

Las transparencias son el material de apoyo del profesor para impartir la clase. No son apuntes de la asignatura. Al alumno le pueden servir como guía para recopilar información (libros, ...) y elaborar sus propios apuntes

Departamento: Ingeniería Eléctrica y Energética
 Área: Máquinas y Motores Térmicos

CARLOS J RENEDO renedoc@unican.es
 Despachos: ETSN 236 / ETSIIT S-3 28
<http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>
 Tlfn: ETSN 942 20 13 44 / ETSIIT 942 20 13 82

1

- Introducción
 - Panorama Energético Nacional
 - Algunas “Curiosidades”
 - Las EERR en la Unión Europea
 - Visión de las Energías Renovables
 - Búsqueda de Información Científica
 - Energías de las Olas, Mareas y Corrientes
 - Tecnologías de Aprovechamiento
 - **Turbinas Hidráulicas**
 - Energía Térmica Marina
 - Velas
 - Algas Marinas
- 

2

Introducción

Una **Turbina** es un dispositivo mecánico capaz de convertir en trabajo (en forma de movimiento de rotación) la energía presente en una masa de fluido

Una **Turbina Hidráulica** es una turbomáquina motora, que absorbe energía de una corriente fluida (agua) y restituye energía mecánica

Por lo tanto, realiza la función inversa a las bombas; de hecho, existen turbomáquinas hidráulicas diseñadas para llevar a cabo las dos funciones (en algunas centrales hidroeléctricas de bombeo)

Puesto que se trata de una turbomáquina, su principio de funcionamiento se basa en la **Ecuación de Euler**

La aplicación más extendida de las turbinas hidráulicas es la generación de energía eléctrica

En **Hidráulica Industrial** también se emplean motores hidráulicos u oleohidráulicos

3

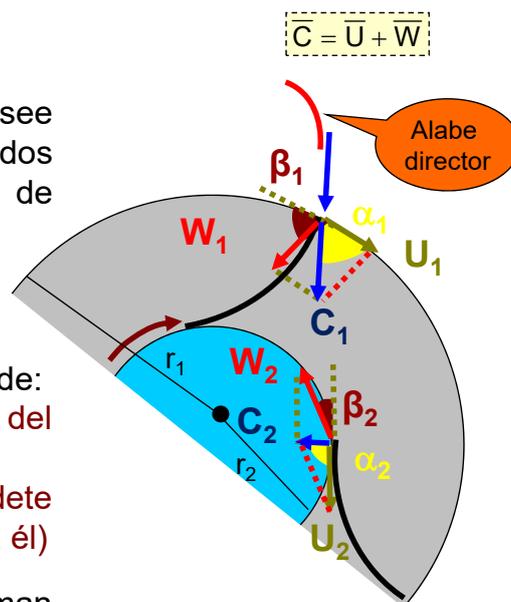
Introducción

Tienen un elemento giratorio (rodete), que posee una serie de álabes con unos determinados ángulos de incidencia del fluido, siendo los de entrada (α_1), y los de salida (α_2)

La velocidad del fluido (C) es la suma vectorial de:

- Velocidad de rotación (U), debida al giro del rodete (tangente al giro del mismo)
- Velocidad de traslación a lo largo del rodete (W) (sigue la dirección del álabe, tangente a él)

Estas velocidades y los ángulos entre ellas forman los triángulos de velocidades



4

Ecuación de Euler

Es la ecuación fundamental de las turbomáquinas, y por lo tanto la que rige el comportamiento de las turbinas hidráulicas

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

Forma del ábabe

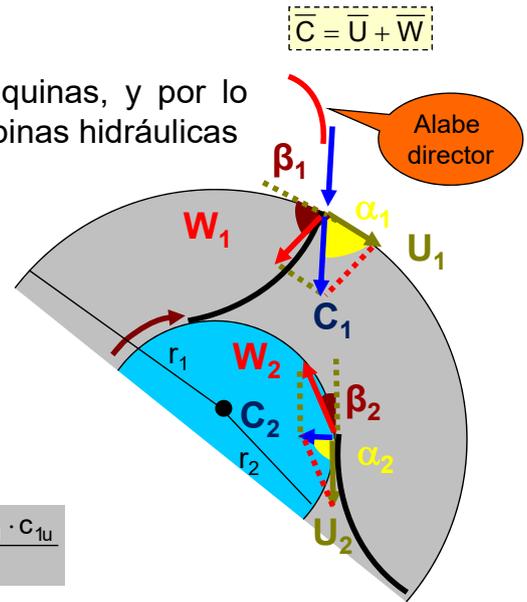
α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

Generadores Hid. $\Rightarrow H_{G.H.} = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g}$

1ª Ec. EULER



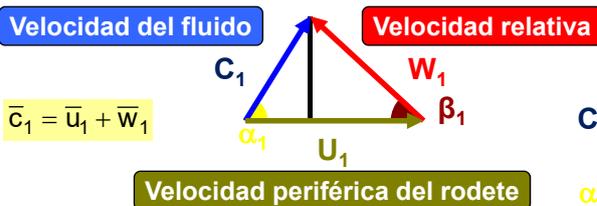
Motores Hid. $\Rightarrow H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$



Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

Triángulo de Velocidades



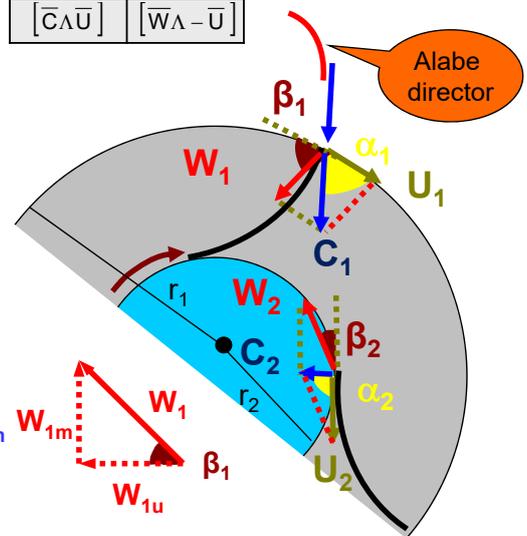
$\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$

Velocidad periférica del rodete

Forma del ábabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$



$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$; $c_{1m} = c_1 \cdot \sen \alpha_1$; $c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1m}^2}$
 $w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1$; $w_{1m} = w_1 \cdot \sen \beta_1$; $w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1m}^2}$

$\bar{c}_1 = \bar{c}_{1u} + \bar{c}_{1m}$ $\bar{w}_1 = \bar{w}_{1u} + \bar{w}_{1m}$

Tangencial

Radial

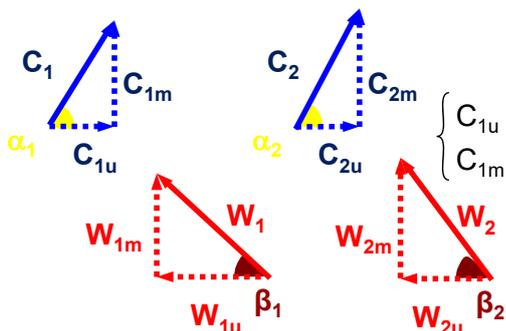
Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n}{60} \text{ (m/s)}$$

$$U_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot n}{60} \text{ (m/s)}$$

n velocidad de giro (rpm)

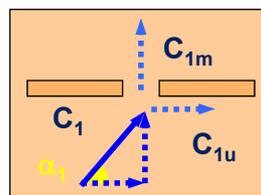
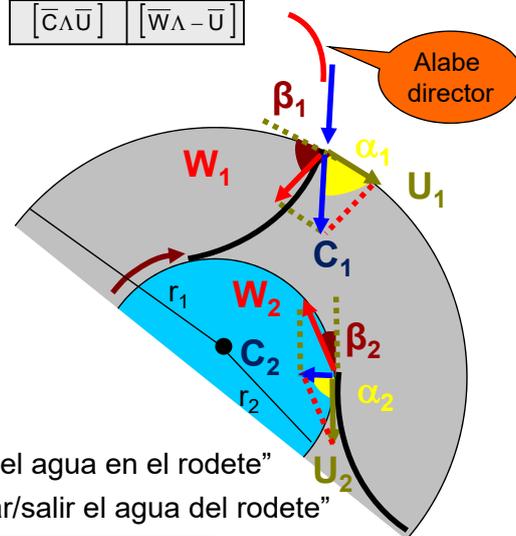


C_{1u} y C_{2u} "hacen girar el agua en el rodete"
 C_{1m} y C_{2m} "hacen entrar/salir el agua del rodete"

Forma del álabe

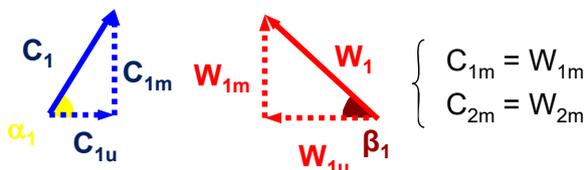
α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$



Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$



$$C_{2m} = W_{2m} \Rightarrow C_2 \cdot \text{sen } \alpha_2 = W_2 \cdot \text{sen } \beta_2 \Rightarrow W_2 = \frac{C_2 \cdot \text{sen } \alpha_2}{\text{sen } \beta_2}$$

$$U_2 = C_{2u} + W_{2u} \Rightarrow U_2 = C_2 \cdot \cos \alpha_2 + W_2 \cdot \cos \beta_2 \Rightarrow U_2 = C_2 \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\text{sen } \alpha_2}{\text{tg } \beta_2} \right)$$

En turbinas es típico que la salida del rodete sea radial

$$\Rightarrow \begin{cases} \alpha_2 = 90^\circ \\ c_{2u} = 0 \end{cases} \Rightarrow C_{12} = U_2 \cdot \text{tg } \beta_2 \text{ (m/s)}$$

$$C_2 = \frac{U_2}{\left(\cos \alpha_2 + \frac{\text{sen } \alpha_2}{\text{tg } \beta_2} \right)}$$

Ecuación de Euler

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
--	------------	-----------	--------------------------------

OJO, esto es cierto "a medias"
Las velocidades son magnitudes vectoriales
Esta afirmación considera el módulo y la forma del triángulo

$$U_2 = C_{2u} + W_{2u} \Rightarrow U_2 = C_2 \cdot \cos \alpha_2 + W_2 \cdot \cos \beta_2 \Rightarrow U_2 = C_2 \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

En turbinas es típico que la salida del rodete sea radial

$$\Rightarrow \begin{cases} \alpha_2 = 90^\circ \\ c_{2u} = 0 \end{cases} \Rightarrow C_{12} = U_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \text{ (m/s)} \quad C_2 = \frac{U_2}{\left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)}$$

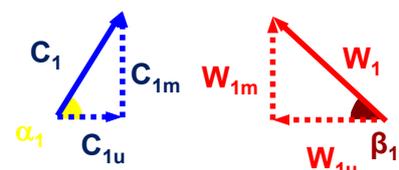
Ecuación de Euler

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

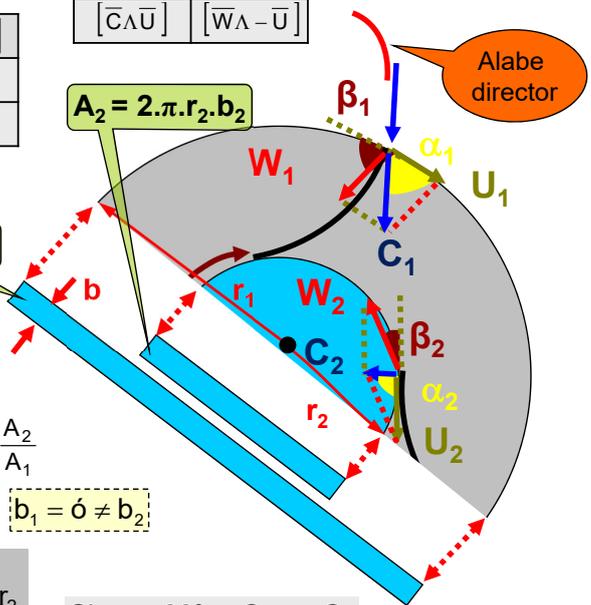
$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$



$$\text{Caudal}_1 = \text{Caudal}_2$$

$$\begin{cases} \text{Caudal}_1 = C_{1m} \cdot A_1 \\ \text{Caudal}_2 = C_{2m} \cdot A_2 \end{cases} \Rightarrow C_{1m} \cdot A_1 = C_{2m} \cdot A_2 \Rightarrow C_{1m} = C_{2m} \cdot \frac{A_2}{A_1}$$



$$b_1 = \text{ó} \neq b_2$$

$$C_{1m} = C_{2m} \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \text{Ancho}_{\text{rodete}2}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \text{Ancho}_{\text{rodete}1}} \quad \text{Si } b_{r1} = b_{r2} \quad \approx \frac{C_{2m} \cdot r_2}{r_1}$$

$$\text{Si } \alpha_2 = 90^\circ \Rightarrow C_{2m} = C_2$$

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

El fluido sufre un cambio de velocidad al paso por el rodete, por lo que la Fuerza ejercida sobre ellos es:

$$F = m \text{ [kg]} \cdot a \text{ [m/s}^2\text{]} = m \text{ [kg]} \cdot \frac{\Delta v \text{ [m/s]}}{t \text{ [s]}} = \frac{m \text{ [kg]}}{t \text{ [s]}} \cdot \Delta v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] =$$

$$= \left(\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot Q \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \right) \cdot \Delta v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \rho \cdot Q \cdot \Delta v$$

$$\bar{F} = \rho \cdot Q \cdot \Delta \bar{v} \Rightarrow \bar{F} = \rho \cdot Q \cdot \Delta \bar{c} \Rightarrow \bar{F} = \rho \cdot Q \cdot (\bar{c}_1 - \bar{c}_2)$$

Y tomando momentos con relación al eje del rodete:

M lo crea la componente tangencial de la velocidad del fluido, c_u

La componente radial, C_m , no crea par

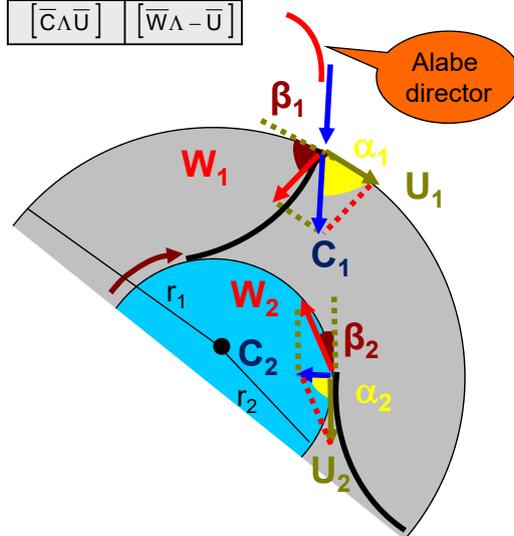
$$M = F \cdot d \Rightarrow M = \rho \cdot Q (c_{1u} \cdot r_1 - c_{2u} \cdot r_2) \Rightarrow M = Q \cdot \rho \cdot (r_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - r_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

11

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$



Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

Y la potencia desarrollada será: $Pot = M \cdot \omega$

$$Pot = Q \cdot \rho \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - r_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Por otro lado la potencia desarrollada por un flujo de fluido es:

$$Pot = \gamma \cdot Q \cdot H \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \text{m} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W} \right]$$

$$Pot \Rightarrow Q \cdot \rho \cdot \omega (r_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - r_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2) = \gamma \cdot Q \cdot H \Rightarrow H$$

$$H = \frac{\rho \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - r_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2)}{\gamma}$$

$$\begin{cases} \omega \cdot r = u \\ c \cdot \cos \alpha = c_u \\ \gamma = \rho \cdot g \end{cases}$$

1ª Ec. EULER

$$\text{Turbina Hid.} \Rightarrow H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$$

$$H_{euler} = H_{Teórica}$$

12

La Energía necesaria para elevar una masa “m” de líquido a una altura “H_t” es equivalente al trabajo que se debe realizar CONTRA la gravedad

El Trabajo que desarrolla dicha fuerza para desplazar la masa “m”:

$$W = F \cdot l = F \cdot H_t = \left| \begin{array}{l} F = m \cdot g \\ m = \rho \cdot \text{Vol} \end{array} \right. = m \cdot g \cdot H_t = \rho \cdot \text{Vol} \cdot g \cdot H_t$$

Por lo tanto, la Potencia necesaria para elevar el fluido es:

$$\text{Pot} = \frac{W}{t} = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{Vol} \cdot H_t}{t} = \gamma \cdot Q \cdot H_t$$

$\rho \cdot g = \gamma$
 $\frac{\text{Vol}}{t} = Q$

Similar sería la potencia desarrollada por el fluido en una turbina

13

Teorema del Coseno:

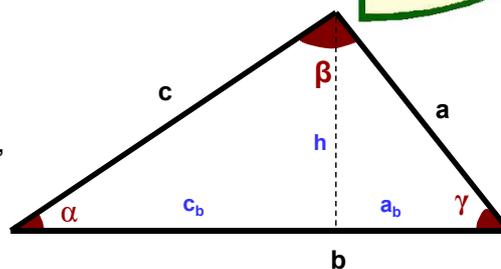
dado un triángulo de lados a, b y c, siendo α, β, γ, los ángulos opuestos a ellos, entonces:

$$c^2 = c_b^2 + h^2$$

$$h^2 = a^2 - a_b^2 = a^2 - (b - c_b)^2 = a^2 - (b^2 - 2 \cdot b \cdot c_b + c_b^2)$$

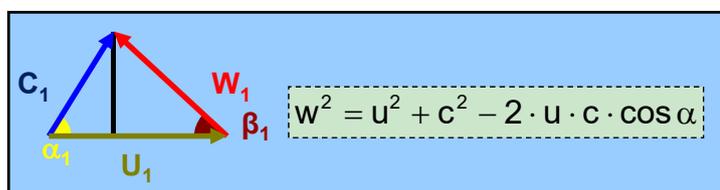
$$c^2 = c_b^2 + (a^2 - b^2 + 2 \cdot b \cdot c_b - c_b^2) = a^2 - b^2 + 2 \cdot b \cdot c_b$$

$$\cos \gamma = \frac{a_b}{a} = \frac{b - c_b}{a} \Rightarrow c_b = b - a \cdot \cos \gamma$$



$$\left. \begin{array}{l} c^2 = a^2 - b^2 + 2 \cdot b \cdot [b - a \cdot \cos \gamma] = \\ = a^2 - b^2 + 2 \cdot b^2 - a \cdot b \cdot \cos \gamma \end{array} \right\}$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \gamma$$



14

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

1ª Ec. EULER $H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$

$w^2 = u^2 + c^2 - 2 \cdot u \cdot c \cdot \cos \alpha$

$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$

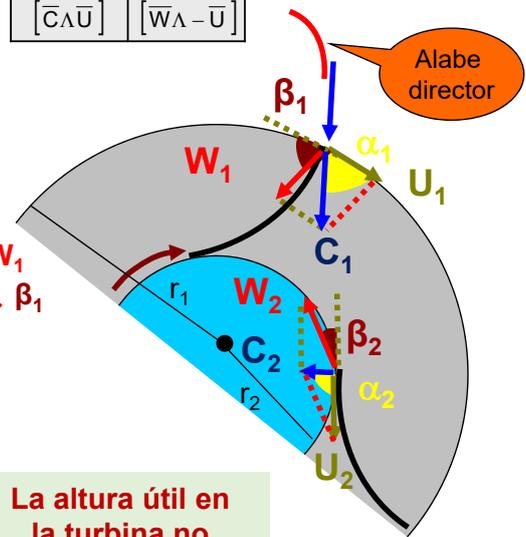
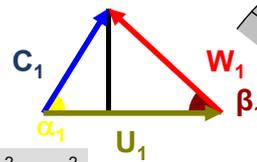
$u_2 \cdot c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$

2ª Ec. EULER $H_{M.H.} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$



La altura útil en la turbina no depende del fluido

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

1ª Ec. EULER

2ª Ec. EULER

$H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$

$H_{M.H.} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$

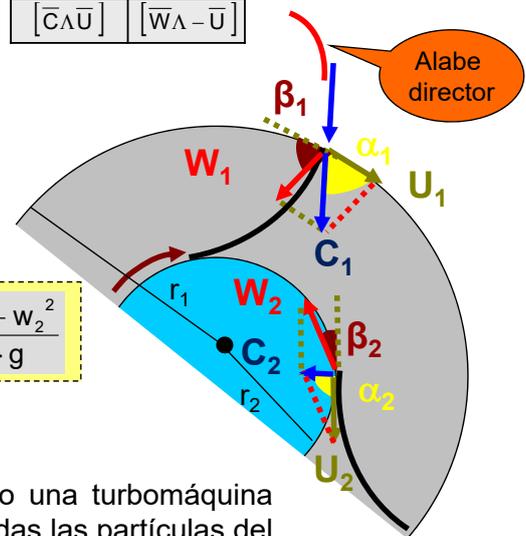
$H_{euler} = H_{Teórica}$

no depende del fluido

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$



La ecuación de Euler describe el funcionamiento una turbomáquina ideal en la que no hay ningún tipo de pérdida y todas las partículas del líquido siguen las mismas líneas de corriente (Teoría unidimensional).

