

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

En esta presentación se incluye un listado de problemas en el orden en el que se pueden resolver siguiendo el desarrollo de la teoría. Es trabajo del alumno resolverlos y comprobar la solución

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

CARLOS J RENEDO renedoc@unican.es
INMACULADA FERNANDEZ DIEGO fernandei@unican.es
JUAN CARCEDO HAYA juan.carcedo@unican.es
FELIX ORTIZ FERNANDEZ felix.ortiz@unican.es

1.1.- Introducción a las Máquinas Hidráulicas

1.2.- Bombas Hidráulicas

1.3.- Turbinas Hidráulicas

1.3.1.- Generalidades de las Turbinas Hidráulicas

1.3.2.- Turbinas Pelton

1.3.3.- Turbinas Francis

1.3.4.- Turbinas Kaplan

1.3.5.- Estudio de Turbinas Hidráulicas

- **Altura Neta o Salto Neto**
- **Pérdidas, Potencias y Rendimientos**
- **Leyes de Semejanza**
- **Curvas Características**
- **Regulación**
- **Problemas de Funcionamiento**

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}

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

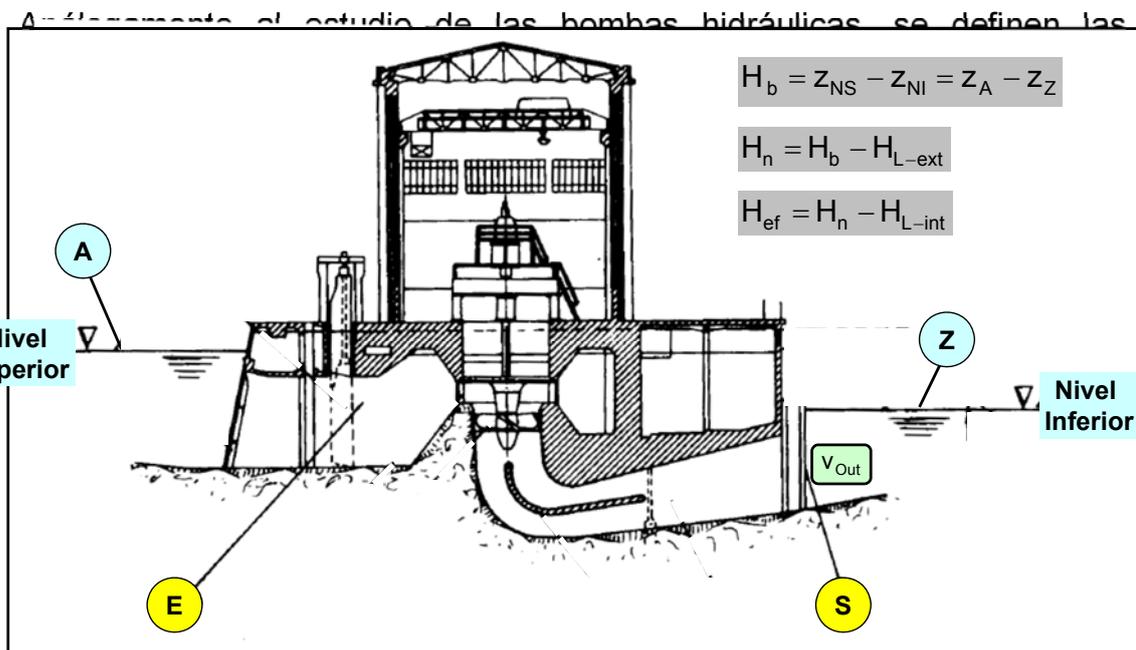
- **Salto efectivo:** H_{ef} , es la parte del H_n que se aprovecha **en el rodete**, es la que obtenida con la Ec. de Euler

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):



5

Altura Neta o Salto Neto (II):

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

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

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

$v_A = v_B \approx 0$
 $p_A = p_B \approx 0$

$$H_n = (z_A - z_Z) - h_{L-ext} = H_b - h_{L-ext} \quad h_{L-ext} = h_{L[A-E]} + h_{L[S-Z]}$$

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

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

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

6

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)

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}
- $$\left. \begin{matrix} \eta_{man} \\ \eta_{vol} \\ \eta_{mec} \end{matrix} \right\} \eta_{hid} \left. \right\} \eta_{Total}$$

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}
- **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)

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

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:

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

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

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}
- $\left. \begin{matrix} \eta_{man} \\ \eta_{vol} \\ \eta_{mec} \end{matrix} \right\} \eta_{hid} \left. \right\} \eta_{Total}$

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

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

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (II):

