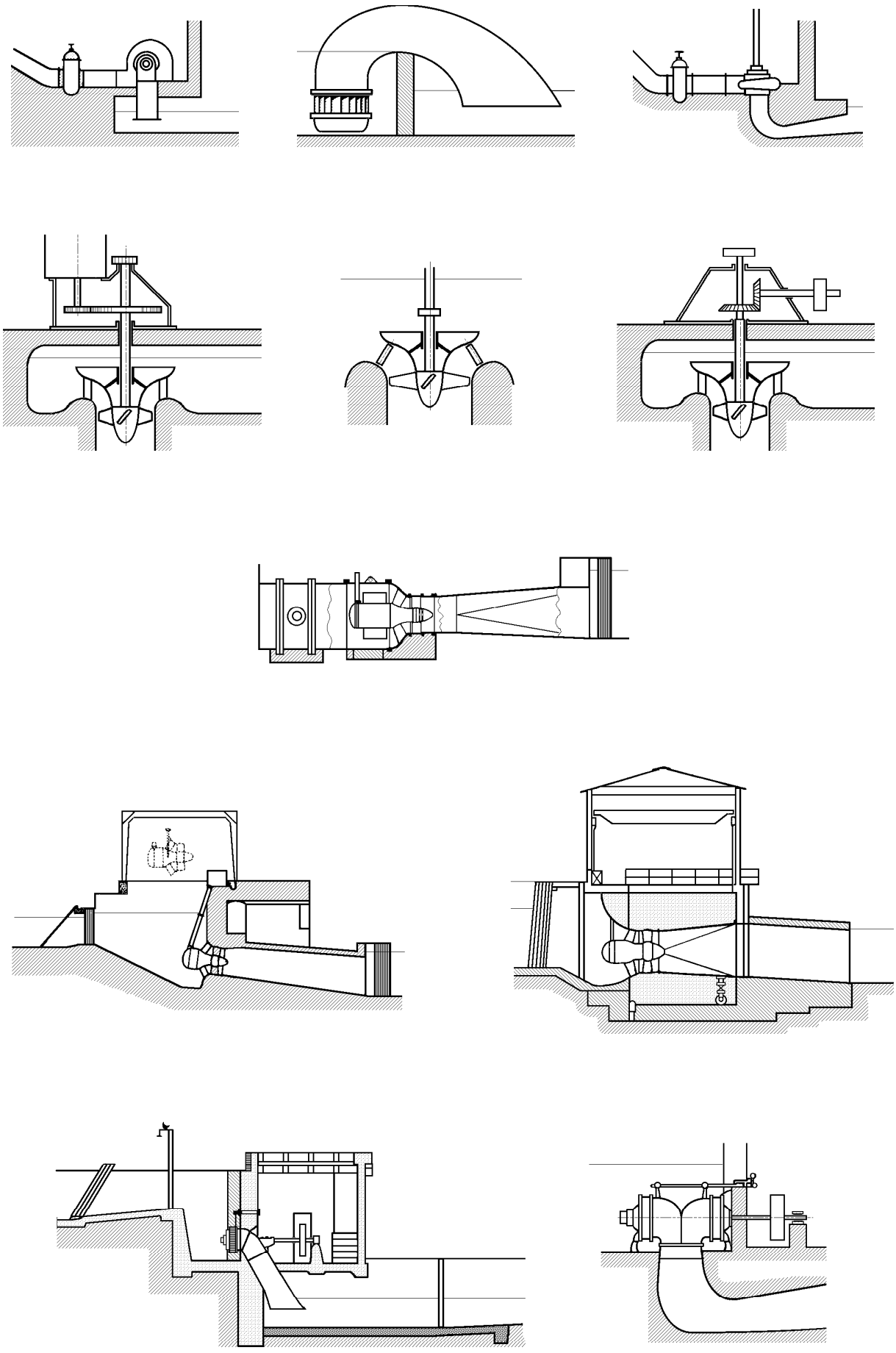


*Fig IV.39.- Algunas disposiciones y montajes de turbinas hidráulicas de reacción*

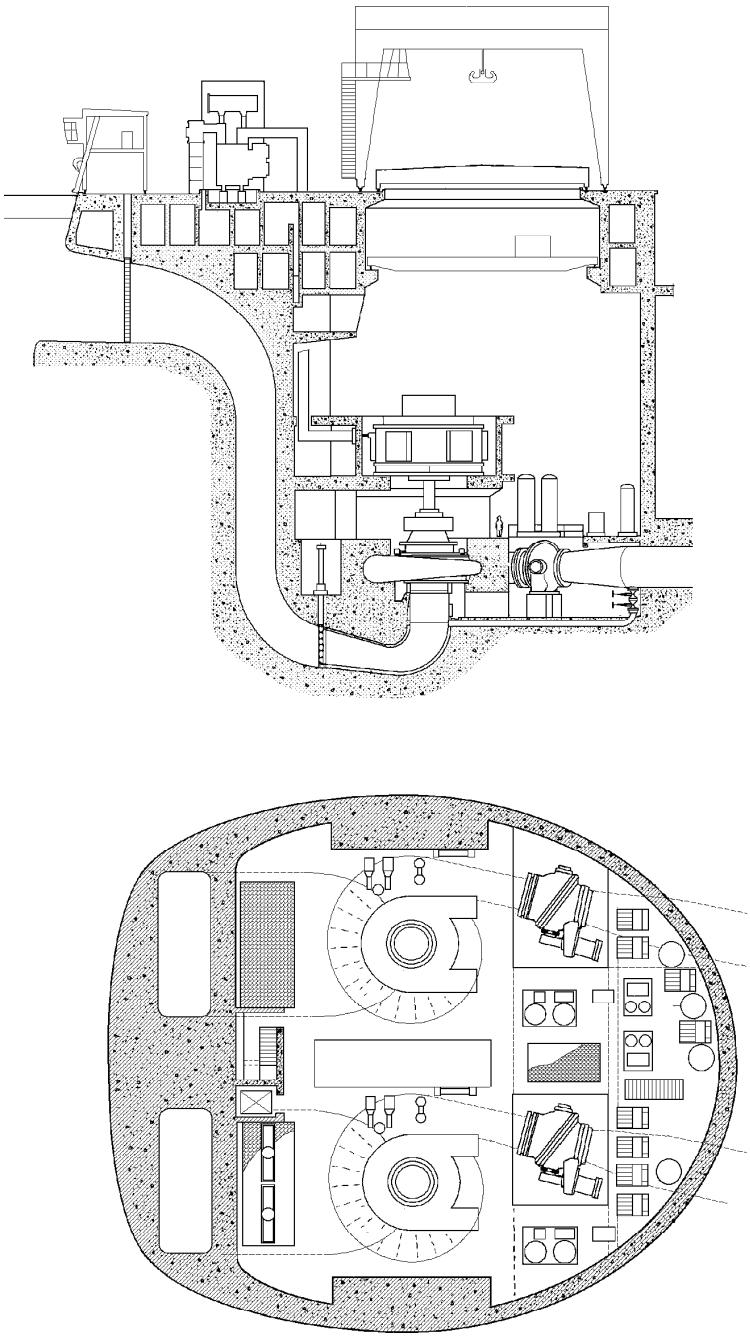


*Fig IV.40.- Disposición de dos turbinas-bomba de 150 MW*