De acuerdo a esta ec., la altura es independiente del líquido bombeado.

En una bomba (G.H.) si $\alpha_2 = 90^\circ \Rightarrow c_{2u} = 0 \Rightarrow H_{max}$

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

Aplicando la Ec. de Bernoulli en el rodete:

$$\left(z_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\gamma} \right) + H_{\text{añá}} - H_{\text{ext}} - H_{\text{per}} = \left(z_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\gamma} \right)$$

V = vel. fluido, C

$$H_u = (z_1 - z_2) + \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} \right) + \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)$$

Despreciando la diferencia de cota en el rodete ($z_2 - z_1 \approx 0$), y con la 2ª Ec Euler:

La altura dinámica del rodete es: $H_{d.G.H.} = \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} \right)$

$$H_{G.H.} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$$

La altura de presión del rodete es: $H_{p.G.H.} = \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)$

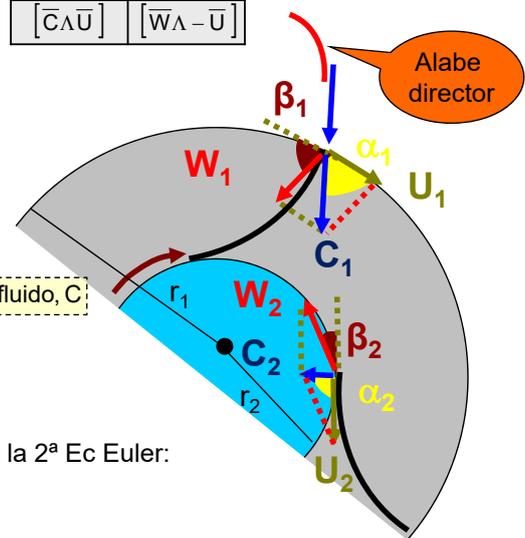
$$H_{p.G.H.} = \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \right)$$

17

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$



Ecuación de Euler

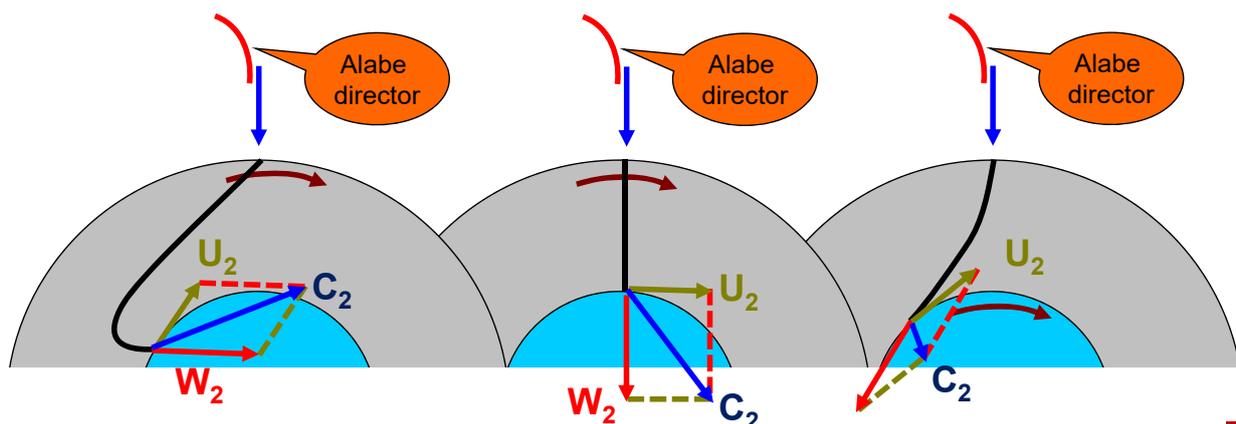
	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$

La geometría de los álbes tiene gran influencia en el comportamiento de la máquina



18

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

La altura dinámica:
$$H_{d.G.H.} = \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} \right)$$

La altura de presión:
$$H_{p.G.H.} = \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)$$

Grado de Reacción de una Turbomáquina (σ)

Hace referencia al modo de trabajo del rodete

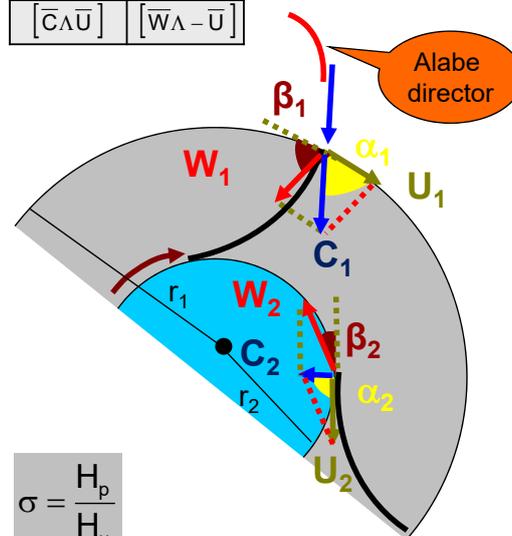
$$\sigma = \frac{H_p}{H_u}$$

$$\left. \begin{array}{l} H_u > 0 \\ H_p <, =, > 0 \end{array} \right\} \sigma <, =, > 0$$

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$



Elementos Constructivos (I)

El paso de una corriente fluida a través de una turbina provoca cambios en la magnitud y dirección de la velocidad del fluido, lo cual da lugar a la aparición de un par en el eje (Teorema del momento cinético)

Los elementos necesarios para que esto suceda son análogos a los de una bomba, pero dispuestos en orden inverso:

- Canal de llegada o tubería forzada
- Caja espiral
- Distribuidor
- Rodete
- Tubo de aspiración

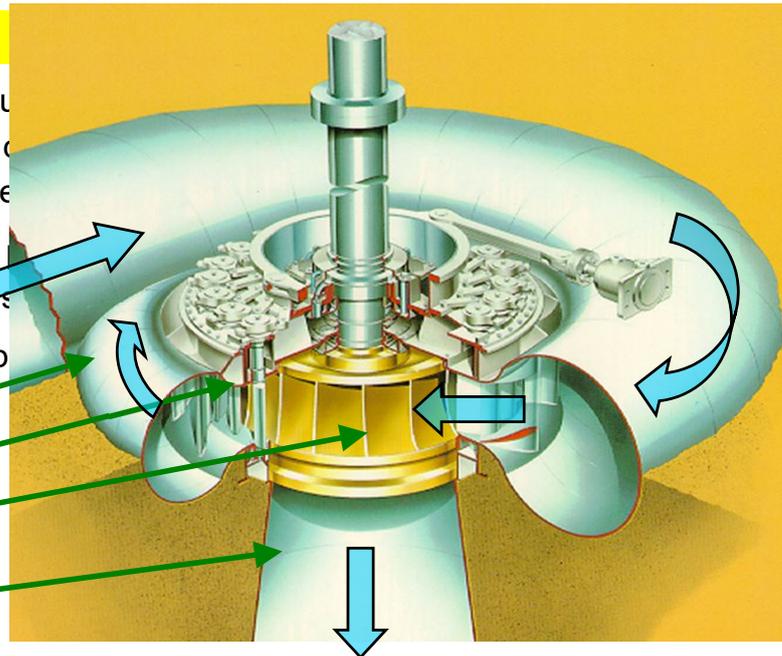
No en todos los casos existen todos los elementos citados, depende del tipo de turbina

Elementos Constructivos (I)

El paso de una corriente flu
en la magnitud y dirección
aparición de un par en el eje

Los elementos necesarios
una bomba, pero dispuestos

- Canal de llegada o tubería
- Caja espiral
- Distribuidor
- Rodete
- Tubo de aspiración



No en todos los casos existen todos los elementos citados, depende del tipo de turbina

Elementos Constructivos (II)

Analogía entre los elementos de una turbina y los de una bomba:

- **Canal de llegada o tubería forzada** debe tener una válvula de cierre lento para evitar el golpe de ariete
- **La caja espiral** de una turbina es como la voluta de una bomba centrífuga; transforma presión en velocidad (al contrario que la voluta)
- **El distribuidor** de una turbina es similar a la corona directriz de una bomba. Actúa transformando presión en velocidad (* también es un órgano de regulación)
- **El rodete** de una turbina es análogo al rodete de una bomba. Absorbe energía del fluido y la convierte en energía mecánica
- **El tubo de aspiración** de una turbina es como el tubo de aspiración de una bomba. Es el órgano de desagüe y su función es crear una succión a la salida de la turbina (depresión)

Elementos Constructivos (II)

Analogía entre los elementos de una turbina y los de una bomba:

- **Canal de llegada o tubería** lento para evitar el golpe de a
- **La caja espiral** de una tur centrífuga; transforma presión
- **El distribuidor** de una turbi bomba. Actúa transformando órgano de regulación)
- **El rodete** de una turbina es análogo al rodete de una bomba. Absorbe energía del fluido y la convierte en energía mecánica
- **El tubo de aspiración** de una turbina es como el tubo de aspiración de una bomba. Es el órgano de desagüe y su función es crear una succión a la salida de la turbina (depresión)

En las turbinas Pelton (de acción) hay algún "cambio" en los elementos:

- No tiene cámara espiral
- El distribuidor es un inyector que consta de una tobera y una válvula de aguja
- Los álabes del rodete son "cucharas"

Clasificación (I)

• Según el grado de reacción (σ):

- Turbina de acción $\sigma = 0$
- Turbina de reacción $\sigma \neq 0$

$$\sigma = \frac{H_{\text{presión}}}{H_t}$$

• Según el número específico de revoluciones (n_s):

- Turbina lenta
- Turbina normal
- Turbina rápida
- Turbina extrarápida

• Según la posición del eje:

- Turbina horizontal
- Turbina vertical

Clasificación (II)

• Según el modo de admisión del líquido:

- Turbina de admisión parcial El líquido ataca a una parte del rodete
- Turbina de admisión total El líquido ataca a todo el rodete

• Según la dirección del líquido a la entrada:

- Turbina tangencial
- Turbina axial
- Turbina radial
- Turbina diagonal

• Según el modo de operación:

- Turbina reversible
- Turbina no reversible

25

Clasificación (III) Según el grado de reacción (σ) (I):

Esta clasificación depende de la variación de la presión al paso de la corriente fluida a través del rodete

$$\sigma = \frac{\text{Altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{Altura total absorbida por el rodete}} = \frac{H_p}{H_t}$$

Análogamente al caso de las bombas, se define el grado de reacción de las turbinas como la relación entre la altura de presión absorbida por el rodete y la altura total absorbida

- **Turbinas de acción** ($\sigma = 0$)
El movimiento del agua y el de rodete tienen el mismo sentido
- **Turbinas de reacción** ($\sigma \neq 0$)
El movimiento del agua y el de rodete tienen distinto sentido

26

Clasificación (III)

Según el grado de reacción (σ) (II):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t}$$

- **Turbinas de acción** ($\sigma = 0$): el agua sale del distribuidor y entra al rodete con presión manométrica nula (el rodete no está inundado) y en él no se modifica la presión. Toda la energía se transmite al rodete en forma de energía cinética. Son turbinas de admisión parcial

A lo largo de la tubería forzada, la altura de presión aumenta a costa de la altura geodésica. La altura de velocidad permanecerá cte si la sección es cte

En el distribuidor, la altura de presión relativa baja a cero y se convierte (salvo pérdidas) en energía cinética

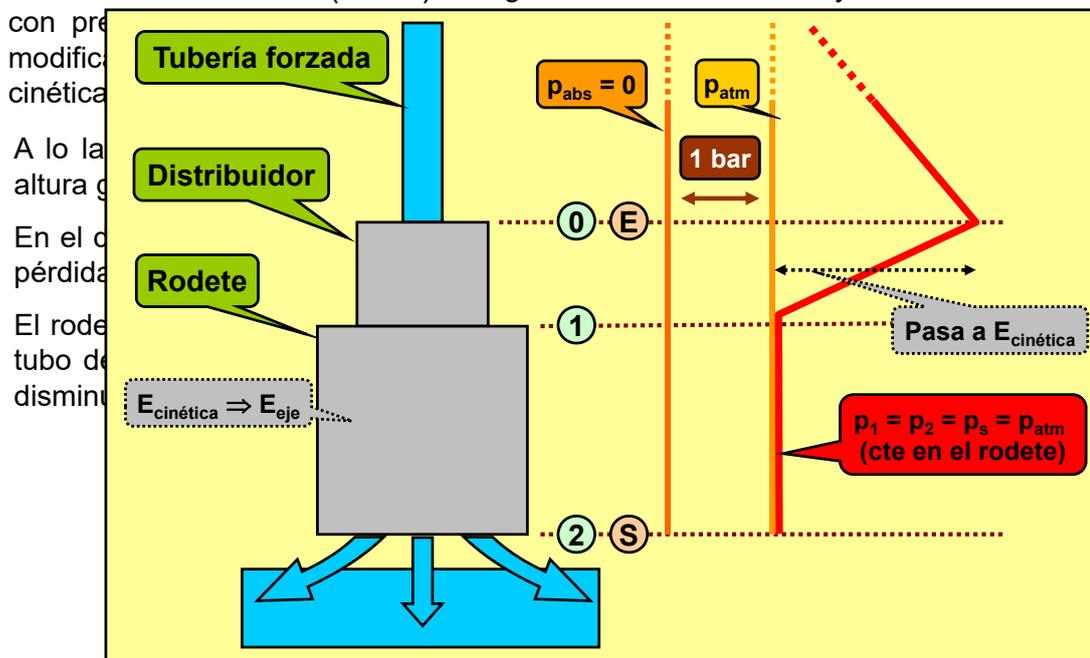
El rodete trabaja a presión constante ($p_1 = p_2$) y puesto que la turbina no tiene tubo de aspiración, se cumple que $p_1 = p_2 = p_s = p_{atm}$. La altura de velocidad disminuye ya que una gran parte se convierte en energía útil en el eje

Clasificación (III)

Según el grado de reacción (σ) (II):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t}$$

- **Turbinas de acción** ($\sigma = 0$): el agua sale del distribuidor y entra al rodete



Clasificación (III)

Según el grado de reacción (σ) (III):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t}$$

- **Turbinas de reacción** ($\sigma \neq 0$): el agua sale del distribuidor y entra al rodete con cierta presión manométrica positiva. A su paso pierde dicha presión llegando a ser nula e incluso negativa. Son turbinas de admisión total

A lo largo de la tubería forzada, la altura de presión aumenta a costa de la altura geodésica (si el fluido llega por canal en lámina libre se mantiene cte). La altura de velocidad permanecerá cte si la sección es cte

En el distribuidor, la altura de presión disminuye (aunque no hasta la presión atmosférica). La altura cinética aumenta, salvo pérdidas, a costa de la presión

En el rodete la presión sigue disminuyendo ($p_1 > p_2$) pudiendo llegar a ser inferior a la atmosférica (en el caso de que exista tubo de aspiración). La altura cinética disminuye también. El rodete transforma energía de presión y cinética en energía útil en el eje

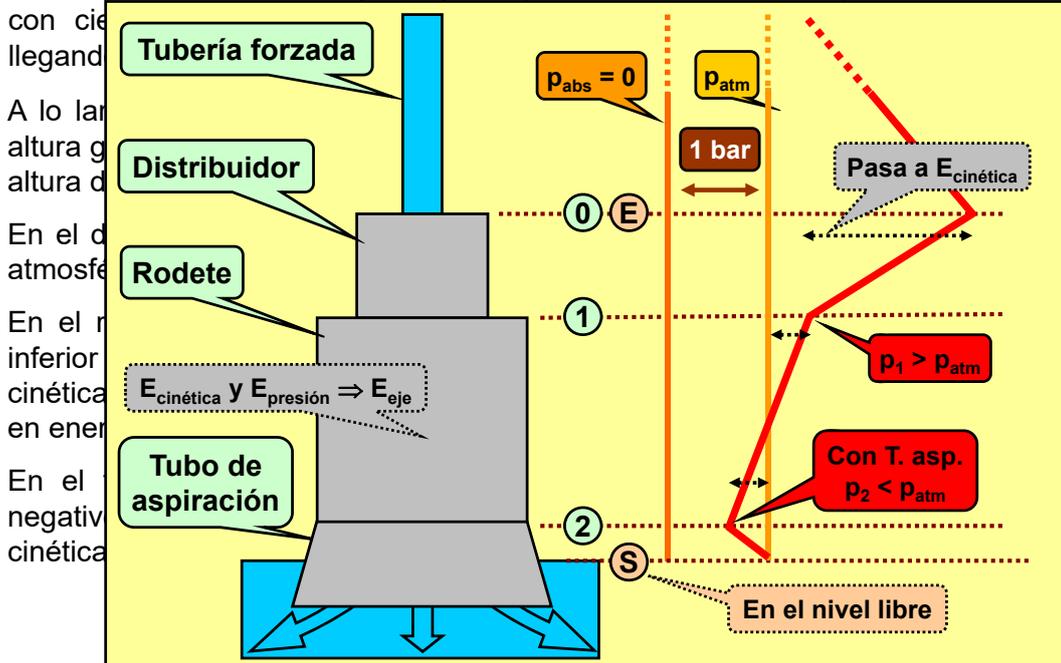
En el tubo de aspiración la energía de presión aumenta desde un valor negativo (relativo) hasta la presión atmosférica a costa de disminuir la energía cinética

Clasificación (III)

Según el grado de reacción (σ) (III):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t}$$

- **Turbinas de reacción** ($\sigma \neq 0$): el agua sale del distribuidor y entra al rodete



Clasificación (IV) Según el grado de reacción (σ) (IV):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t}$$

Las turbinas que se construyen actualmente, según σ :

Acción: { sólo se construyen de flujo tangencial tipo Pelton

Reacción: { de flujo diagonal (excepcionalmente radial) { de álabes fijos, tipo Francis
de álabes orientables, tipo Deriaz
de flujo axial { de álabes fijos, tipo hélice
de álabes orientables, tipo Kaplan

	Kaplan	Francis	Pelton
Salto Neto (m)	2 a 50	15 a 400	hasta 800
Diámetro del rodete (m)	1 a 10	0,3 a 8	0,3 a 6
Potencia en el eje (MW)	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

no aptas para uso en EE.RR.M.