Potencia bruta o hidráulica: Pot_b

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

Potencia neta o 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}

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

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

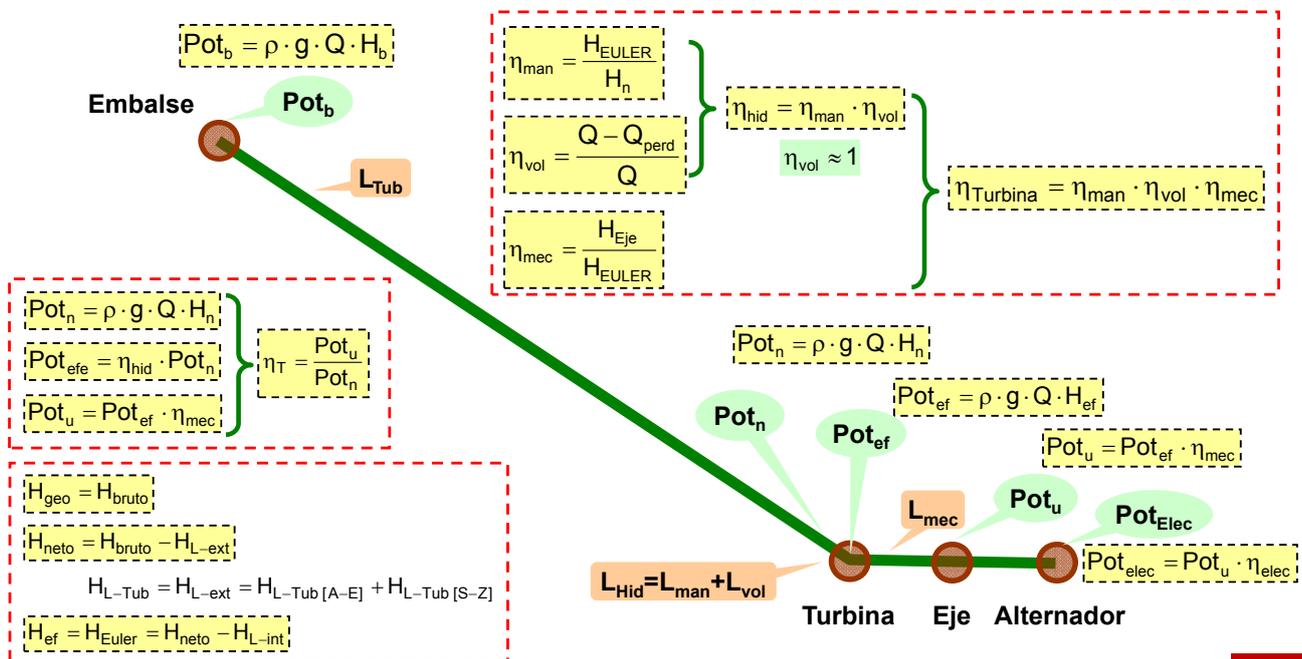
Potencia eléctrica: Pot_{Elec}

$$Pot_u = Pot_{ef} \cdot \eta_{mec}$$

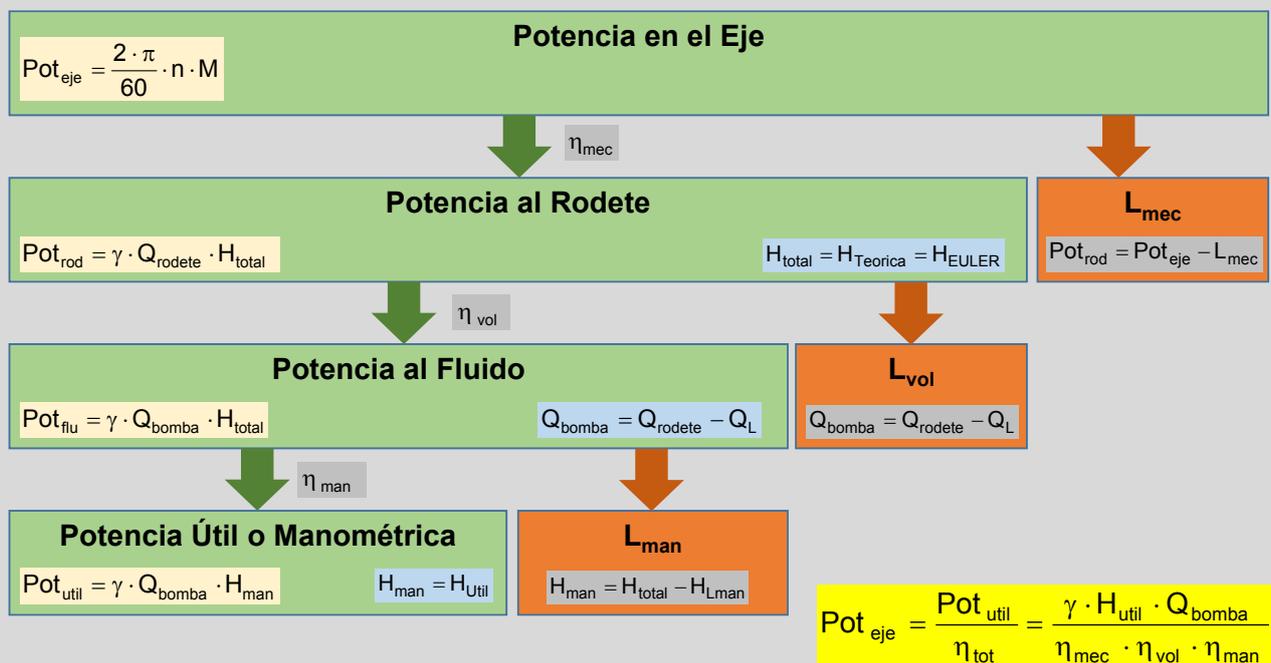
$$\eta_{Turb} = \frac{Pot_u}{Pot_n}$$

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

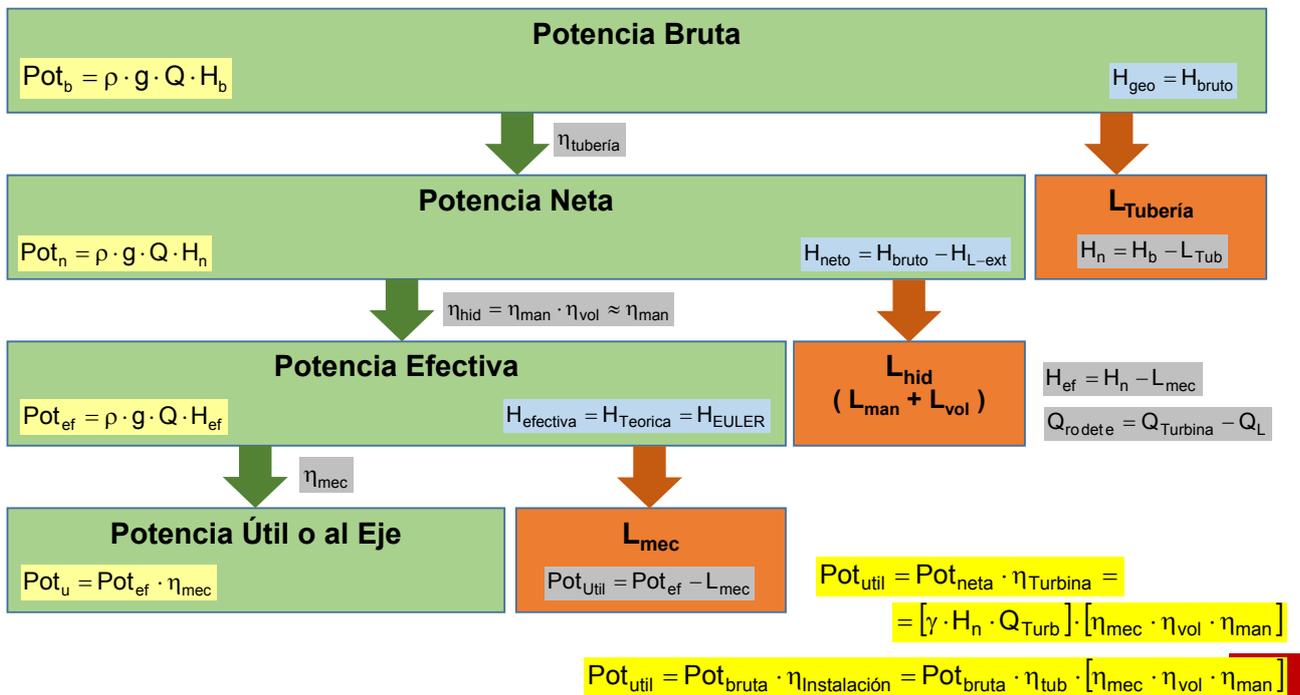
Pérdidas, Potencias y Rendimientos (III):



Potencias, Rendimientos y Pérdidas en las Bombas (V)



Pérdidas, Potencias y Rendimientos (IV):



Pérdidas, Potencias y Rendimientos (V):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (I):

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

$\xi: \chi$

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

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

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

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

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (VI):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (II):

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

$$u_1 = \xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad u_2 = \xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_1 = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad c_2 = \varphi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\eta_{\text{man}} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \varphi_1 \cdot \cos \alpha_1 - \xi_2 \cdot \varphi_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad \phi: \text{Fi}$$

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 $\alpha_2 = 90^\circ$

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

$$\eta_{\text{man máx}} = 2 \cdot \xi_1 \cdot \mu_1 = 2 \cdot \xi_1 \cdot \varphi_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (VII):

Consideraciones sobre el grado de reacción:

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

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

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

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

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

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'

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

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:

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

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:

- Prototipo: $Pot = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta$

- Modelo: $Pot' = \rho \cdot g \cdot Q' \cdot H'_n \cdot \eta$

$$\frac{Pot}{Pot'} = \frac{Q \cdot H_n}{Q' \cdot H'_n}$$

$$\frac{Pot}{Pot'} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}$$

• Par Motor:

- Prototipo: $Par = \frac{Pot}{\omega} = \frac{60 \cdot Pot}{2 \cdot \pi \cdot n}$

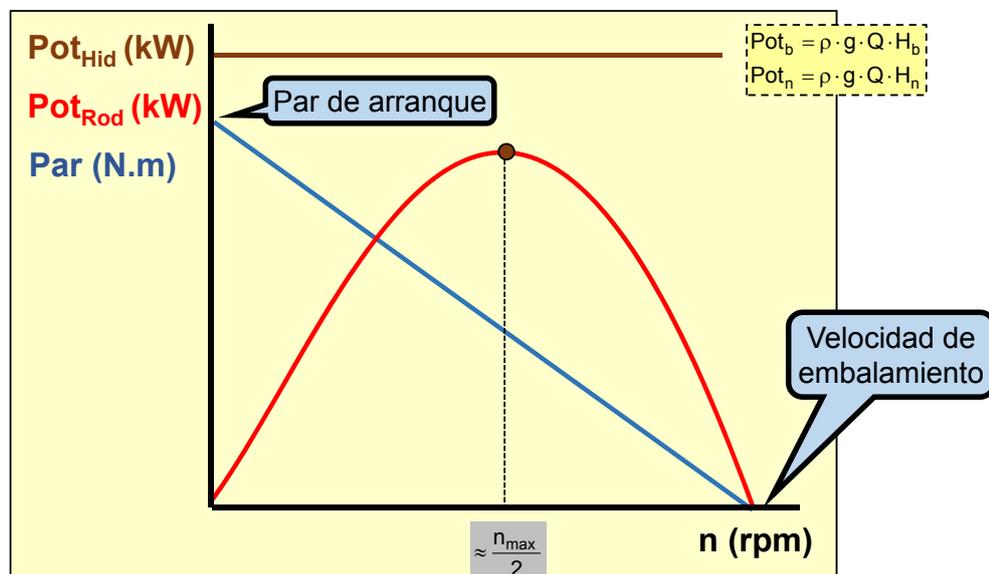
- Modelo: $Par' = \frac{Pot'}{\omega'} = \frac{60 \cdot Pot'}{2 \cdot \pi \cdot n'}$

$$\frac{C}{C'} = \frac{Pot \cdot n'}{Pot' \cdot n} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3} \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{H'_n}{H_n}}$$