31

Clasificación (V) Según el número específico de revoluciones (n_s) (I):

La velocidad específica es la velocidad de giro del rodete de la turbina modelo de una serie de turbinas semejantes que con un salto de 1 m es capaz de producir una potencia en el eje de 1 C.V

Para el agua

$$n_s = n \cdot \frac{\text{Pot}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\eta}$$

Al igual que sucede con las bombas, existe una relación directa entre el valor de n_s y la forma del rodete

- Las turbinas Pelton tienen bajos n_s (< 75)
- Las turbinas Francis y Kaplan tienen n_s mayores ($60 < n_s < 1.000$)

Una turbina de un determinado n_s cualquiera **funcionará con rendimiento óptimo** cuando la potencia desarrollada, la altura neta y el número de revoluciones sean tales que sustituyendo sus valores en la ecuación anterior se obtenga n_s

32

Clasificación (V) Según el número específico de revoluciones (n_s) (II):

En un salto y con un determinado caudal, las turbinas lentas giran a velocidades menores que las rápidas

Para el agua

$$n_s = n \cdot \frac{\text{Pot}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\eta}$$

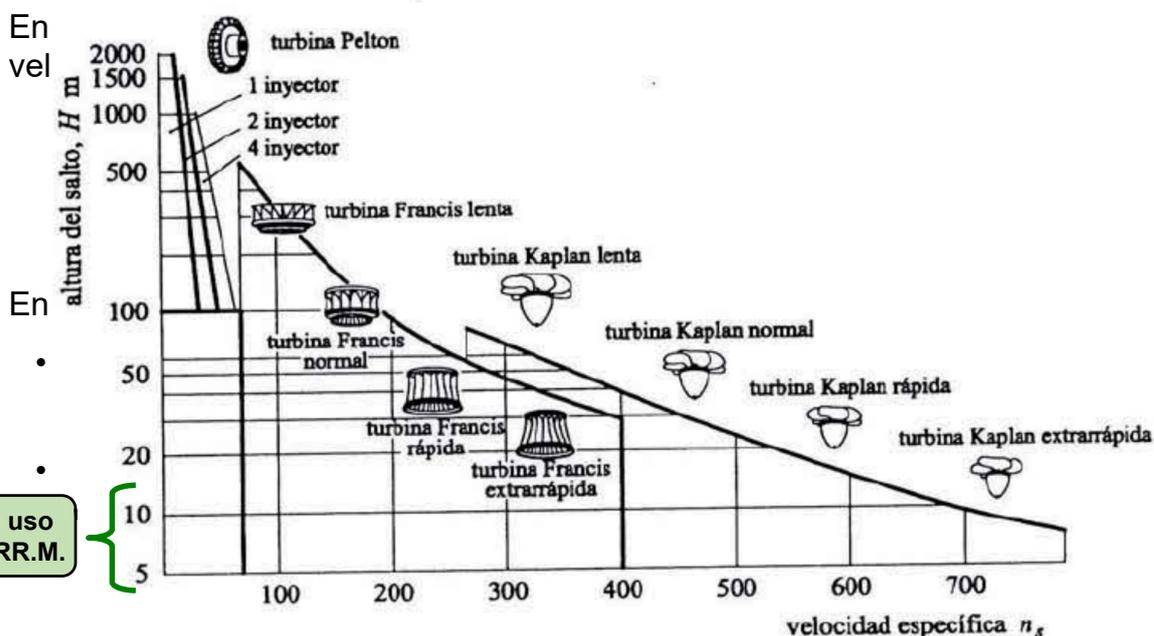
En la práctica:

- Las turbinas lentas se instalan en saltos elevados
⇒ pueden girar más rápido que las rápidas
- Si giran a la velocidad de sincronismo, las turbinas lentas absorben menos caudal que las rápidas

$$n_s = n \cdot \frac{\text{Pot}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$n_s = \text{cte} \cdot Q^{1/2} \Rightarrow \begin{matrix} n_s \text{ grande} \Rightarrow Q \text{ grande} \\ n_s \text{ pequeño} \Rightarrow Q \text{ pequeño} \end{matrix}$$

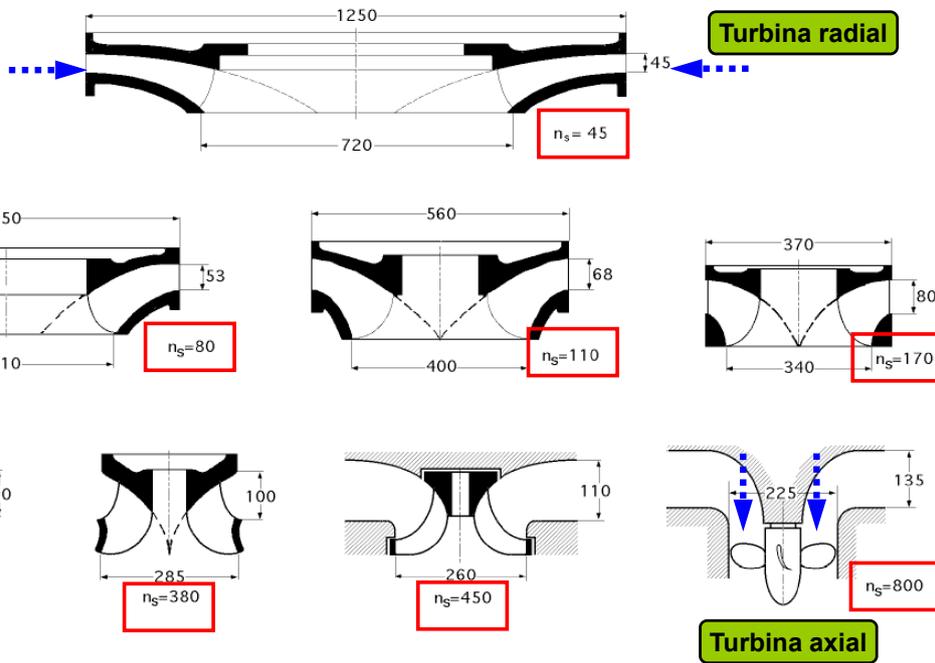
Clasificación (V) Según el número específico de revoluciones (n_s) (II):



Clasificación (V)

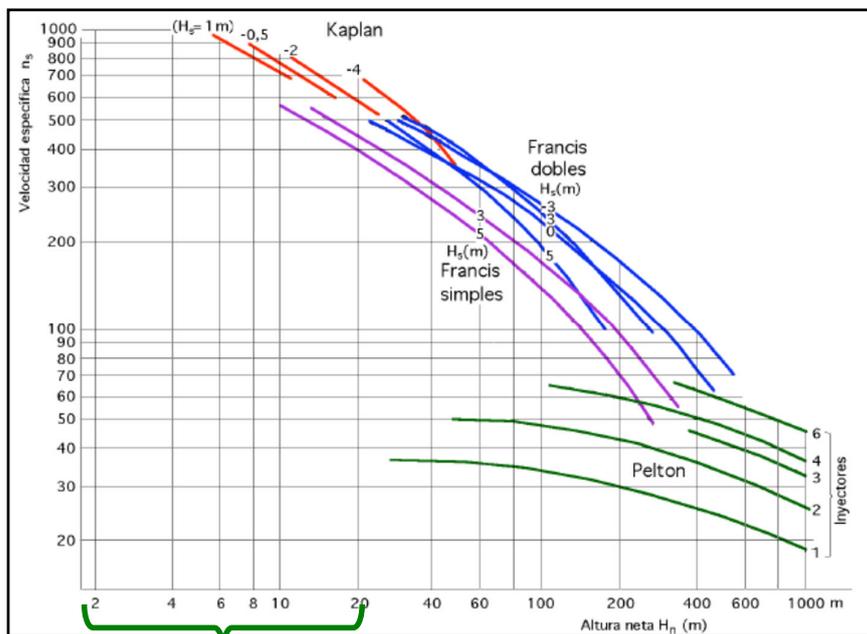
Según el número específico de revoluciones (n_s) (III):

$$n_s = n \cdot \frac{Pot^{1/2}}{H^{5/4}}$$



Clasificación (V)

Según el número específico de revoluciones (n_s) (IV):



$$n_s = n \cdot \frac{Pot^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Clasificación (V) Según el número específico de revoluciones (n_s) (V):

De acuerdo al valor de n_s las turbinas se pueden clasificar como:

Velocidad específica en r.p.m.	Tipo de turbina	Altura del salto en m .
Hasta 18	Pelton de un inyector	800
De 18 a 25	Pelton de un inyector	800 a 400
De 26 a 35	Pelton de un inyector	400 a 100
De 26 a 35	Pelton de dos inyectores	800 a 400
De 36 a 50	Pelton de dos inyectores	400 a 100
De 51 a 72	Pelton de cuatro inyectores	400 a 100
De 55 a 70	Francis muy lenta	400 a 200
De 70 a 120	Francis lenta	200 a 100
De 120 a 200	Francis normal	100 a 50
De 200 a 300	Francis rápida	50 a 25
De 300 a 450	Francis extrarrápida	25 a 15
De 400 a 500	Hélice extrarrápida	15
De 270 a 500	Kaplan lenta	50 a 15
De 500 a 800	Kaplan rápida	15 a 5
De 800 a 1100	Kaplan extrarrápida	Menos de 5

Las de uso en EE.RR.M.

37

Clasificación (V) Según el número específico de revoluciones (n_s) (VI):

Aplicación práctica: seleccionar el tipo de turbina y la velocidad de giro

- Los datos de partida son las características del salto: altura (H) y caudal (Q)

- Se estima la potencia (Pot) suponiendo un rendimiento "normal" $Pot = \frac{\gamma \cdot H_n \cdot Q \cdot \eta}{735}$ [C.V.]

- A partir de la gráfica se determina el tipo de turbina y el valor de n_s

- Conocidos H, Q, Pot y n_s se determina el régimen de giro de la turbina $n_i = n_{sj} \cdot \frac{H_n^{5/4}}{Pot^{1/2}}$

- El valor final de n habrá de ser una velocidad de sincronismo

- Con dicho valor de n se recalcula el valor de n_s $n = \frac{60 \cdot f}{p}$

- Con estos datos se puede dimensionar la turbina modelo

- A partir de ésta se calcula la turbina prototipo aplicando las leyes de semejanza

38

Ecuación de Euler

	Fluido (C)	Rotor (U)	Relativa $[\bar{C} - \bar{U}]$
Entrada	C_1	U_1	$\bar{W}_1 = [\bar{C}_1 - \bar{U}_1]$
Salida	C_2	U_2	$\bar{W}_2 = [\bar{C}_2 - \bar{U}_2]$

1ª Ec. EULER $H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 \cdot u \cdot c \cdot \cos \alpha$$

$$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$$

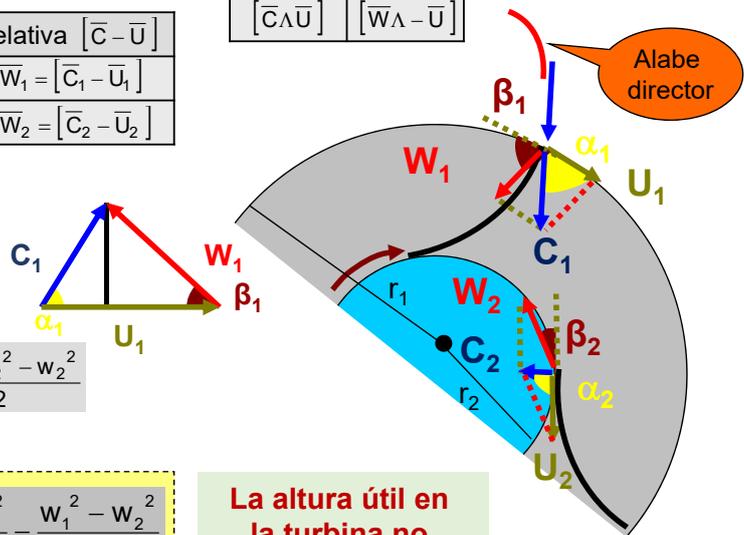
$$u_2 \cdot c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$$

2ª Ec. EULER $H_{M.H.} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$

Forma del álabe

α	β
$[\bar{C} \wedge \bar{U}]$	$[\bar{W} \wedge -\bar{U}]$

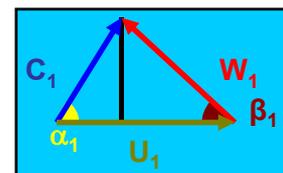
$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$



La altura útil en la turbina no depende del fluido

Coefficientes de Velocidad (I)

Las velocidades no se pueden elegir al azar, deben ser aquellas que produzcan el rendimiento óptimo



La velocidad absoluta máxima disponible en la turbina será la obtenida al convertir en altura dinámica toda la altura geométrica y la altura de presión. Según la ec. de Bernoulli, esta velocidad será:

$$H_{vel} = \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$c_{max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

Cualquier otra velocidad se puede expresar como una fracción de la anterior. Se denomina *coeficiente de velocidad* a la relación entre una velocidad cualquiera y la velocidad absoluta máxima disponible

$$k_{u_1} = \frac{u_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}$$

$$k_{c_{1u}} = \frac{c_{1u}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}$$

Coefficientes de Velocidad (II)

Cuando la turbina funciona en condiciones de rendimiento óptimo, estos coeficientes de velocidad son los *coeficientes óptimos de velocidad*

$\xi: \text{Xi}$

$$u_1 = \xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$\phi: \text{Fi}$

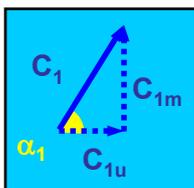
$$c_1 = \phi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$w_1 = \lambda_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$u_2 = \xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_2 = \phi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$w_2 = \lambda_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$



$$c_{1u} = \mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_{1m} = k_{1m} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_{2u} = \mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$c_{2m} = k_{2m} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

Coefficientes de Velocidad (III)

Para determinar el valor de estos coeficiente óptimos, se ensaya la turbina bajo un salto de valor:

$$H_n = \frac{1}{2 \cdot g}$$

De manera que :

$$u_1 = \xi_1$$

$$c_1 = \phi_1$$

$$w_1 = \lambda_1$$

$$u_2 = \xi_2$$

$$c_2 = \phi_2$$

$$w_2 = \lambda_2$$

$$c_{1u} = \mu_1$$

$$c_{1m} = k_{1m}$$

$$c_{2u} = \mu_2$$

$$c_{2m} = k_{2m}$$

Sometida a ensayo una turbina bajo un salto definido, las velocidades a las cuales se consigue el rendimiento máximo coinciden con los coeficientes óptimos de velocidad

Generalidades

Las **Turbinas Francis** se conocen como turbinas de sobrepresión por ser ésta variable en el rodete, o también como turbinas de admisión centrípeta o total por encontrarse el rodete sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia

Entran en la clasificación de turbinas *radiales-axiales* y de *reacción*

El campo de aplicación es muy extenso, dado el avance tecnológico conseguido en la construcción de este tipo de turbinas. Se pueden emplear en saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales (entre 2 y 200 m³/s aproximadamente)

Las turbinas Dériaz son, esencialmente, turbinas Francis de álabes orientables

Componentes (I):

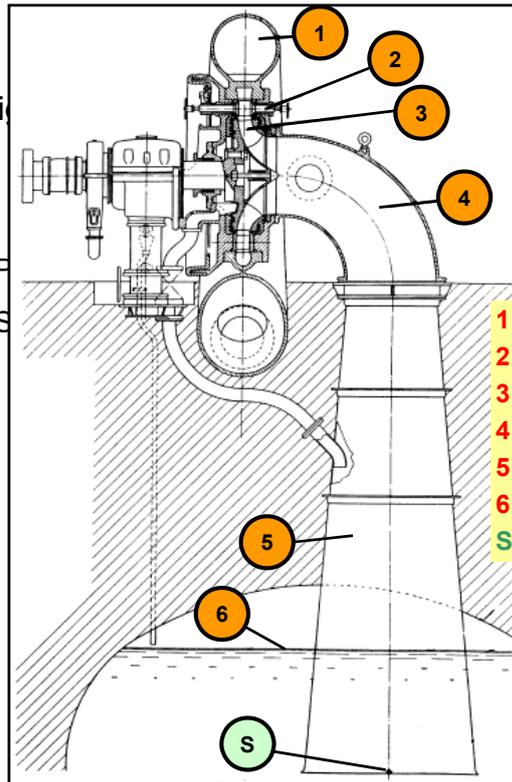
Son esencialmente los siguientes:

- Cámara espiral
- Distribuidor
 - Palas directrices
 - Sistema de accionamiento
- Rodete
- Tubo de aspiración
- Eje

Componentes (I):

Son esencialmente los siguientes:

- Cámara espiral
- Distribuidor
- Rodete
- Tubo de aspiración
- Eje



- 1 Caja espiral
- 2 Distribuidor
- 3 Rodete
- 4 Codo de salida
- 5 Tubo de Aspiración
- 6 Nivel Inferior
- S Salida

45

Componentes (II):

Cámara Espiral (I)

La cámara espiral más habitual está formada por la unión sucesiva de una serie de **virolas tronco-cónicas**, cuyos ejes respectivos forman una espiral

Esta disposición constructiva permite que el **agua** atraviese la cámara a **velocidad** sensiblemente **constante**, evitándose la formación de torbellinos que darían lugar a pérdidas de carga

En la zona periférica interna se encuentra el **antedistribuidor**, formado por una serie de palas fijas equidistantes unas de otras cuya curvatura y orientación consiguen que la proyección del agua salga dirigida casi radialmente



46

Componentes (II):

Cámara Espiral (I)

La cámara espiral más habitual está formada por la unión sucesiva de una serie de *virolas trapezoidales*.

Esta disposición evita la **velocidad** sensible que darían lugar a

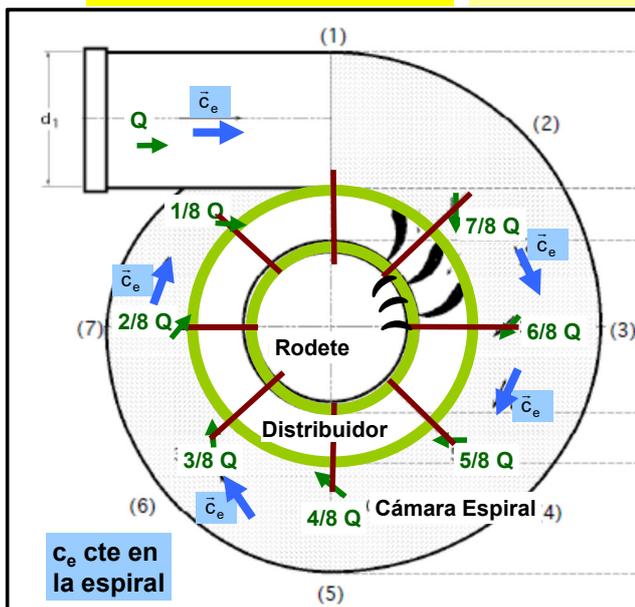
En la zona periférica el **antedistribuidor** de palas fijas equidistantes cuya curvatura y orientación se proyecta radialmente



47

Componentes (II):

Cámara Espiral (II)



Se debe limitar la velocidad de entrada del agua en la cámara para reducir las pérdidas por fricción

- Metálicas: $c_e = 0,18 + 0,28 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$
- Hormigón: $c_e \leq 0,13 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$

$$Q = A_1 \cdot c_e = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot c_e \quad d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_e}}$$

Si se consideran 8 secciones:

$$Q_{7/8} = \frac{7}{8} \cdot Q_{8/8} = \frac{7}{8} \cdot Q$$

$$Q_{6/8} = \frac{6}{8} \cdot Q \quad \dots \quad Q_{1/8} = \frac{1}{8} \cdot Q$$

$$Q_{7/8} = A_{7/8} \cdot c_e = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot c_e \quad d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{7/8}}{\pi \cdot c_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7/8 \cdot Q}{\pi \cdot c_e}} = \sqrt{\frac{7}{8}} \cdot d_1 \quad \dots \quad d_8 = \sqrt{1/8} \cdot d_1$$

48

Componentes (III):

Distribuidor (I)

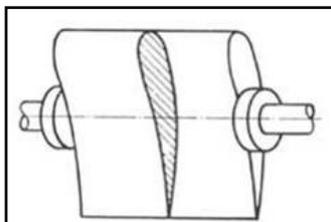
El distribuidor está formado por un determinado número de **palas móviles** cuya función es la de distribuir, **regular** o cortar totalmente el **caudal** de agua que fluye hacia el rodete

El distribuidor lo componen principalmente los siguientes elementos:

- **Palas o álabes directrices orientables**

Dirigen el líquido al rodete con un mínimo de pérdidas y transforman parte de la energía de presión en energía cinética

El hecho de que los álabes se puedan orientar permite la regulación de la turbina, al poder variar el caudal que llega al rodete



49

Componentes (III):

Distribuidor (II)

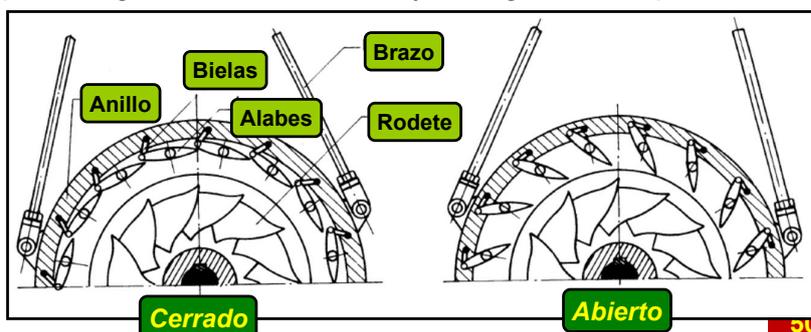
El distribuidor está formado por un determinado número de **palas móviles** cuya función es la de distribuir, **regular** o cortar totalmente el **caudal** de agua que fluye hacia el rodete

El distribuidor lo componen principalmente los siguientes elementos:

- **Palas o álabes directrices orientables**
- **El sistema de accionamiento de los álabes**

Son los elementos mecánicos a base de servomecanismos, palancas y bielas que constituyen el equipo de regulación de la turbina y está gobernado por el regulador de velocidad

Distribuidor Fink

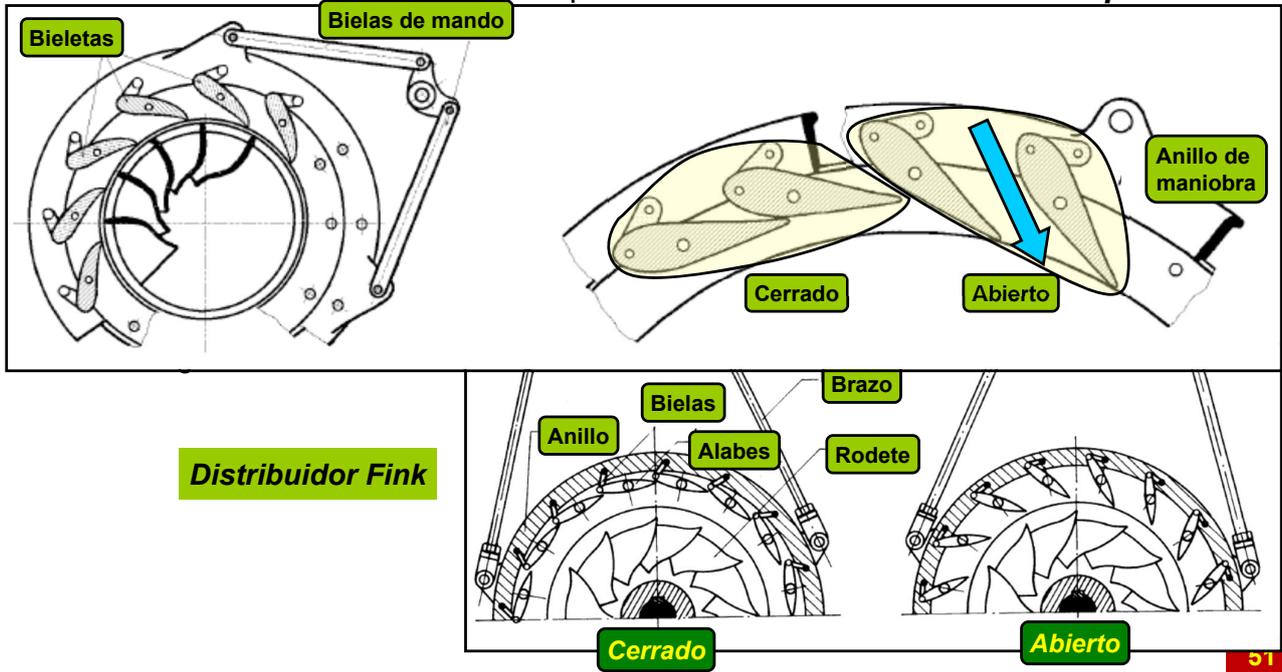


50

Componentes (III):

Distribuidor (II)

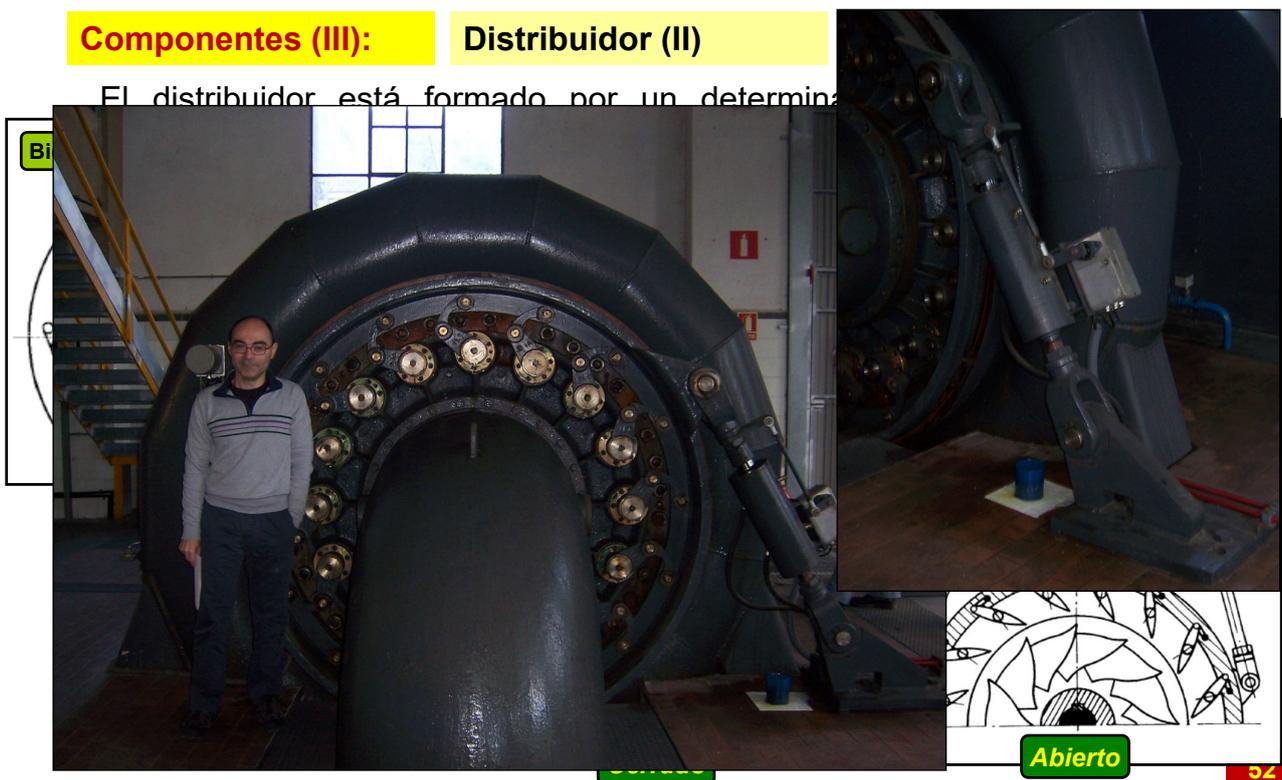
El distribuidor está formado por un determinado número de *palas*



Componentes (III):

Distribuidor (II)

El distribuidor está formado por un determinado número de *palas*



Componentes (IV):

Rodete (I)

Se trata de la pieza fundamental de la turbina, donde se obtiene la energía mecánica deseada

Consta de un **núcleo central**, alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de **álabes**, aproximadamente entre 12 y 21, equidistantemente repartidos y solidarios al mismo, formando pieza única en bloque por fundición o soldadura, es decir, sin uniones ni fijaciones accesorias

La longitud de los álabes y su mayor o menor inclinación respecto al eje de la turbina, depende del caudal, de la altura del salto y, en consecuencia, de la velocidad específica



53

Componentes (IV):

Rodete (II)

α	β
$[\bar{c} \wedge \bar{u}]$	$[\bar{w} \wedge -\bar{u}]$

El **Triángulo de Velocidades** es como el genérico para M. H.:

Triángulo en la entrada y otro Triángulo en la salida



$\beta_1 < 90^\circ \Rightarrow c_{1u} < u_1 \Rightarrow$ Rodetes rápidos

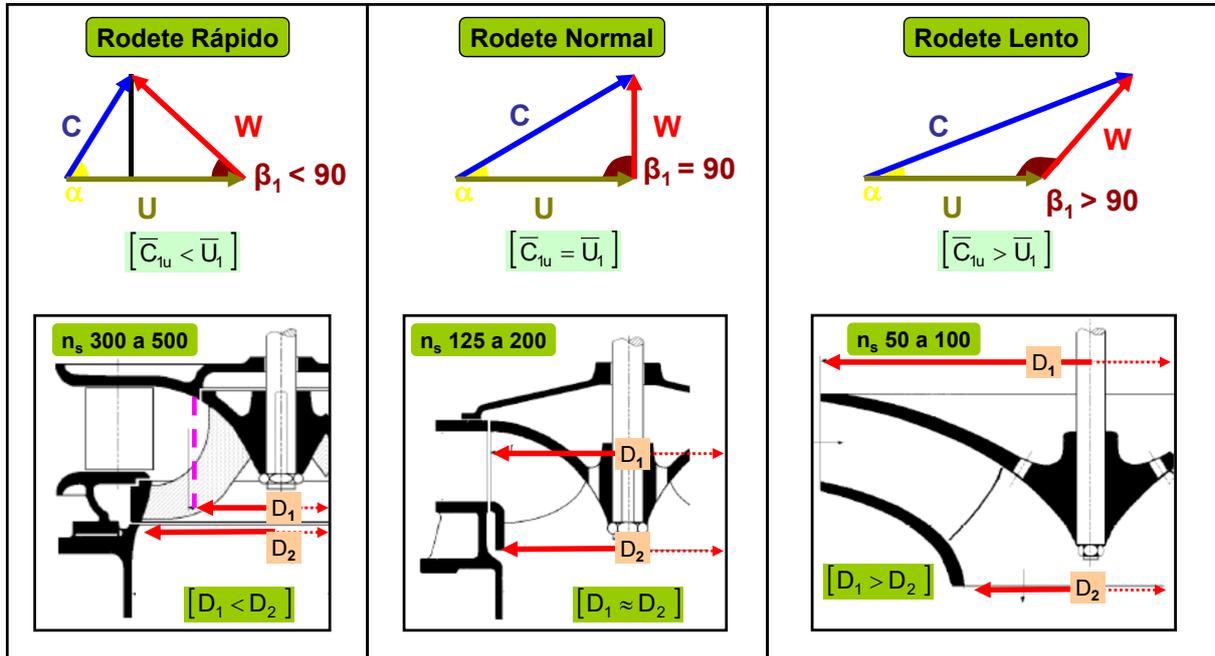
$\beta_1 = 90^\circ \Rightarrow c_{1u} = u_1 \Rightarrow$ Rodetes normales

$\beta_1 > 90^\circ \Rightarrow c_{1u} > u_1 \Rightarrow$ Rodetes lentos

α	β
$[\overline{C_{\Lambda} \overline{U}}]$	$[\overline{W_{\Lambda} - \overline{U}}]$

Componentes (IV):

Rodete (III)



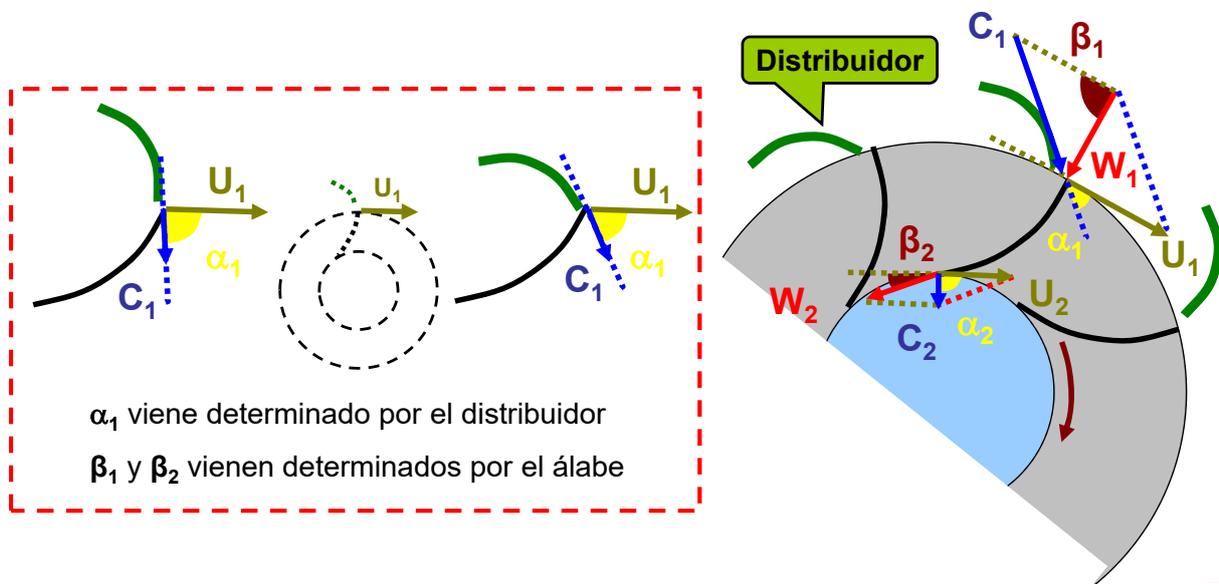
α	β
$[\overline{C_{\Lambda} \overline{U}}]$	$[\overline{W_{\Lambda} - \overline{U}}]$

Componentes (IV):

Rodete (IV)

$\overline{c} = \overline{u} + \overline{w}$

El **Triángulo de Velocidades** para una turbina Francis es:

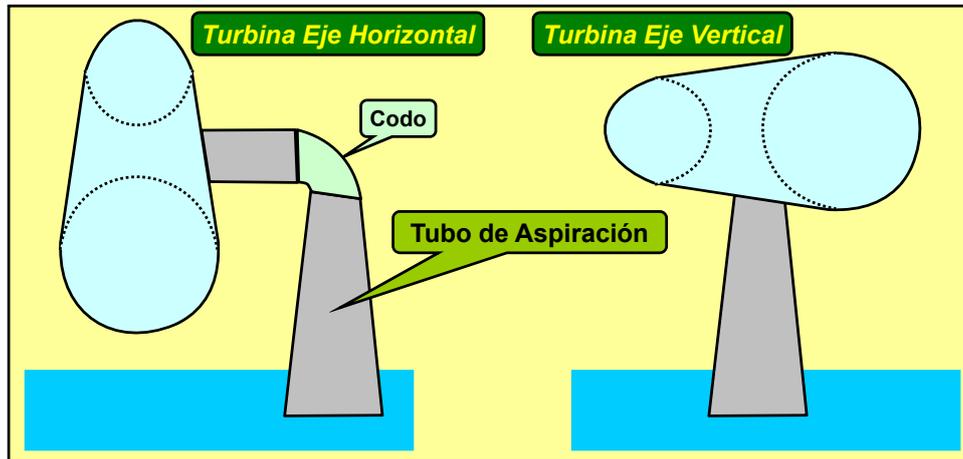


Componentes (V):

Tubo de Aspiración (I)

Consiste en una **conducción**, recta ó acodada, troncocónica que une la turbina propiamente dicha con el canal de desagüe

Adquiere más importancia con n_s altos



57

Componentes (V):

Tubo de Aspiración (II)

Sus funciones son:

- Aprovechar la altura de salto disponible entre la salida del rodete y el nivel de aguas abajo
- Recuperar al máximo posible la energía cinética residual a la salida del rodete (c_2)

La energía cinética residual a la salida del rodete es despreciable en turbinas lentas. Sin embargo, en turbinas **Francis rápidas** representa del orden del 30% del salto neto mientras que en las turbinas **Kaplan extrarrápidas** supera el 60%

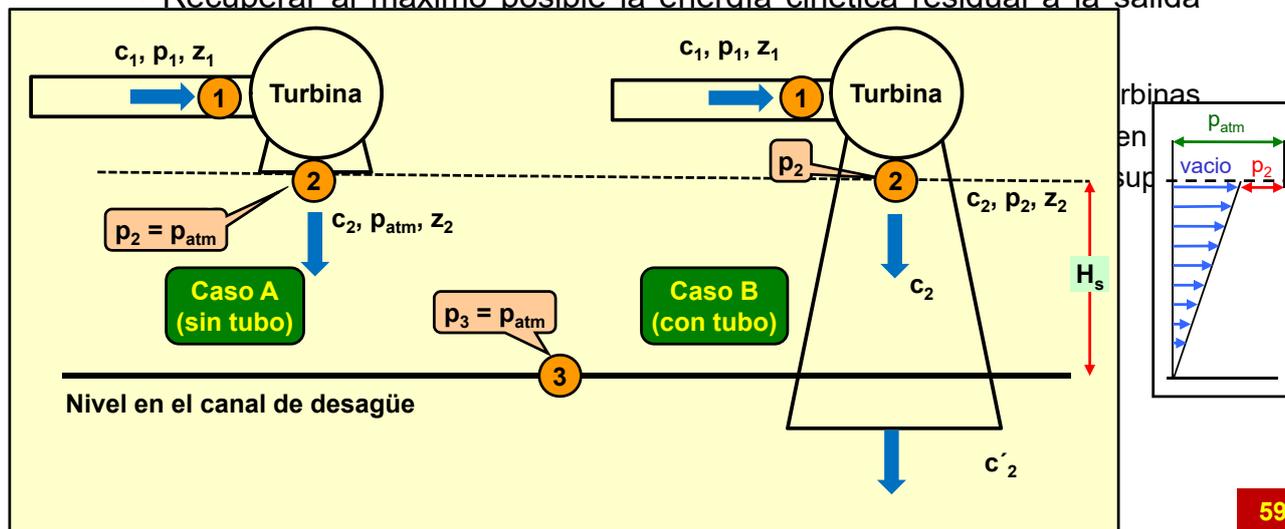
58

Componentes (V):

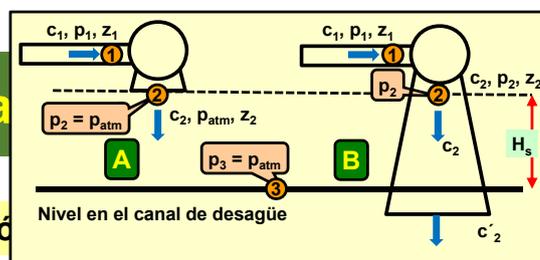
Tubo de Aspiración (II)

Sus funciones son:

- Aprovechar la altura de salto disponible entre la salida del rodete y el nivel de aguas abajo
- Recuperar al máximo posible la energía cinética residual a la salida



59



Componentes (V):

Tubo de Aspiración

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de ambas turbinas se obtiene la energía aprovechada en cada caso ($H_{T,A}$ y $H_{T,B}$):

$$\left(\frac{c_{ent}^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{ent}}{\rho \cdot g} + z_{ent} \right) - H_{Turbina} - h_{Loss} = \left(\frac{c_{sal}^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{sal}}{\rho \cdot g} + z_{sal} \right)$$

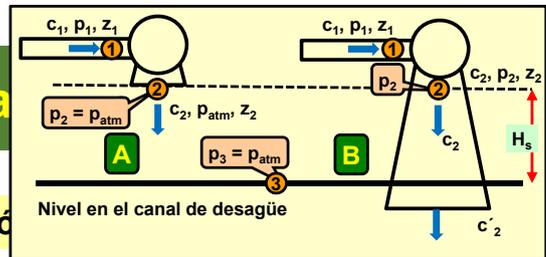
A $H_{T,A} = H_1 - H_2 - h_{LossA} = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_2 \right) - h_{L,T}$