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

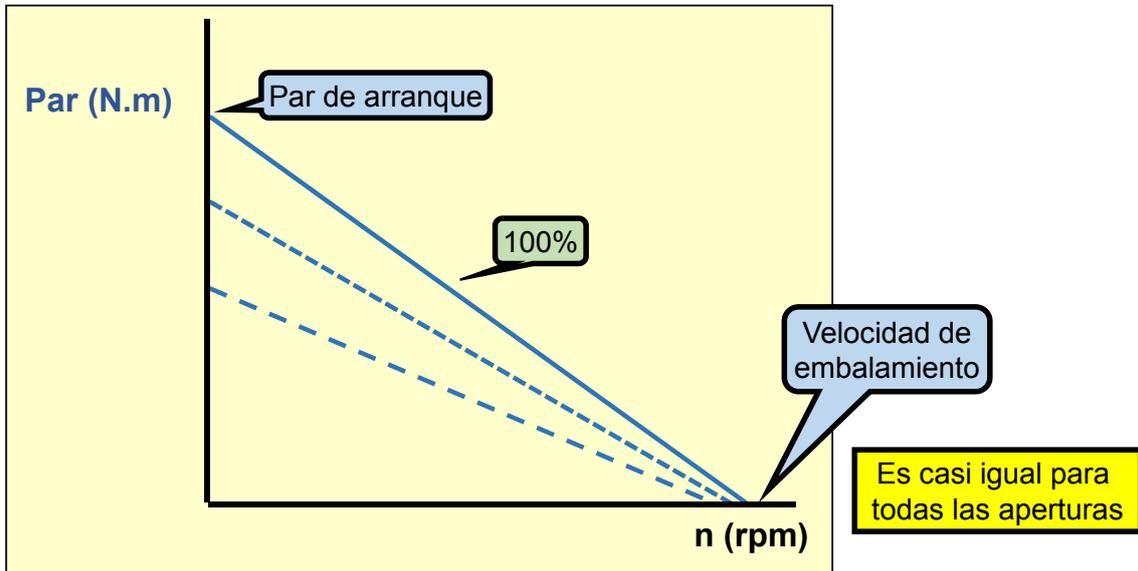
Curvas Características (I):

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



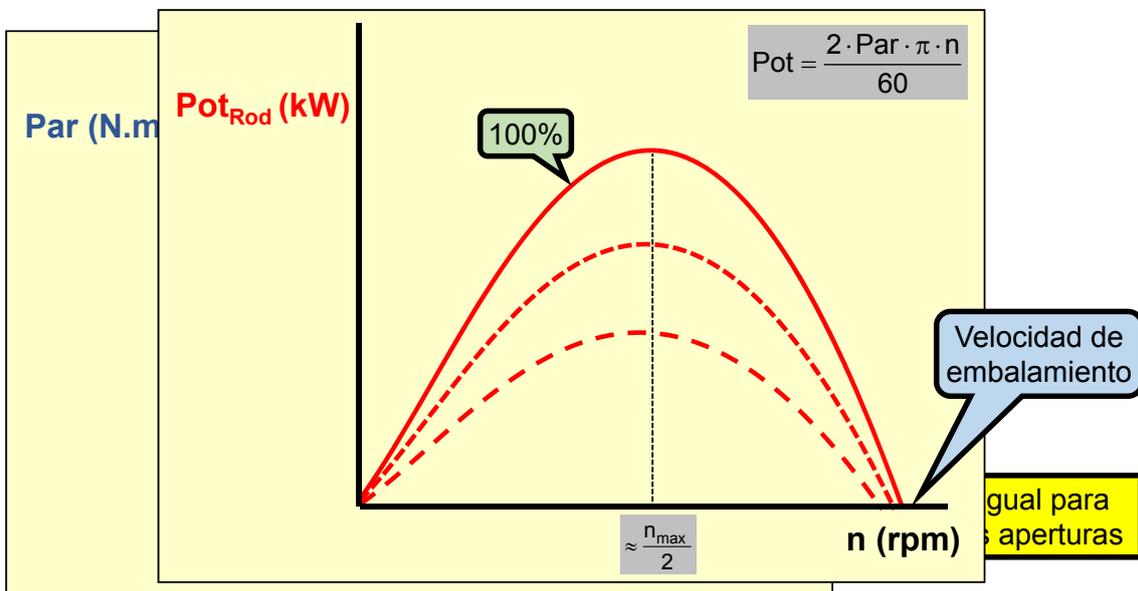
Curvas Características (II):

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



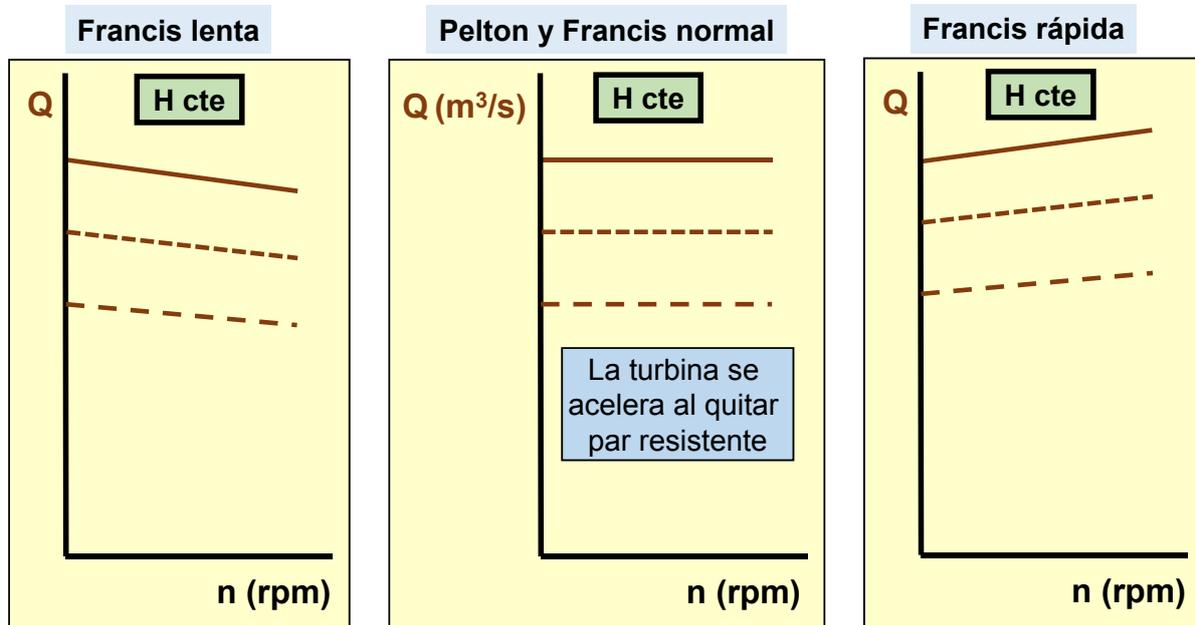
Curvas Características (II):