B $H_{T,B} = H_1 - H_3 - h_{LossB} = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \left(\frac{c_3^2}{2 \cdot g} + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + z_3 \right) - h_{L,T} - h_{L,t.a.}$
 $= \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \left(\frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_3 \right) - h_{L,T} - h_{L,t.a.}$

energía perdida en la Turbina

energía perdida en el tubo de aspiración

60

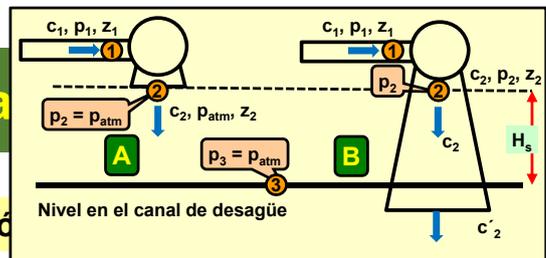
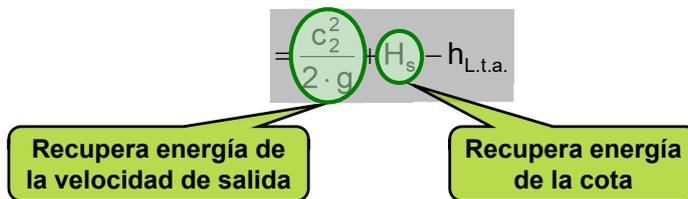


Componentes (V): **Tubo de Aspiración**

La ganancia de energía al instalar el tubo de aspiración es:

$$\Delta H = H_{T.B} - H_{T.A} \left\{ \begin{array}{l} H_{T.B} = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \left(\frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_3 \right) - h_{L.T} - h_{L.t.a.} \\ H_{T.A} = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_2 \right) - h_{L.T} \end{array} \right.$$

$$\Delta H = \left[\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_2 \right] - \left[\frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} + z_3 + h_{L.t.a.} \right] = \left[\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right] - [z_3 + h_{L.t.a.}] =$$



Componentes (V): **Tubo de Aspiración**

En el tubo de aspiración se producen dos tipos de pérdidas: $h_{L.t.a.}$

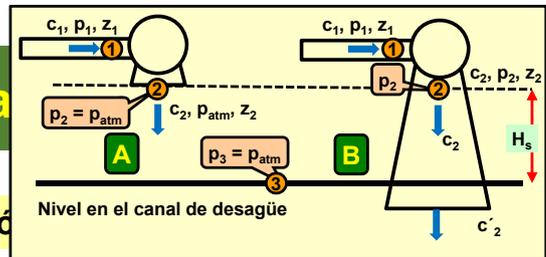
- Por fricción en tubo
El tubo se diseña de modo que sean lo más reducidas posibles $h_{L.F.t.a.}$

- Por descarga del tubo en el canal
El tubo troncocónico tiene menor velocidad de salida $h_{L.s.t.} = \frac{c_{s.t.}^2}{2 \cdot g}$

De este modo la energía recuperada en el tubo de aspiración es:

$$\Delta H = \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + H_s - [h_{L.F.t.a.} + h_{L.s.t.}]$$

$$\Delta H = \frac{c_2^2 - c_{s.t.}^2}{2 \cdot g} + H_s - h_{L.F.t.a.}$$



Componentes (V):

Tubo de Aspiración

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de la T.B se puede calcular la nueva presión en pto 2:

$$\left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 \right) - h_{L.F.t.a.} - h_{L.s.t.} = \left(\frac{c_3^2}{2 \cdot g} + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + z_3 \right)$$

$$h_{L.s.t.} = \frac{c_{s.t.}^2}{2 \cdot g}$$

$$\left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 \right) - [h_{L.F.t.a.} + h_{L.s.t.}] = (z_3)$$

Expresado en presión relativa

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = z_3 - \left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) + [h_{L.F.t.a.} + h_{L.s.t.}]$$

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = (z_3 - z_2) - \left(\frac{c_2^2}{2 \cdot g} \right) + [h_{L.F.t.a.} + h_{L.s.t.}]$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = - \left[H_s + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} \right] + [h_{L.F.t.a.} + h_{L.s.t.}]$$

p2 es negativa vacío

$$\frac{p_2}{\gamma} = - \left[H_s + \frac{c_2^2 - c_{s.t.}^2}{2 \cdot g} \right] + h_{L.F.t.a.}$$

63



Componentes (V):

Tubo de Aspiración (VII)

$$\Delta H = \frac{c_2^2 - c_{s.t.}^2}{2 \cdot g} + H_s - h_{L.F.t.a.}$$

Se define el **rendimiento del difusor** como:

$$\eta_d = \frac{\frac{c_2^2 - c_{s.t.}^2}{2 \cdot g} - h_{L.F.t.a.}}{\frac{c_2^2 - c_{s.t.}^2}{2 \cdot g}}$$

Entonces, la ganancia de salto neto generada por el tubo se expresa como:

$$\Delta H = \frac{c_2^2 - c_{s.t.a.}^2}{2 \cdot g} \cdot \eta_d + H_s$$

Lo que pone de manifiesto la doble función del tubo de aspiración:

- Aprovechar la altura entre la salida del rodete y el nivel de aguas abajo (H_s)
- Recuperar al máximo posible la energía cinética residual a la salida del rodete (c_2)

64

Componentes (V):

Tubo de Aspiración (VIII)

Consideraciones Prácticas (I)

El tubo de aspiración se diseña para que $c_{s.t.a.}$ sea pequeña

Las experiencias de *Rogers* y *Moody* demuestran que para conseguir un buen funcionamiento y evitar problemas de cavitación la presión a la salida del rodete no debe ser inferior a un mínimo.

Rogers y Moody proponen las siguientes funciones que relacionan dichos valores:

$$f_1(n_s) = \frac{p_2}{\rho \cdot g \cdot H_n} = a$$

$$f_2(n_s) = \frac{c_2^2}{2 \cdot g \cdot H_n} = \varphi_2^2$$

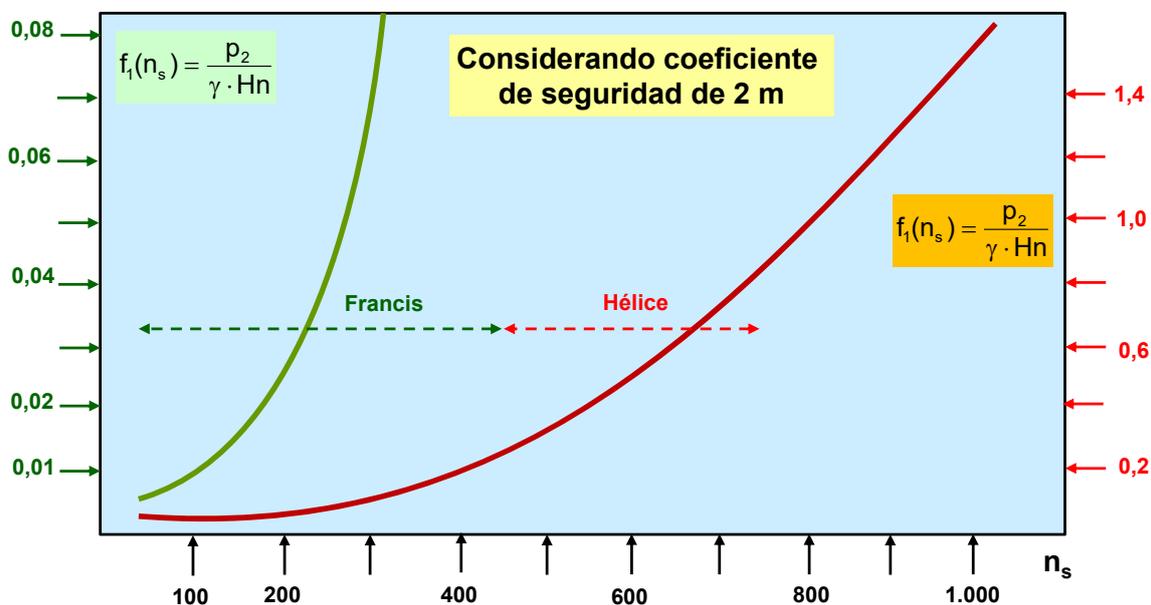
Componentes (V):

Tubo de Aspiración (VIII)

$$\gamma = \rho \cdot g$$

Consideraciones Prácticas (II)

La función $f_1(n_s)$ viene representada en las siguientes curvas:



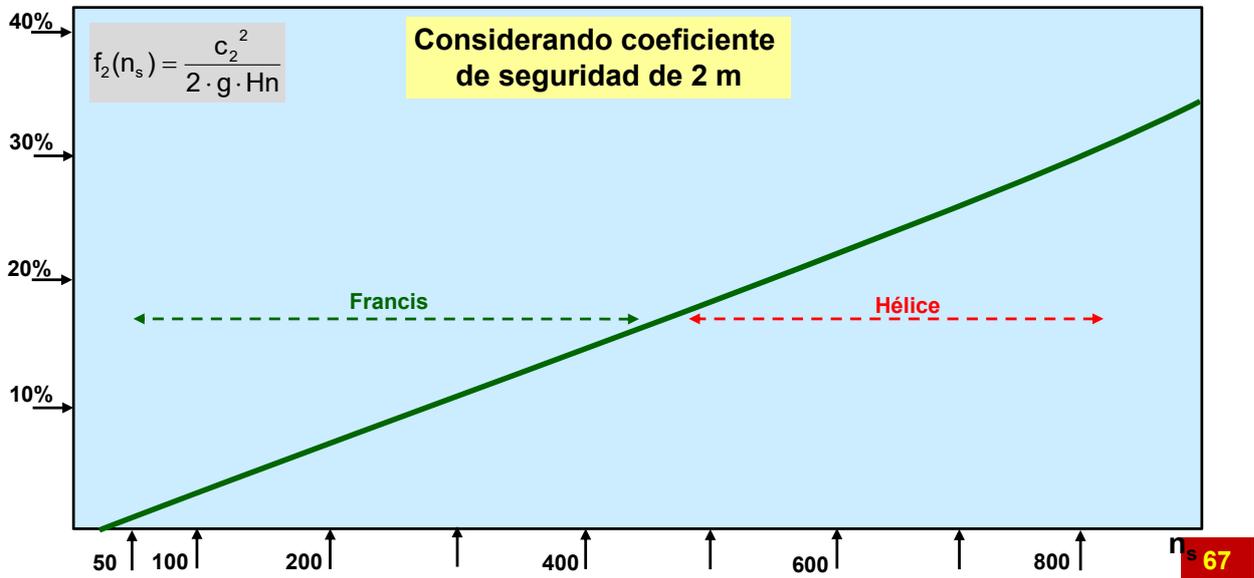
Componentes (V):

Tubo de Aspiración (VIII)

$$\gamma = \rho \cdot g$$

Consideraciones Prácticas (III)

La función $f_2(n_s)$ viene representada en la siguiente curva:



Componentes (V):

Tubo de Aspiración (IX)

La presión a la salida del rodete puede llegar a descender de manera peligrosa, favoreciendo el fenómeno de la **CAVITACIÓN**

Expresado en
presión absoluta

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - \frac{c_2^2}{2 \cdot g} \cdot \eta_d - H_s$$

Puede suceder debido a:

- Velocidad excesiva a la salida del rodete
- Altura de aspiración excesiva

La solución más económica no consiste en construir una turbina en la cual se excluya totalmente la cavitación

En la práctica se construyen turbinas en las cuales se llega a producir una cavitación "controlada". Esto producirá un cierto desgaste en los álabes, pero sin que llegue a afectar de manera inaceptable al rendimiento de la máquina

Esto se ha de tener presente a la hora de planificar el mantenimiento de las centrales hidroeléctricas

Funcionamiento de una T. Francis

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente:

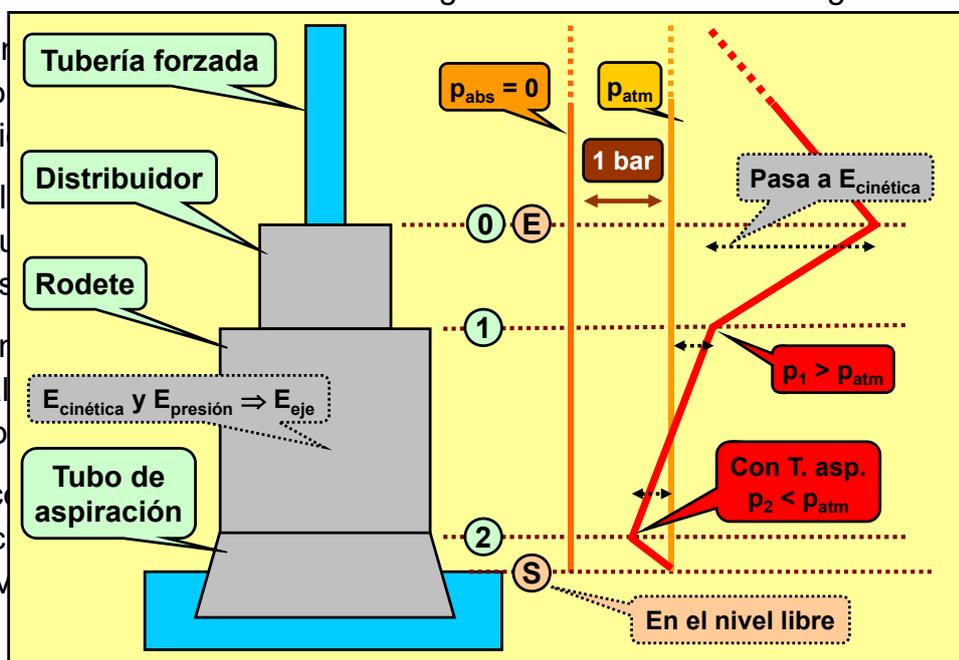
- La energía potencial gravitatoria del agua embalsada se convierte, salvo pérdidas, una parte en energía de presión y otra parte en cinética a su llegada a la turbina
- En el distribuidor la altura de presión disminuye a costa de aumentar la altura cinética, aunque esta conversión no es tan completa como en el caso de las turbinas de acción
- La entrada de agua en el rodete se realiza de forma prácticamente radial, incidiendo sobre los álabes y cediendo a éstos la mayor parte posible de su energía
- En consecuencia, la presión disminuye notablemente y también la velocidad del agua a la salida del rodete. El tubo de aspiración permite aprovechar la energía disponible en el flujo de salida

69

Funcionamiento de una T. Francis

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente:

- La energía potencial gravitatoria del agua embalsada se convierte, salvo pérdidas, una parte en energía de presión y otra parte en cinética a su llegada a la turbina
- En el distribuidor la altura de presión disminuye a costa de aumentar la altura cinética, aunque esta conversión no es tan completa como en el caso de las turbinas de acción
- La entrada de agua en el rodete se realiza de forma prácticamente radial, incidiendo sobre los álabes y cediendo a éstos la mayor parte posible de su energía
- En consecuencia, la presión disminuye notablemente y también la velocidad del agua a la salida del rodete. El tubo de aspiración permite aprovechar la energía disponible en el flujo de salida



70

Generalidades (I)

La turbina **KAPLAN** es, en esencia, una turbina de hélice de álabes orientables

La turbina **DERIAZ** es, en esencia, una turbina Francis de álabes orientables

La principal ventaja que presentan estas turbinas es la posibilidad de **ajustar su geometría**, según la carga demandada, a las condiciones de óptimo rendimiento. **Un rodete puede trabajar como infinitos rodetes**

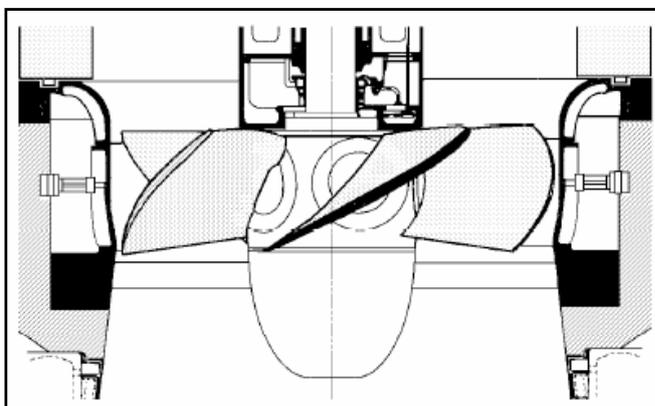
Esto produce un cambio importante en el comportamiento de la turbomáquina a cargas parciales

Dato cronológico: La turbina Kaplan fue presentada en el año 1.925, la turbina Deriaz en 1.956

La regulación de las turbinas hidráulicas se realiza mediante la variación del caudal suministrado, a igualdad de salto

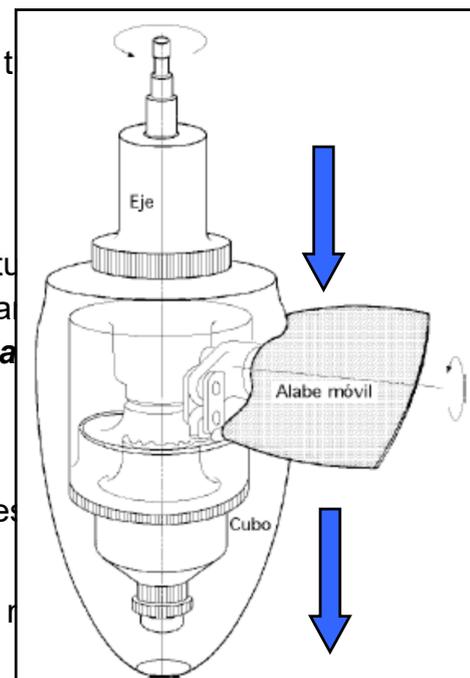
Generalidades (I)

La turbina **KAPLAN** es, en esencia, una turbina de hélice de álabes orientables



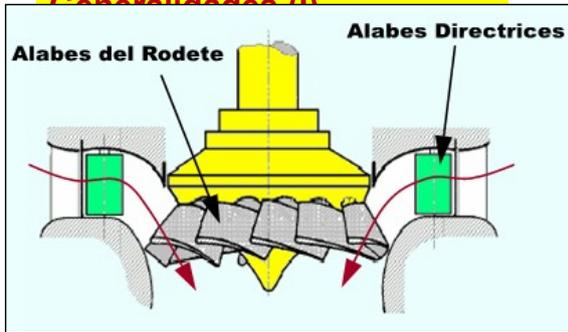
turbina Deriaz en 1.956

La regulación de las turbinas hidráulicas se realiza mediante la variación del caudal suministrado, a igualdad de salto





Generalidades (I)

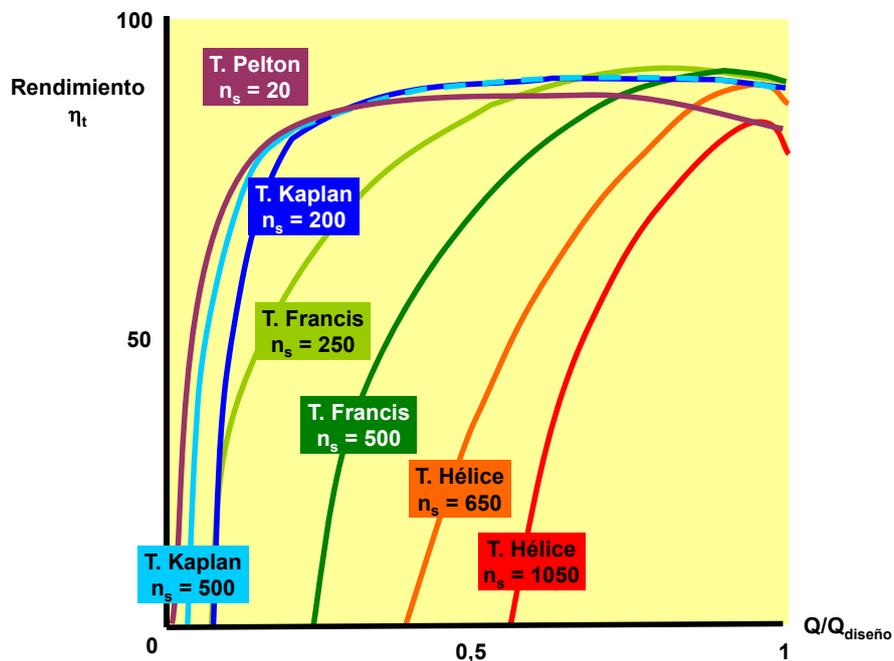


ncia, un
u
a
e
baja
rúlicas
d de salt



Generalidades (II)

Comportamiento del rendimiento a carga parcial



Descripción (I)

Las turbinas Kaplan son turbinas de **reacción y de admisión total**, cuyo funcionamiento es adecuado a pequeños saltos (hasta 50 m) y caudales medios y grandes ($15 \text{ m}^3/\text{s}$). Se conocen también como turbinas de doble regulación