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



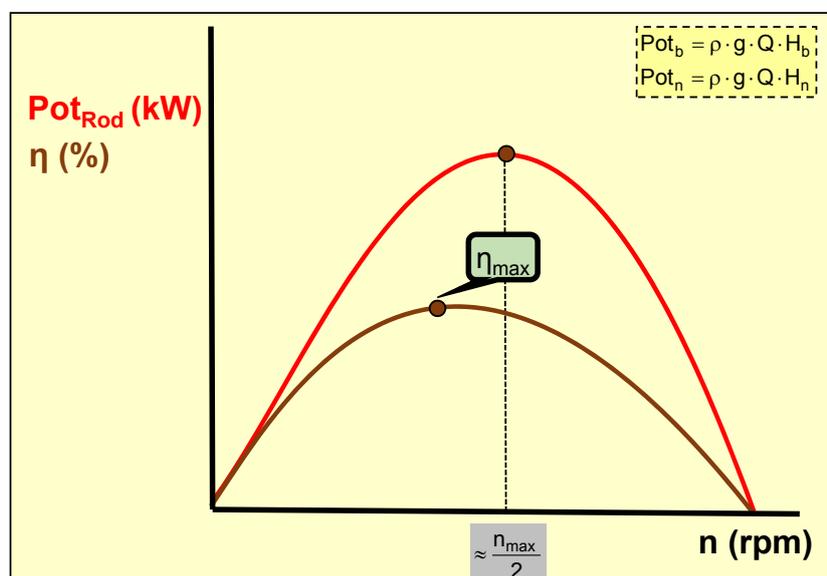
Curvas Características (III):

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



Curvas Características (IV):

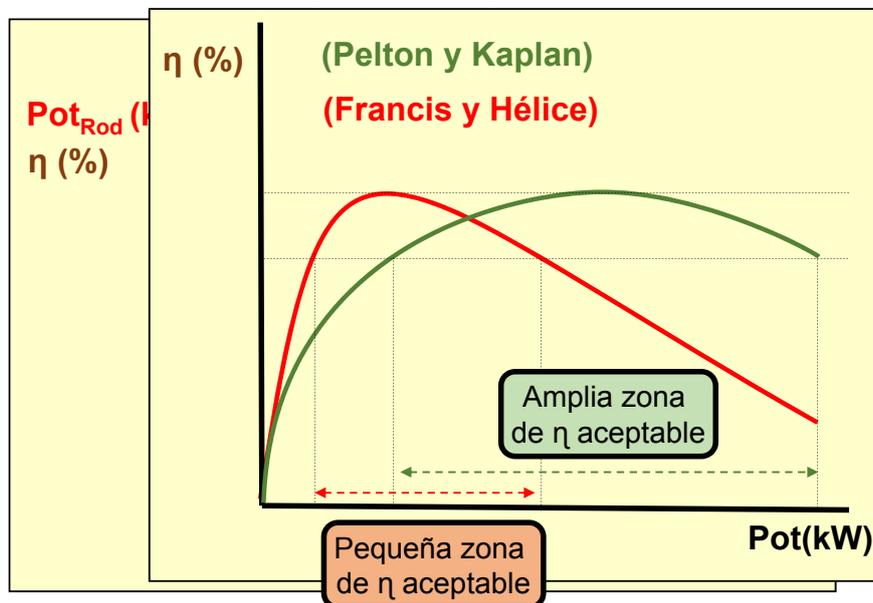
El rendimiento máximo no se da en el punto de potencia máxima



Curvas Características (IV):

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

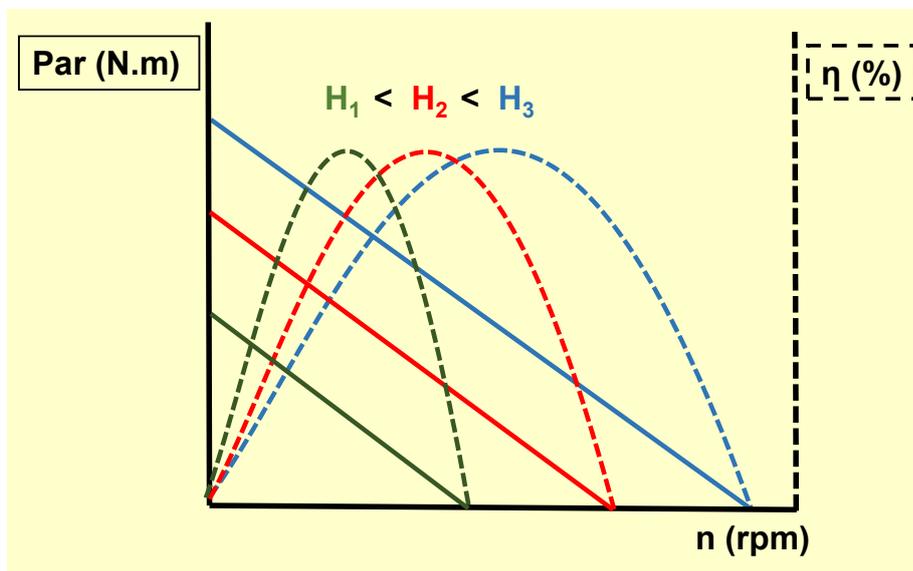
La "forma del rendimiento" depende del tipo de turbina



Curvas Características (V):

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

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



Una turbina trabaja en un salto de 190 m, un caudal de 42 l/s y una velocidad de giro de 1.450 rpm. Suponer que los $\eta_{mec} = \eta_{vol} = 1$ y $\eta_{man} = 0,85$. Determinar:

- El tipo de turbina más conveniente
- Las características de la turbina para un salto de 115 m
- Las características de una turbina semejante 3 veces más pequeña (en 190 m)

Regulación (I):

La principal aplicación de las turbinas hidráulicas es la producción de energía eléctrica en las centrales hidroeléctricas, la regulación de la velocidad de giro resulta fundamental