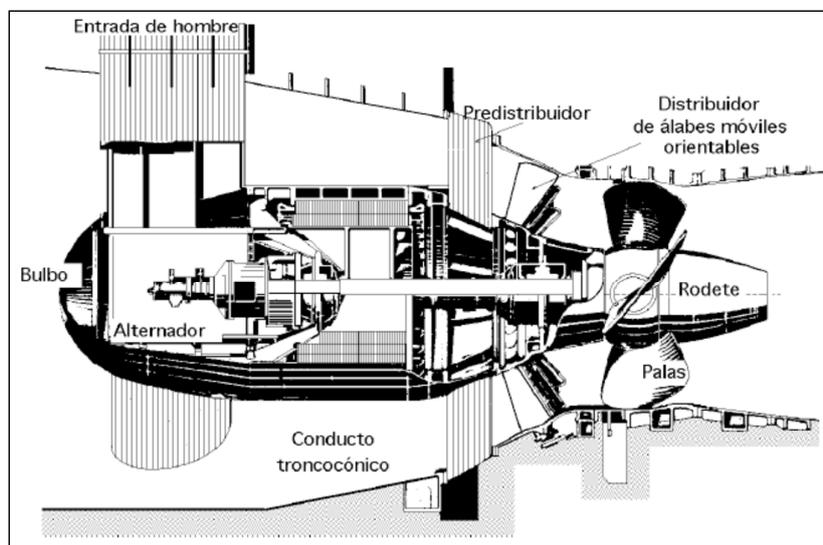
Las turbinas Deriaz son turbinas de **reacción y de admisión total**, cuyo funcionamiento es adecuado a pequeños y medianos saltos (hasta 200 m) y caudales medios y grandes

Ambas turbinas se adaptan bien al funcionamiento reversible (como bombas), por lo que son adecuadas para las centrales de bombeo

75

Descripción (II)

Un montaje característico de este tipo de turbinas, conjuntamente con el alternador, constituye los llamados **grupos bulbo**, propios de las centrales maremotrices



76

Descripción (II)

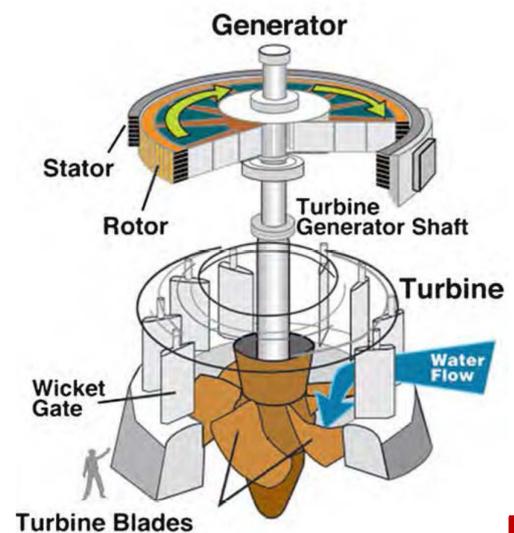
Un montaje característico de este tipo de turbinas, conjuntamente con el alternador, constituye los llamados **grupos bulbo**, propios de las centrales maremotrices



77

Descripción (III)

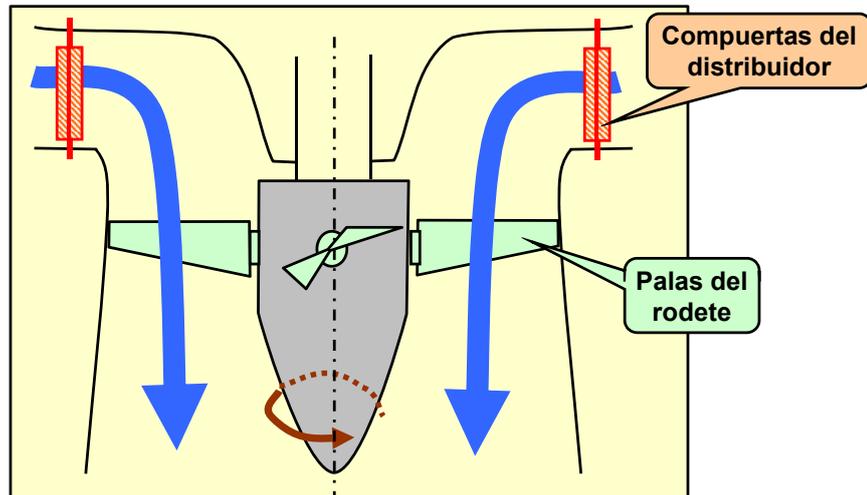
Respecto a las turbinas Francis, las turbinas Kaplan se diferencian de aquéllas, principalmente, en las características del rodete



78

Descripción (IV)

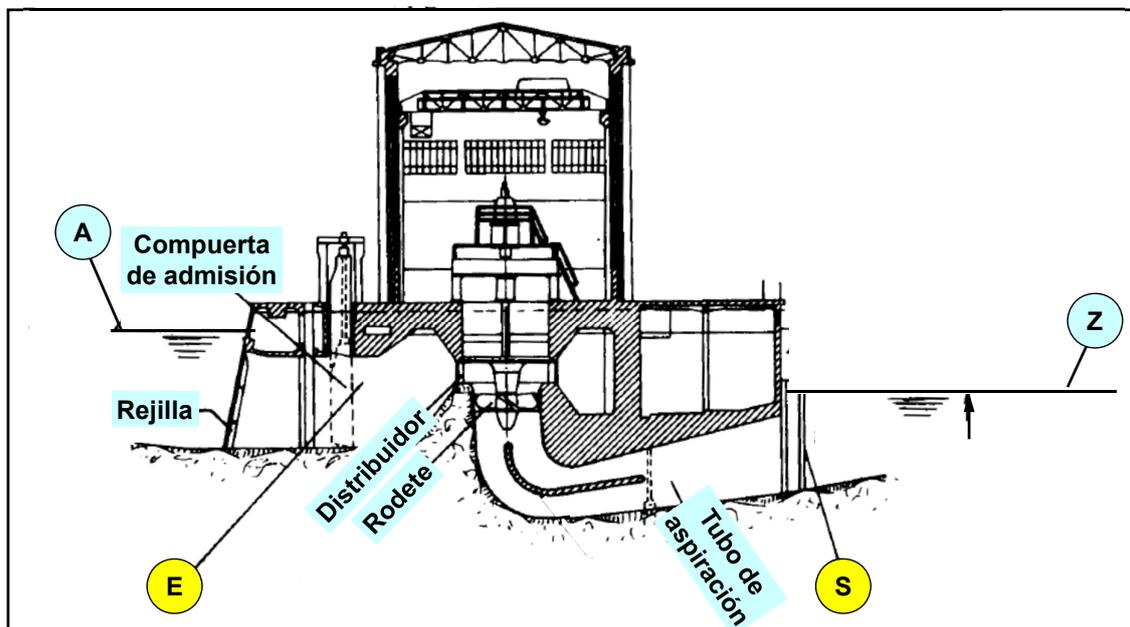
En las turbinas Kaplan las palas del rodete están situadas a un nivel más bajo que el distribuidor, de modo que la corriente de agua que fluye por éste incide sobre dichas palas en su parte posterior, en dirección paralela al eje de la turbina



79

Descripción (V)

En las turbinas Kaplan

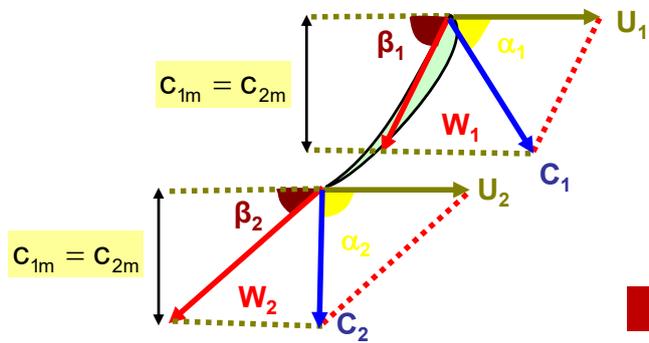
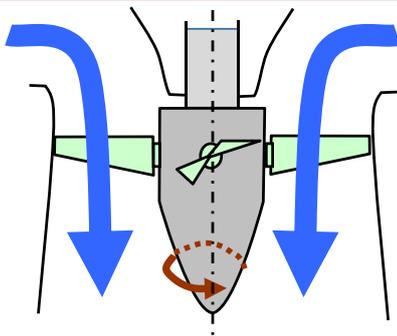
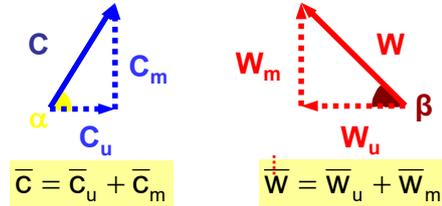
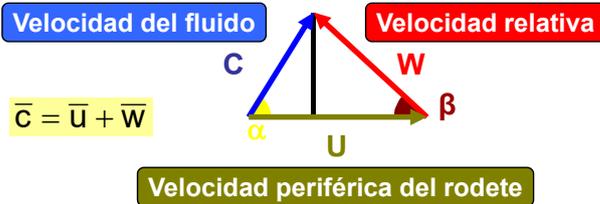


80

Triángulo de Velocidades en una T. Kaplan

El genérico para M. H.:

Triángulo en la entrada y otro Triángulo en la salida



81

Regulación, Giro de los Álabes (I)



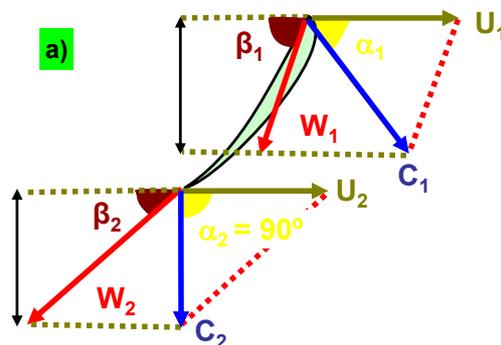
El **giro** de los **álabes del rodete** permite buscar el punto óptimo de trabajo

Se busca que el flujo de agua a la salida sea totalmente axial ($c_{2u} = 0$)

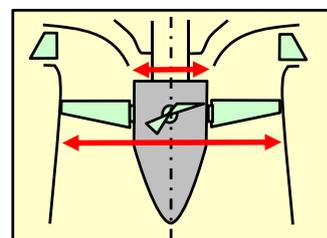
El **giro** de los **álabes del distribuidor** permite modificar α_1

$$H_{M.H.} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$$

$$\Rightarrow H_{M.H.} = H_{M.H.Max} = \frac{u_1 \cdot c_{1u}}{g}$$

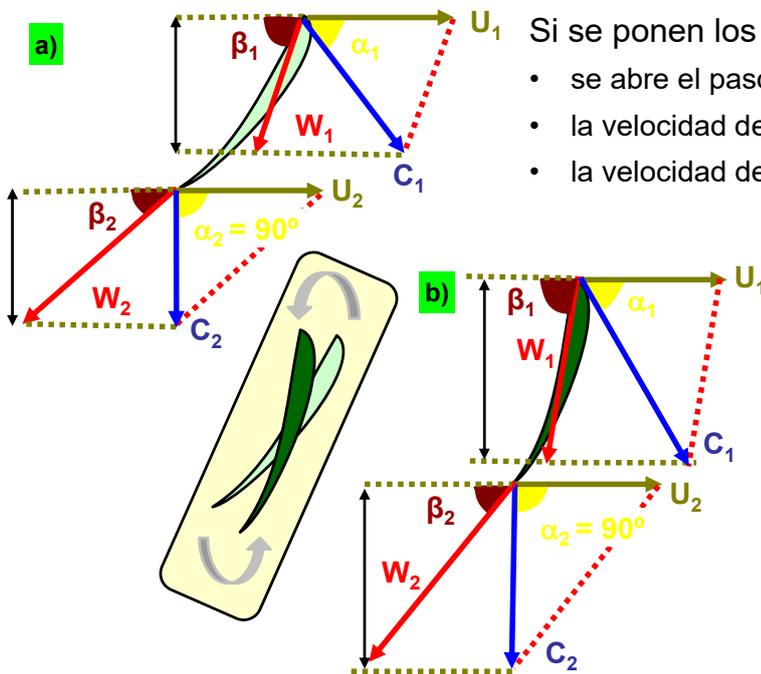


$$Q = c_{1m} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{rodete1}^2 - d_{eje1}^2)$$



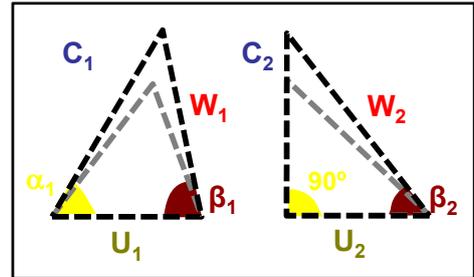
82

Regulación, Giro de los Álabes (II)



Si se ponen los álabes **más verticales**:

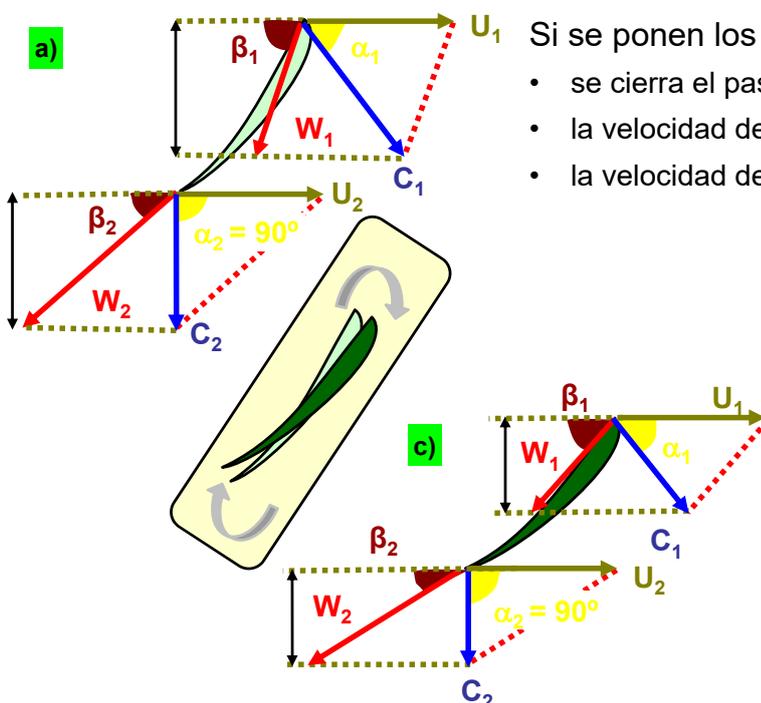
- se abre el paso del caudal $Q_a < Q_b$
- la velocidad de entrada del agua aumenta $C_{1ma} < C_{1mb}$
- la velocidad de giro se debe mantener $u_{1a} = u_{1b}$



α_1 aumenta
 β_1 aumenta
 c_1 aumenta
 w_1 aumenta

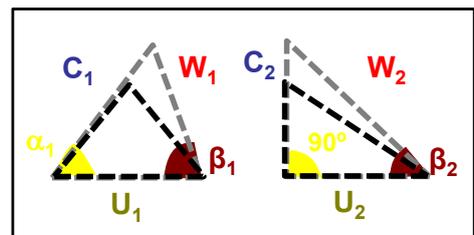
α_2 cte = 90°
 β_2 aumenta
 c_2 aumenta
 w_2 aumenta

Regulación, Giro de los Álabes (III)



Si se ponen los álabes **más horizontales**:

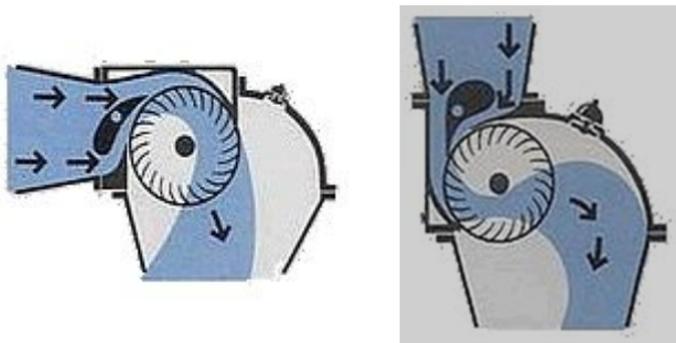
- se cierra el paso del caudal $Q_a > Q_c$
- la velocidad de entrada del agua disminuye $C_{1ma} > C_{1mc}$
- la velocidad de giro se debe mantener $u_{1a} = u_{1c}$



α_1 disminuye
 β_1 disminuye
 c_1 disminuye
 w_1 disminuye

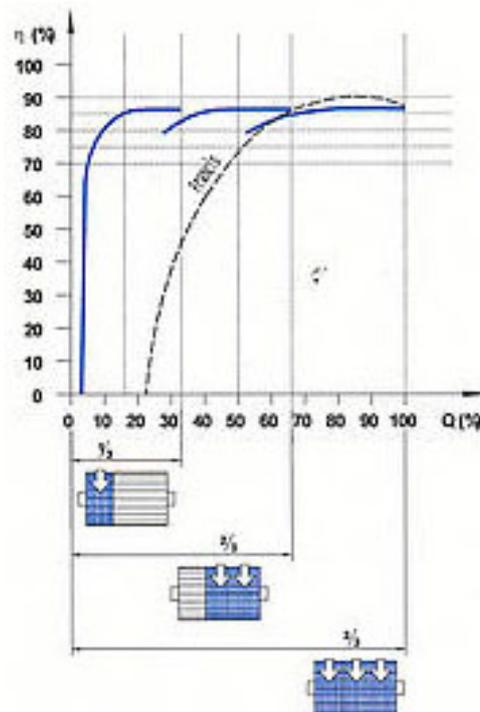
α_2 cte = 90°
 β_2 disminuye
 c_2 disminuye
 w_2 disminuye

Turbina Ossberger, Banki o Michell

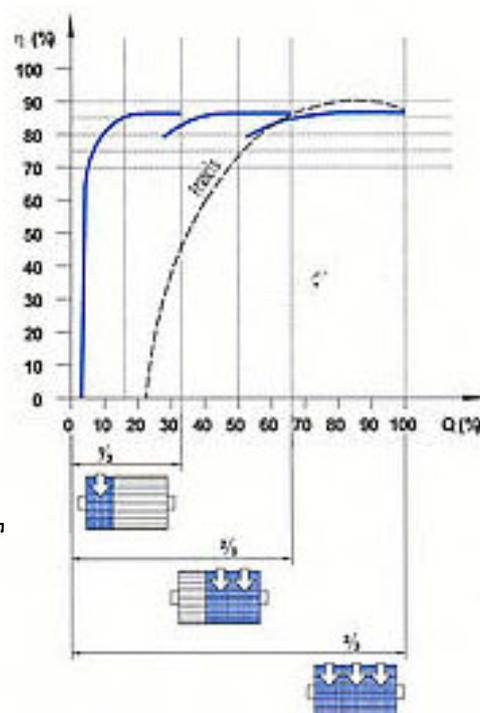
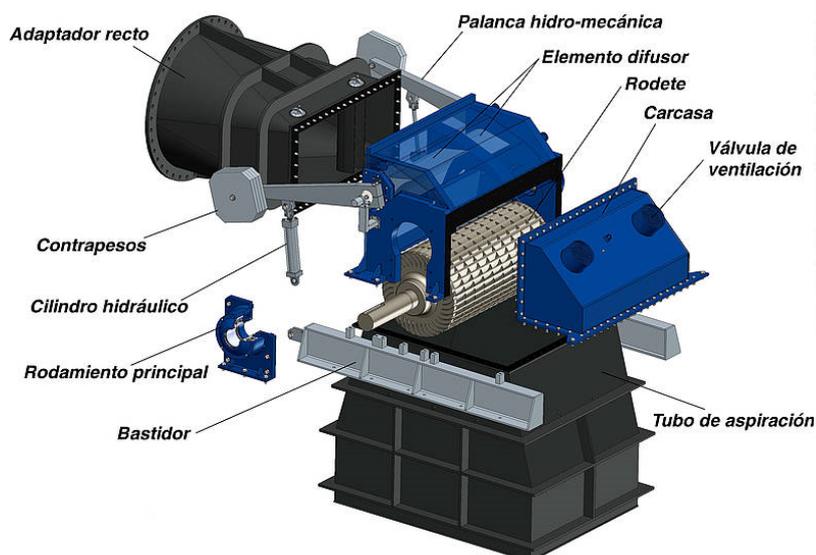


El líquido pasa dos veces por el rodete por lo que el triángulo de velocidades tiene dos etapas:

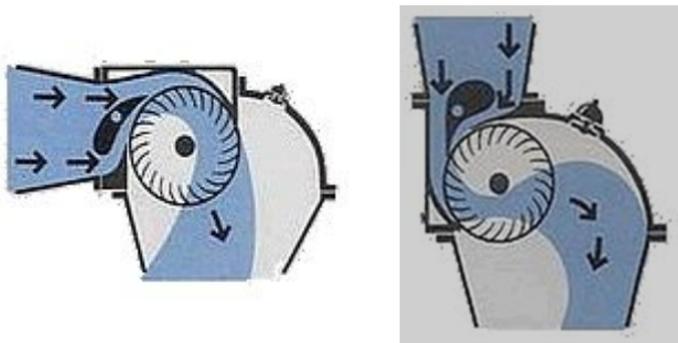
- Entrada por la parte exterior
- Salida por el interior
- Entrada por el interior
- Salida por el exterior



Turbina Ossberger, Banki o Michell

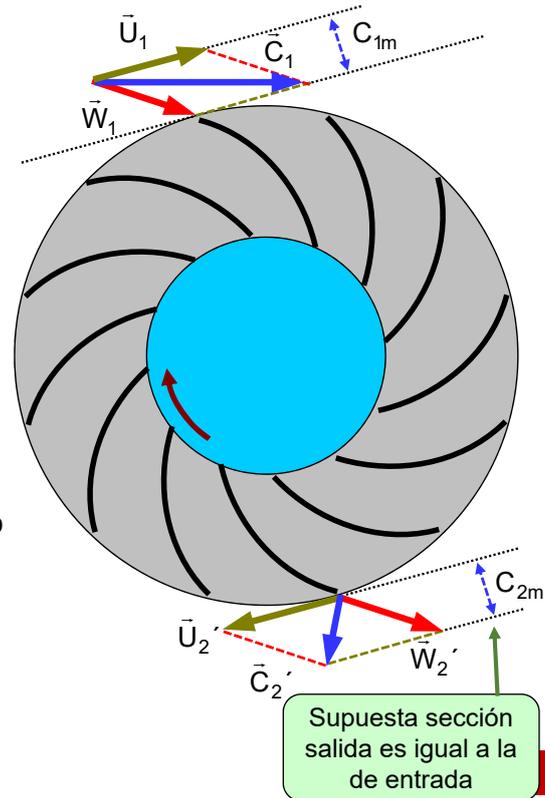


Turbina Ossberger, Banki o Michell

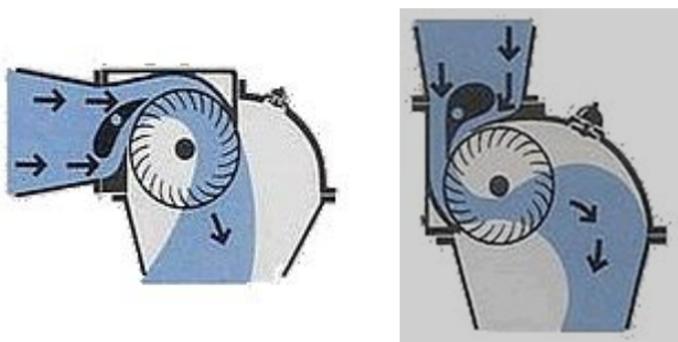


El líquido pasa dos veces por el rodete por lo que el triángulo de velocidades tiene dos etapas:

- Entrada por la parte exterior
- Salida por el interior
- Entrada por el interior
- Salida por el exterior

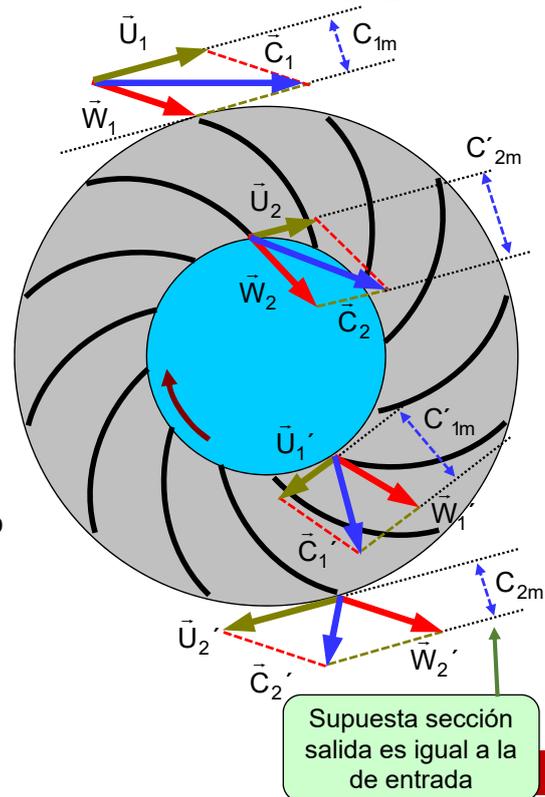


Turbina Ossberger, Banki o Michell



El líquido pasa dos veces por el rodete por lo que el triángulo de velocidades tiene dos etapas:

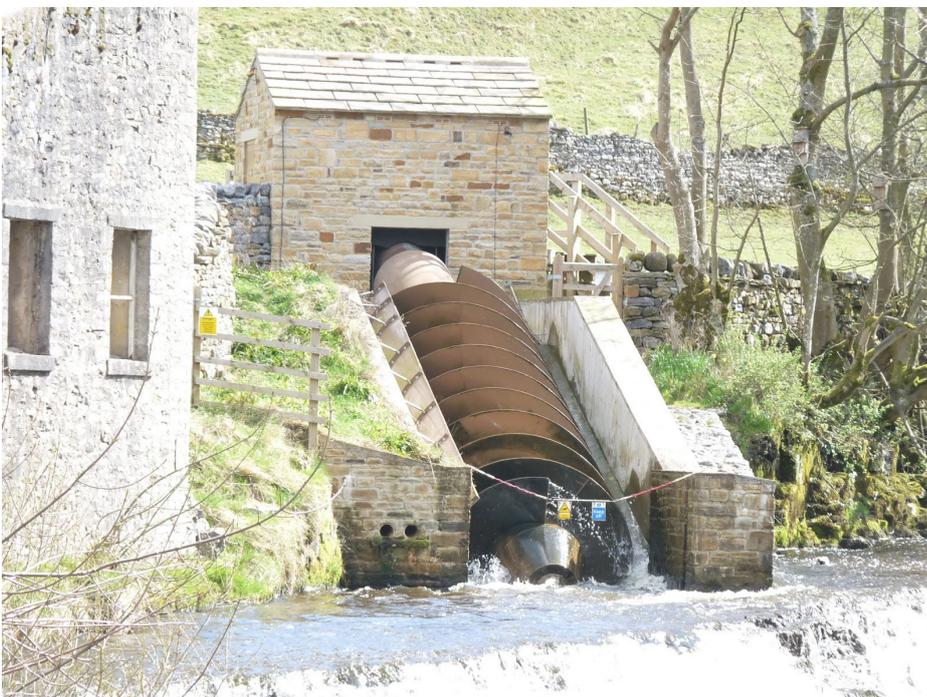
- Entrada por la parte exterior
- Salida por el interior
- Entrada por el interior
- Salida por el exterior



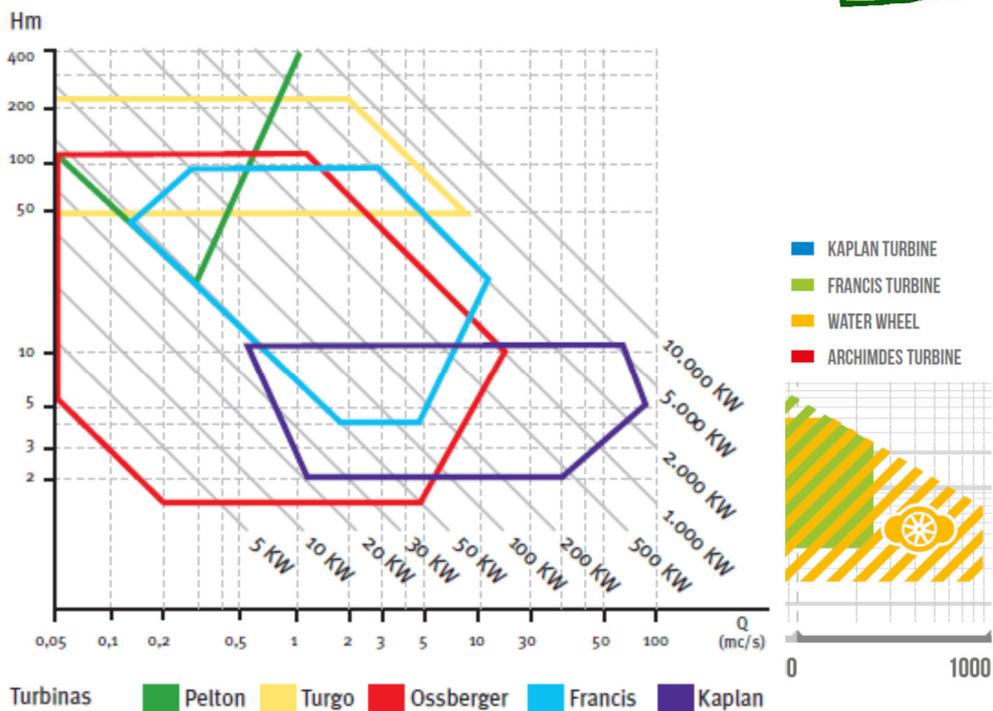
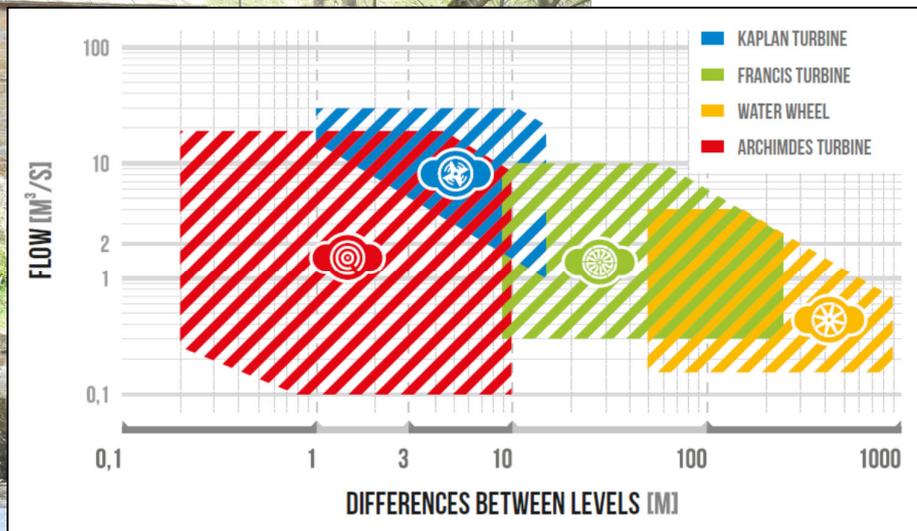
Turbina Orlov



Turbina de Arquímedes



Turbina de Arquímedes



Altura Neta o Salto Neto (I):

Análogamente al estudio de las bombas hidráulicas, se definen las siguientes alturas (o saltos, denominación más apropiada en el caso de turbinas):

- **Salto geométrico o bruto:** H_b , es la diferencia de cotas **geométricas** entre el embalse superior y el canal de descarga
- **Salto neto:** H_n , es la parte del H_b que se pone **a disposición de la turbina**, entre la entrada y la salida de la turbina

Pérdidas externas a la turbina, H_{L-ext}

$$H_n = H_b - H_{L-ext}$$

- **Salto efectivo:** H_{ef} , es la parte del H_n que se aprovecha **en el rodete**, es la que obtenida con la Ec. de Euler

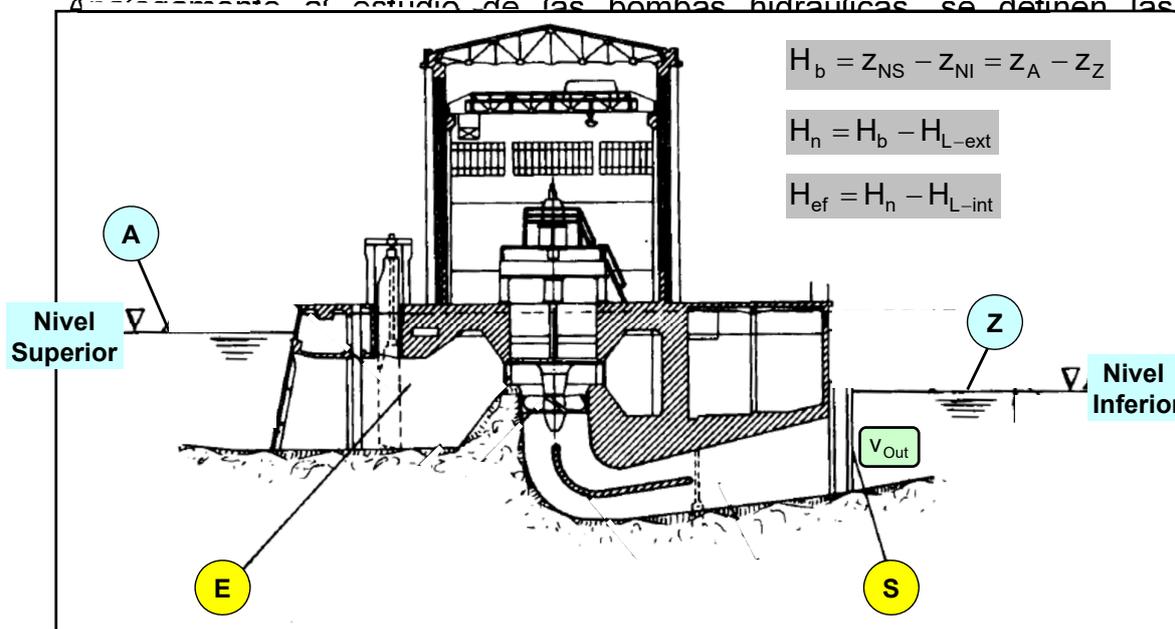
Pérdidas internas en la turbina, H_{L-int}

$$H_{ef} = H_n - H_{L-int}$$

$$H_b > H_n > H_{ef}$$

Altura Neta o Salto Neto (I):

Análogamente al estudio de las bombas hidráulicas, se definen las



Altura Neta o Salto Neto (II):

Aplicando Bernoulli entre los niveles superior e inferior (secciones A y Z):

$$\left(\frac{p_A}{\rho \cdot g} + z_A + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} \right) = H_b + \left(\frac{p_Z}{\rho \cdot g} + z_Z + \frac{v_Z^2}{2 \cdot g} \right)$$

$$\left(\frac{p_A}{\rho \cdot g} + z_A + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} \right) = (H_n + h_{L-ext}) + \left(\frac{p_Z}{\rho \cdot g} + z_Z + \frac{v_Z^2}{2 \cdot g} \right)$$

$$v_A = v_B \approx 0$$

$$p_A = p_B \approx 0$$

$$H_n = (z_A - z_Z) - h_{L-ext} = H_b - h_{L-ext}$$

$$h_{L-ext} = h_{L[A-E]} + h_{L[S-Z]}$$

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina (E y S):

$$\left(\frac{p_E}{\rho \cdot g} + z_E + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \right) = H_n + \left(\frac{p_S}{\rho \cdot g} + z_S + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} \right)$$

$$H_n = \left(\frac{p_E - p_S}{\rho \cdot g} \right) + (z_E - z_S) + \left(\frac{v_E^2 - v_S^2}{2 \cdot g} \right)$$

95

Altura Neta o Salto Neto (III):

Según normas internacionales, las secciones de entrada y salida son:

- ENTRADA:
 - Se encuentra inmediatamente después de la válvula de admisión
- SALIDA:
 - En las T. de reacción coincide con la sección de salida del tubo de aspiración
 - En las T. de acción se encuentra en el punto de tangencia del eje del chorro con un círculo cuyo centro es el centro del rodete

Antiguamente las normas europeas consideraban la sección de salida en el nivel inferior (canal de salida). Esto daba mayores valores de salto neto y por lo tanto menor rendimiento hidráulico (datos de fabricante)

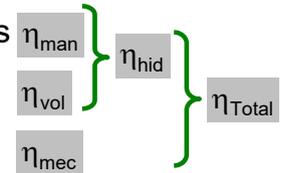
96

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las **pérdidas internas** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- **Pérdidas manométricas:** debidas a rozamientos y choques
- **Pérdidas volumétricas:** debidas a pequeñas fugas
- **Pérdidas mecánicas:** debidas a rozamientos mecánicos



Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las **pérdidas internas** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- **Pérdidas manométricas:** debidas a rozamientos y choques
- **Pé** Disminuyen la energía que el fluido puede entregar a la turbina
- **Pé** Se define el **rendimiento manométrico** como la relación entre la energía hidráulica utilizada por el rodete y la que se pone a disposición de la turbina (neta)

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_{\text{EULER}}}{H_n} = \frac{u_1 \cdot c_{1n} - u_2 \cdot c_{2n}}{g \cdot H_n}$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las **pérdidas internas** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- **Pérdidas manométricas:** debidas a rozamientos y choques η_{man}
- **Pérdidas volumétricas:** debidas a pequeñas fugas η_{vol}
- **Pé** Dan lugar a una merma en las prestaciones de la turbina

El rodete recibe un caudal de líquido algo menor que el teórico

Se define el **rendimiento volumétrico** como:

$$\eta_{vol} = \frac{Q - Q_{perd}}{Q}$$

Al igual que en el caso de las bombas hidráulicas, se verifica que:

$$\eta_{hid} = \eta_{man} \cdot \eta_{vol}$$

$$\eta_{vol} \approx 1 \Rightarrow \eta_{hid} = \eta_{man}$$

99

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las **pérdidas internas** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- **Pérdidas manométricas:** debidas a rozamientos y choques η_{man}
- **Pérdidas volumétricas:** debidas a pequeñas fugas η_{vol}
- **Pérdidas mecánicas:** debidas a rozamientos mecánicos η_{mec}

Disminuyen la energía comunicada al eje. Es decir, la energía hidráulica que el rodete convierte en energía mecánica no es aprovechable completamente en el eje de la máquina (potencia al freno)

Se define entonces el **rendimiento mecánico** como la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la hidráulica absorbida por el rodete

$$\eta_{mec} = \frac{H_{Eje}}{H_{EULER}}$$

100

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (II):

Potencia bruta o hidráulica: Pot_b

$$Pot_b = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_b$$

Potencia entregada a la turbina: Pot_n

$$Pot_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n$$

Potencia absorbida por el rodete: Pot_{efec} , Pot_{EULER}

$$Pot_{ef} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{ef} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot [\eta_{hid} \cdot H_n]$$