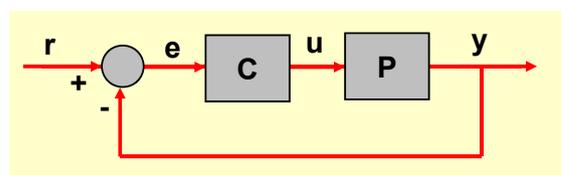
Los grupos turbina – alternador han de funcionar siempre a velocidad constante, que será la velocidad de sincronismo

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{3.000}{p}$$

Para regular la velocidad de la turbina, lo que se hace es abrir o cerrar el distribuidor en función de la carga demandada en cada instante

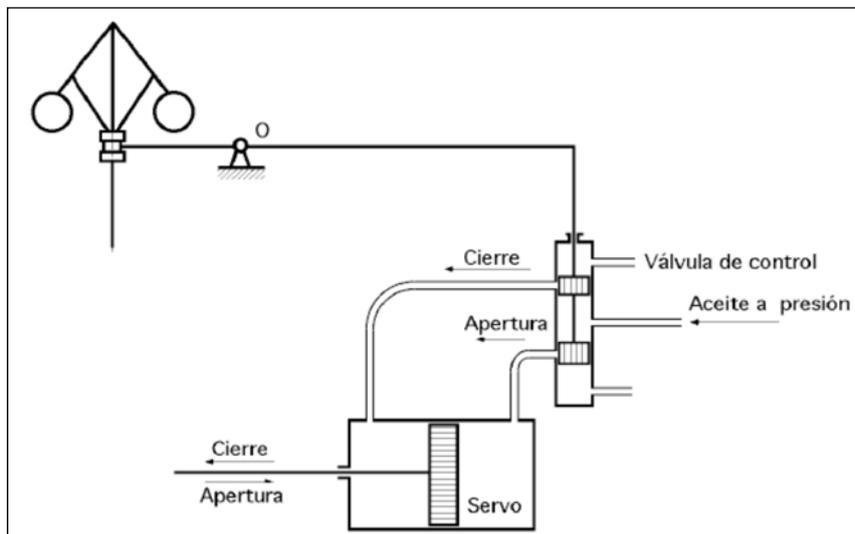
Esta regulación es siempre automática

El sistema de control, de lazo cerrado



Regulación (II):

Esquema básico de un *regulador de bolas*



31

Una T.F. tiene los $\varnothing_{ent} = 630$ mm y $\varnothing_{sal} = 390$ mm, con los anchos de entrada y salida de 95 y 100 mm, si $\alpha_1 = 8^\circ$ y $\beta_1 = 70^\circ$. Los álabes ocupan el 15% de la entrada al rodete, siendo afilados a la salida. Los rendimientos son $\eta_{man} = 0,89$, $\eta_{vol} = 1$, y $\eta_{mec} = 0,92$. $H_{L-Dis-Rod} = 2,5 \cdot c_{2m}^2/g$. La entrada a la turbina y la salida del rodete están 4 m por encima del canal de desagüe. Si cuando fluye el agua un manómetro a la entrada marca 25 m.c.a. (y se puede despreciar la energía cinética en la tubería de alimentación), calcular:

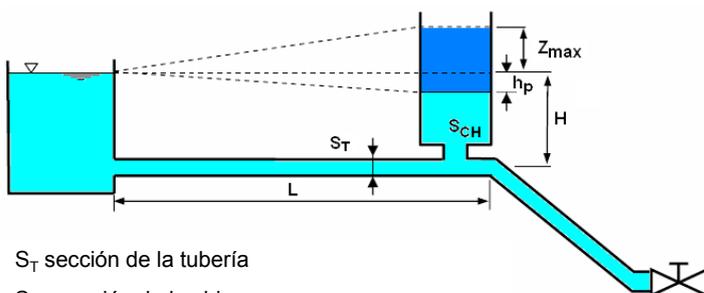
- H_n , rpm, Q, Pot_{Util} , n_s , $L_{Tubo-Asp}$
- % de la energía recuperada en el tubo de aspiración (suponiendo que la energía del agua a la entrada, la energía cinética del agua a la salida del rodete y la fricción en el mismo son ctes)
- Presión en la entrada del tubo de aspiración

32

Problemas de Funcionamiento (I):

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (I):

- Construir una chimenea de equilibrio (cámara en la que el líquido puede oscilar libremente)



S_T sección de la tubería

S_{CH} sección de la chimenea

h_p la pérdida de carga hasta la chimenea en condiciones normales

$$Z_{max} = v \sqrt{\frac{L S_T}{g S_{CH}}}$$

$$t = 2 \pi \sqrt{\frac{L S_{CH}}{g S_T}}$$

$$S_{CHmin} = \frac{L S_T}{h_p (H - h_p)} \frac{v^2}{2g}$$

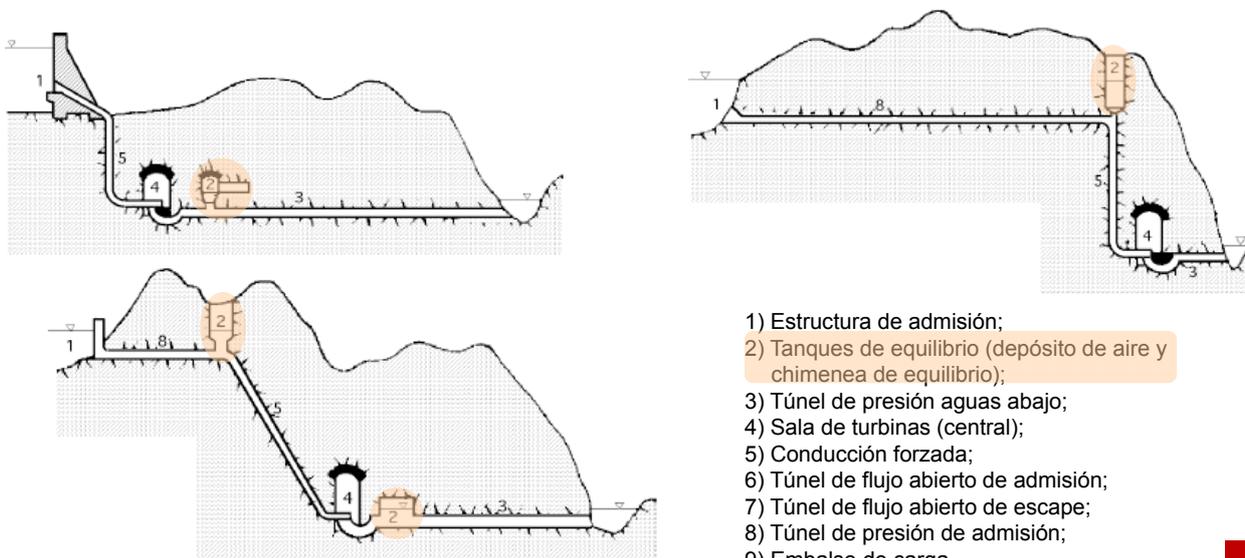
La reducción de S_{CH} amortigua las oscilaciones