Potencia útil (al freno, ó en el eje): Pot_{Eje} , Pot_{Util}

$$Pot_u = Pot_{ef} \cdot \eta_{mec} = [Pot_n \cdot \eta_{hid}] \cdot \eta_{mec}$$

$$= Pot_n \cdot [\eta_{vol} \cdot \eta_{man}] \cdot \eta_{mec}$$

Potencia eléctrica: Pot_{Elec}

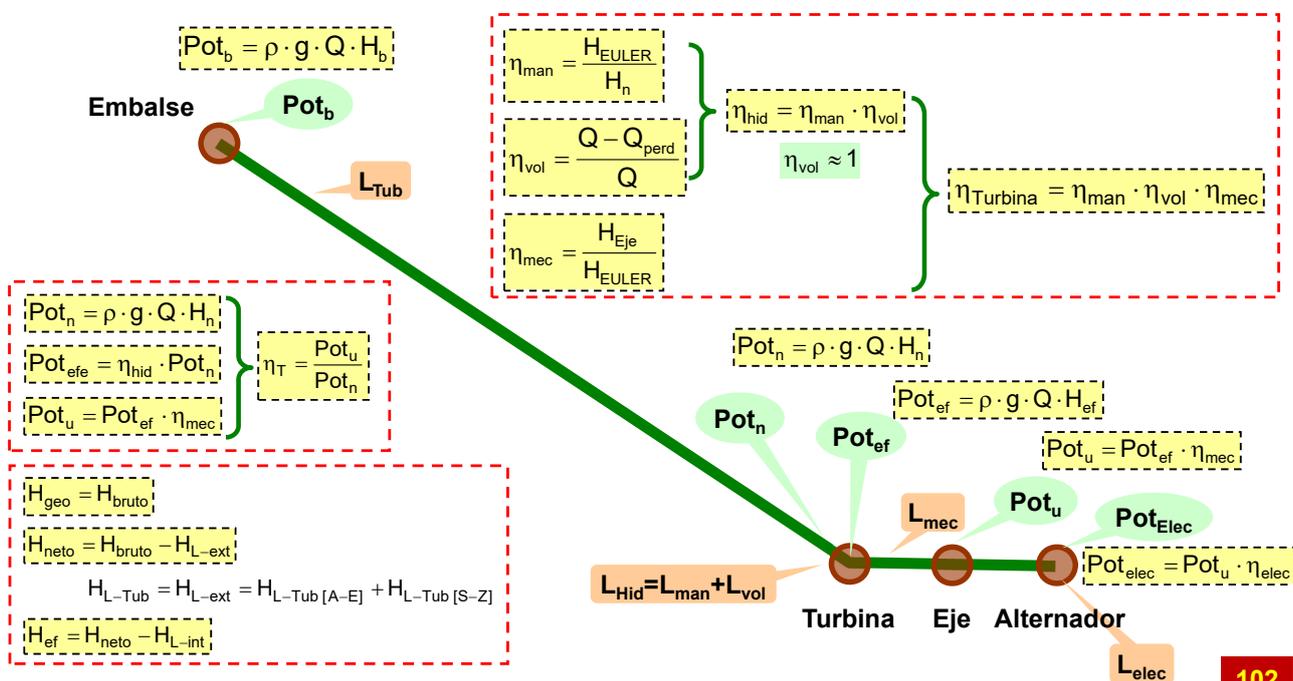
$$Pot_{elec} = Pot_u \cdot \eta_{elec}$$

$$\eta_T = \frac{Pot_u}{Pot_n}$$

$$\eta_{Instal} = \frac{Pot_{elec}}{Pot_b}$$

101

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (III):



102

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (IV):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (I):

El rendimiento manométrico se puede expresar en función de los coeficientes óptimos de velocidad

$$\eta_{\text{man}} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g \cdot H_n}$$

$\xi \cdot X_i$

$$u_1 = \xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad u_2 = \xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_{1u} = \mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_{2u} = \mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\eta_{\text{man}} = \frac{[\xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}] \cdot [\mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}] - [\xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}] \cdot [\mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}]}{g \cdot H_n}$$

$$\eta_{\text{man}} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \mu_1 - \xi_2 \cdot \mu_2)$$

103

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (V):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (II):

$$\eta_{\text{man}} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g \cdot H_n} = \frac{u_1 \cdot [c_1 \cdot \cos \alpha_1] - u_2 \cdot [c_2 \cdot \cos \alpha_2]}{g \cdot H_n}$$

$$u_1 = \xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad u_2 = \xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_1 = \phi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_2 = \phi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\eta_{\text{man}} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \phi_1 \cdot \cos \alpha_1 - \xi_2 \cdot \phi_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

$\phi: F_i$

De manera análoga a lo que sucede con las bombas hidráulicas, el rendimiento máximo de las turbinas hidráulicas tiene lugar cuando en el triángulo de velocidades a la salida se verifica que $\alpha_2 = 90^\circ$

$$\eta_{\text{man}} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \mu_1 - \xi_2 \cdot \mu_2)$$

$$\eta_{\text{man máx}} = 2 \cdot \xi_1 \cdot \mu_1 = 2 \cdot \xi_1 \cdot \phi_1 \cdot \cos \alpha_1$$

104

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (VI):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_n} = 1 - \frac{H_d}{H_n}$$

Consideraciones sobre el grado de reacción:

El grado de reacción se puede expresar en función de los coeficientes óptimos de velocidad

$$\sigma = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_1 = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_2 = \varphi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\sigma = 1 - \frac{(\varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n})^2 - (\varphi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n})^2}{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\sigma = 1 - (\varphi_1^2 - \varphi_2^2)$$

105

Leyes de Semejanza (I):

Permiten aplicar a los prototipos los resultados obtenidos mediante la experimentación en laboratorio con modelos a escala

También permiten predecir el funcionamiento de una turbina en diferentes circunstancias de funcionamiento

Se consideran dos turbinas del mismo tipo, geométrica y dinámicamente semejantes, siendo sus características:

- PROTOTIPO: Potencia N , velocidad n , caudal Q , salto neto H_n y par motor C
- MODELO: Potencia N' , velocidad n' , caudal Q' , salto neto H'_n y par motor C'

$$\text{Relación de Semejanza Geométrica} \left[\frac{\text{Prototipo}}{\text{Modelo}} \right] = 1$$

106

Leyes de Semejanza (II):

Las relaciones de semejanza entre el modelo y el prototipo son (I):

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0}$$

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

- Número de revoluciones:

$$\left. \begin{array}{l} \text{- Prototipo: } u_1 = \zeta_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \\ \text{- Modelo: } u'_1 = \zeta_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H'_n} = \frac{\pi \cdot D'_1 \cdot n'}{60} \end{array} \right\} \frac{n}{n'} = \frac{D'_1}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad \frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}$$

- Caudal:

$$\left. \begin{array}{l} \text{- Prototipo: } Q = \Omega \cdot c_1 = \Omega \cdot \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \\ \text{- Modelo: } Q' = \Omega' \cdot c'_1 = \Omega' \cdot \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H'_n} \end{array} \right\} \frac{Q}{Q'} = \frac{\Omega}{\Omega'} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad \frac{Q}{Q'} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}$$

107

Leyes de Semejanza (III):

Las relaciones de semejanza entre el modelo y el prototipo son (II):

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0}$$

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

- Potencia:

$$\left. \begin{array}{l} \text{- Prototipo: } \text{Pot} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta \\ \text{- Modelo: } \text{Pot}' = \rho \cdot g \cdot Q' \cdot H'_n \cdot \eta \end{array} \right\} \frac{\text{Pot}}{\text{Pot}'} = \frac{Q \cdot H_n}{Q' \cdot H'_n} \quad \frac{\text{Pot}}{\text{Pot}'} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}$$

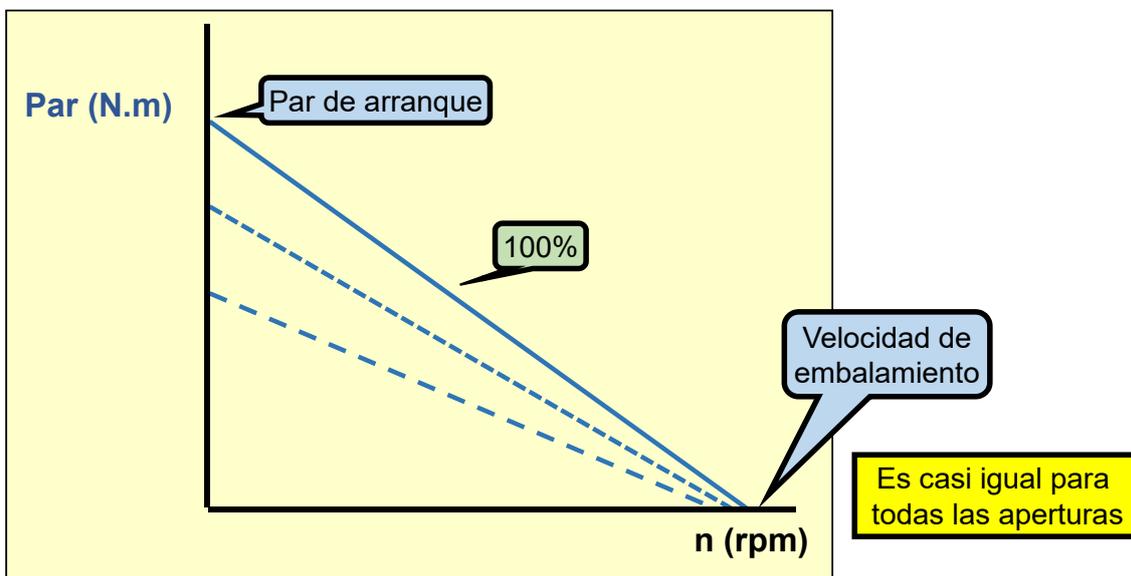
- Par Motor:

$$\left. \begin{array}{l} \text{- Prototipo: } \text{Par} = \frac{\text{Pot}}{\omega} = \frac{60 \cdot \text{Pot}}{2 \cdot \pi \cdot n} \\ \text{- Modelo: } \text{Par}' = \frac{\text{Pot}'}{\omega'} = \frac{60 \cdot \text{Pot}'}{2 \cdot \pi \cdot n'} \end{array} \right\} \frac{C}{C'} = \frac{\text{Pot} \cdot n'}{\text{Pot}' \cdot n} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3} \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{H'_n}{H_n}} \quad \frac{C}{C'} = \lambda^3 \cdot \frac{H_n}{H'_n}$$

108

Curvas Características (I):

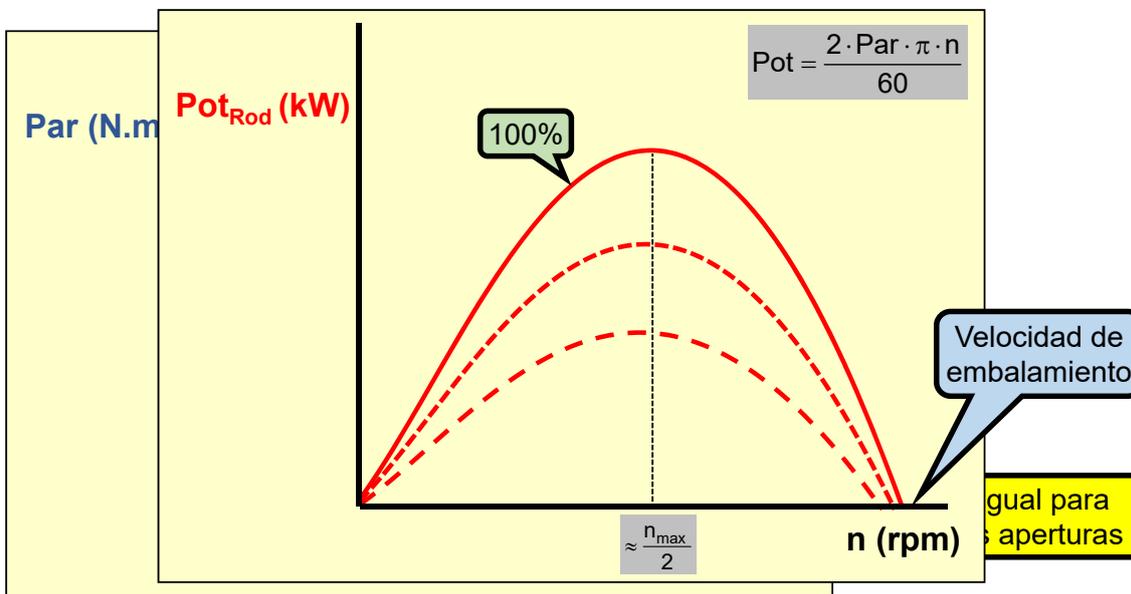
Es típico representarlas curvas para varios grados de apertura del órgano de regulación (inyector o distribuidor)



109

Curvas Características (I):

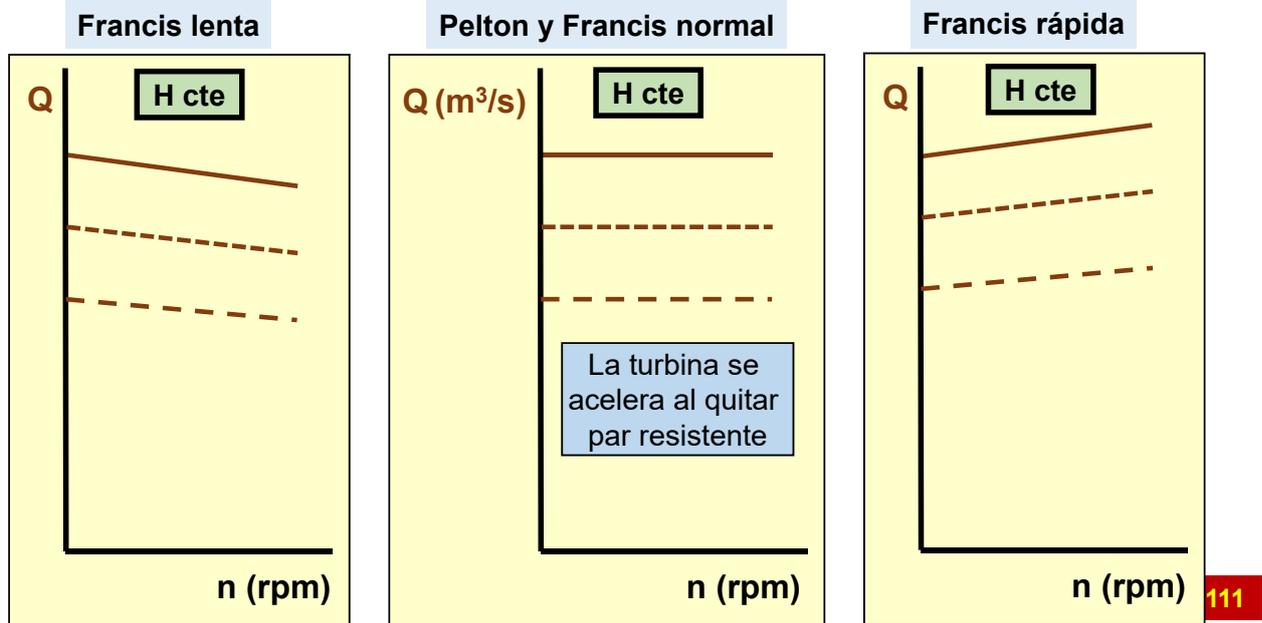
Es típico representarlas curvas para varios grados de apertura del órgano de regulación (inyector o distribuidor)



110

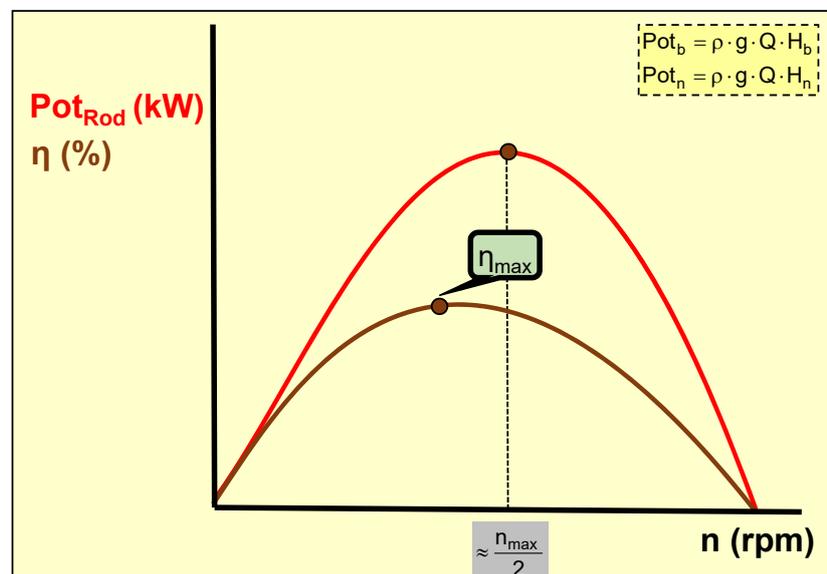
Curvas Características (II):

Es típico representarlas curvas para varios grados de apertura del órgano de regulación (inyector o distribuidor)



Curvas Características (III):

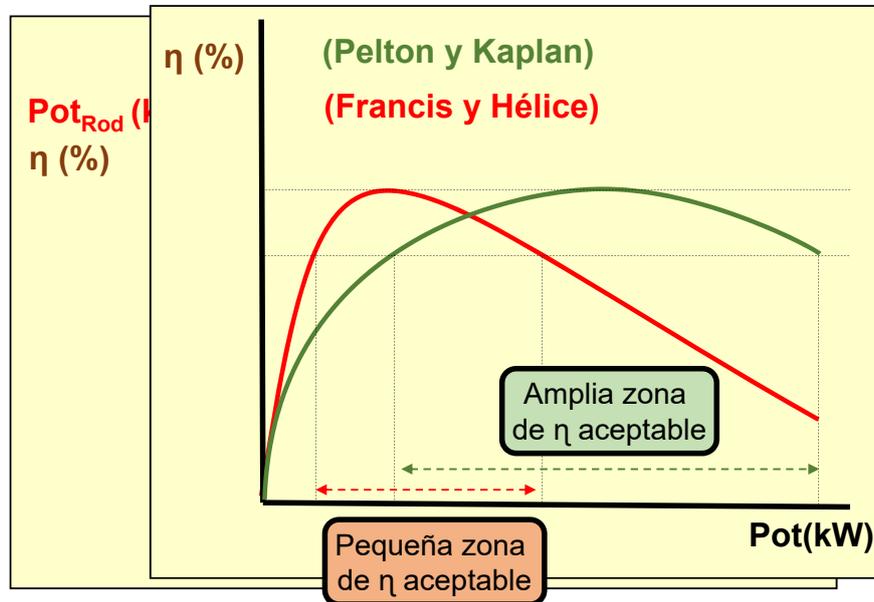
El rendimiento máximo no se da en el punto de potencia máxima



Curvas Características (III):

El rendimiento máximo no se da en el punto de potencia máxima

La "forma del rendimiento" depende del tipo de turbina

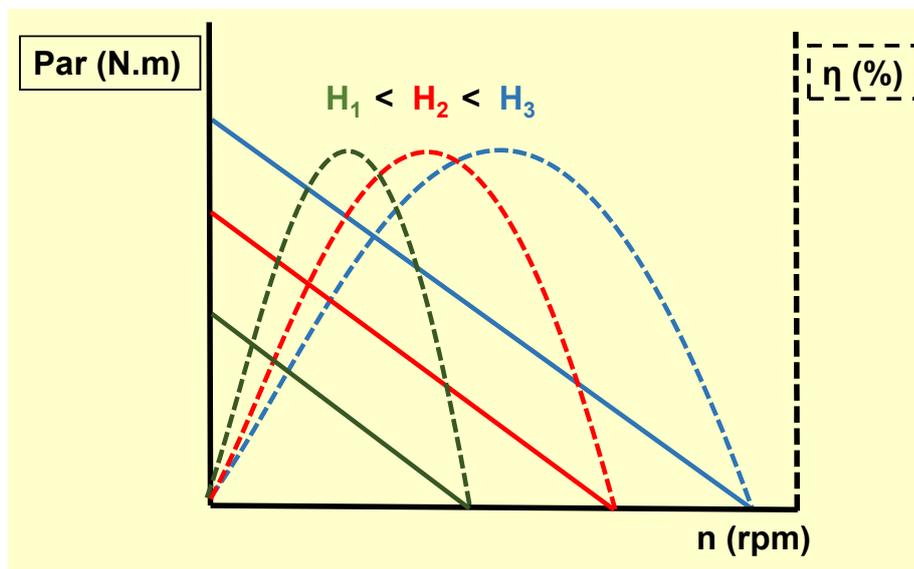


113

Curvas Características (IV):

Cambio de las curvas al cambiar la altura suministrada a la turbina

$$\frac{C}{C'} = \lambda^3 \cdot \frac{H_n}{H'_n}$$



114

Curvas Características (V):

En el pto óptimo de trabajo el par y la velocidad son “aproximadamente” la mitad del de arranque, y de la de embalamiento