Es posible permitir el rebosamiento por la parte superior de la chimenea

Problemas de Funcionamiento (II):

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (II):

- a) Sistemas de presión (chimeneas de equilibrio)

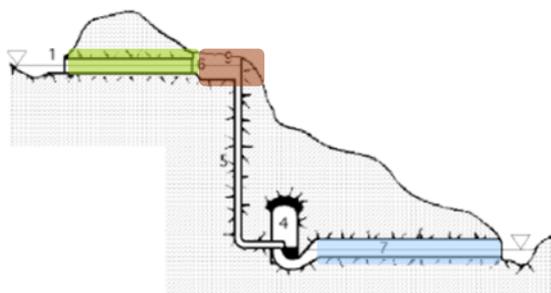
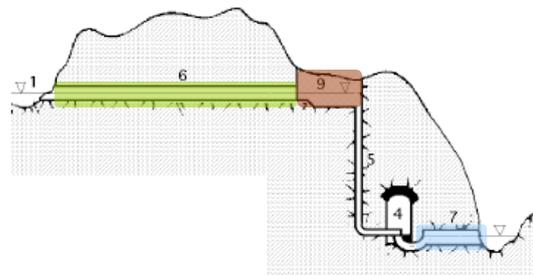
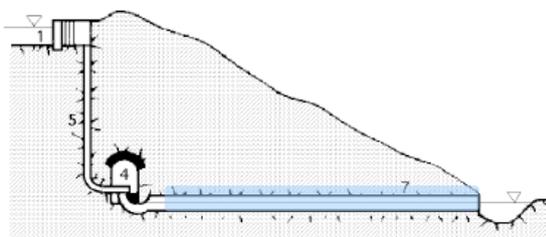


- 1) Estructura de admisión;
- 2) Tanques de equilibrio (depósito de aire y chimenea de equilibrio);
- 3) Túnel de presión aguas abajo;
- 4) Sala de turbinas (central);
- 5) Conducción forzada;
- 6) Túnel de flujo abierto de admisión;
- 7) Túnel de flujo abierto de escape;
- 8) Túnel de presión de admisión;
- 9) Embalse de carga

Problemas de Funcionamiento (III):

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (II):

b) Sistemas de admisión en flujo abierto



- 1) Estructura de admisión;
- 2) Tanques de equilibrio (depósito de aire y chimenea de equilibrio);
- 3) Túnel de presión aguas abajo;
- 4) Sala de turbinas (central);
- 5) Conducción forzada;
- 6) Túnel de flujo abierto de admisión;
- 7) Túnel de flujo abierto de escape;
- 8) Túnel de presión de admisión;
- 9) Embalse de carga

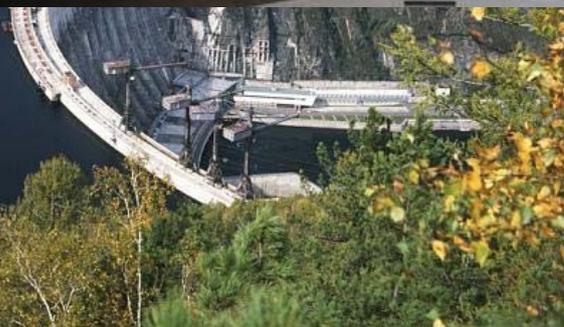
Problemas de Funcionamiento (IV):



Problemas



E



Problemas



E





Problemas de Funcionamiento (IV):

La principal hipótesis sobre la secuencia de la catástrofe:

- Cierre repentino de las compuertas de la 2 Unidad
- Fuerte golpe de ariete en la espiral y la tubería de carga, causando su colapso
- Fuerte empuje hacia adelante como consecuencia del golpe de ariete, destruyendo la estructura civil sobre la cámara espiral y la tubería de carga
- Rápida inundación de la central eléctrica

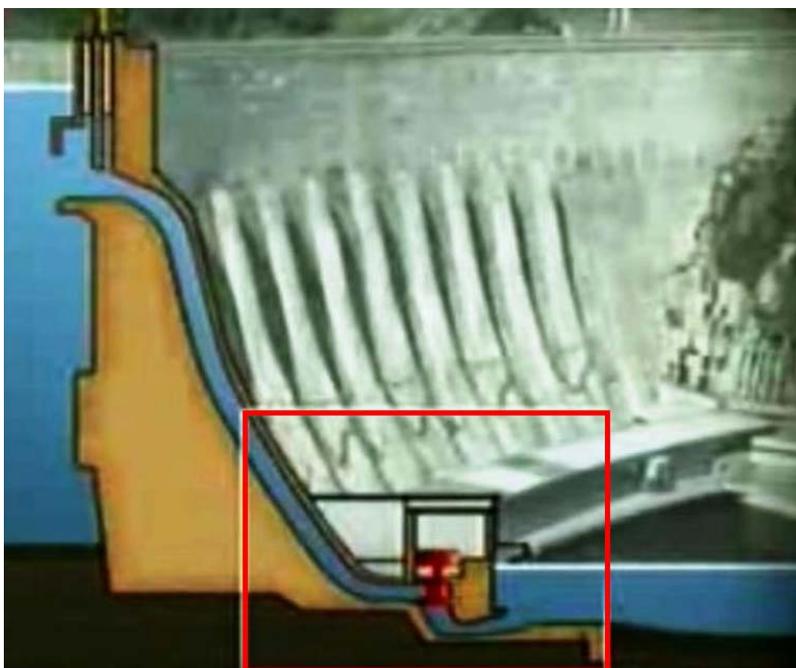
Hipótesis sobre la causa del cierre repentino:

- Una pieza grande entró en el rodete de la turbina, y las palas o la dejaron salir
- Esta pieza giró en la espiral golpeando todas las compuertas del distribuidor de regulación de la turbina, provocando en una fracción de segundo su cierre repentino

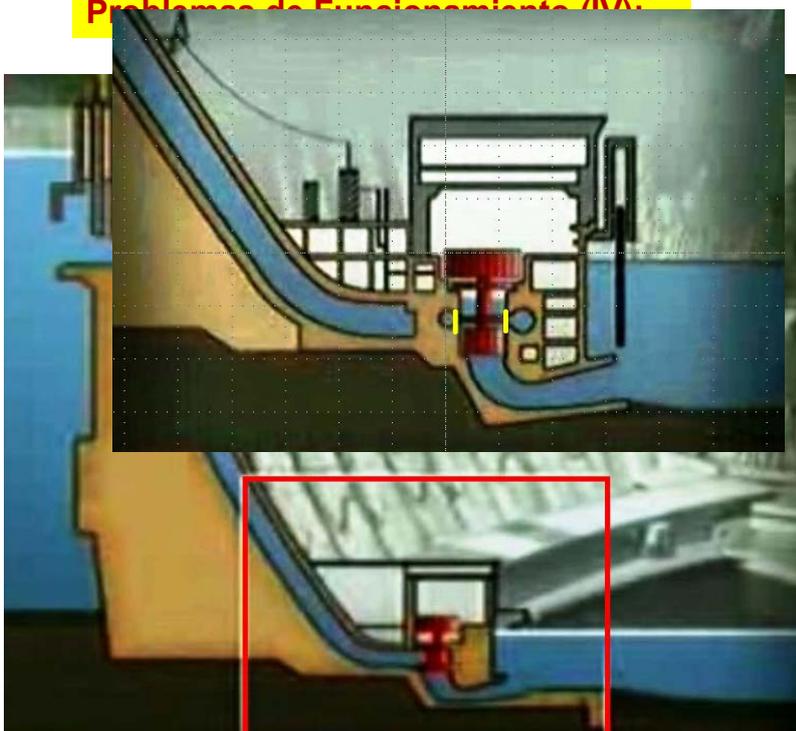
O (menos probable):

- La rotura de la tubería de aceite de gobernador de los servomotores del distribuidor
- La ruptura provocó el cierre hidráulico del distribuidor

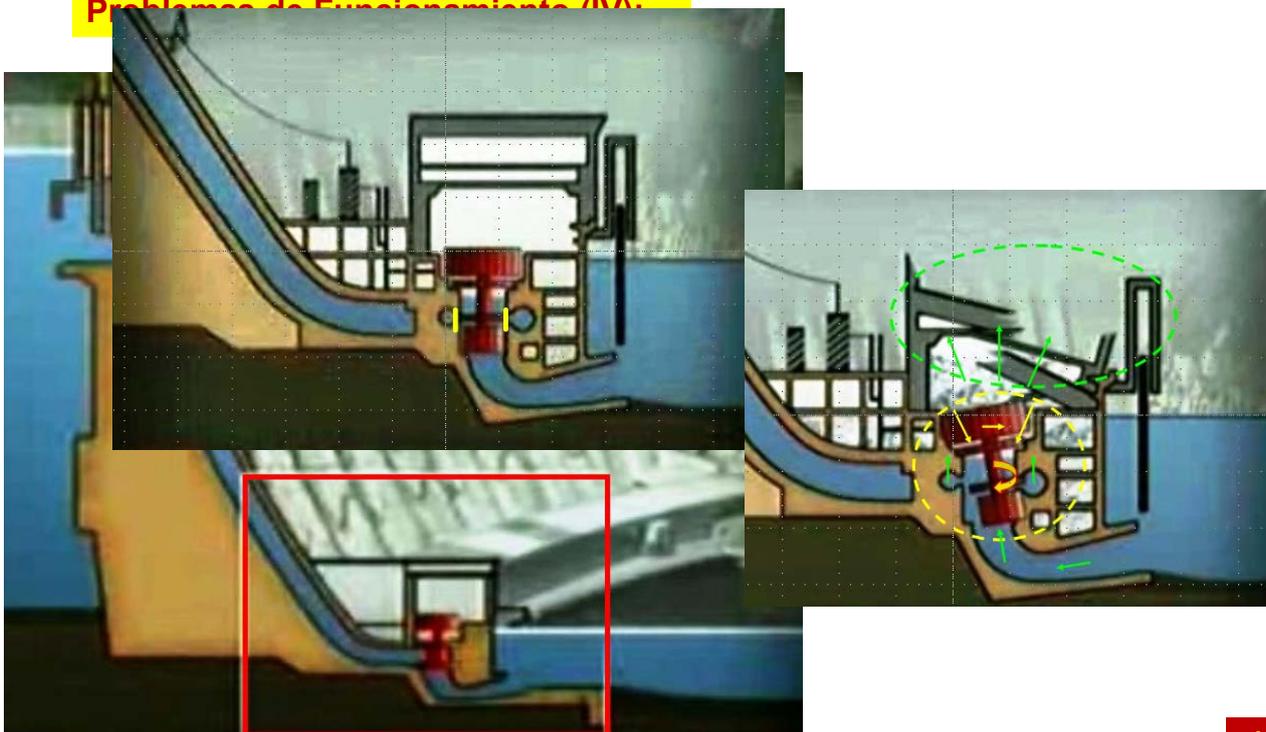
Problemas de Funcionamiento (IV):



Problemas de Funcionamiento (IV):

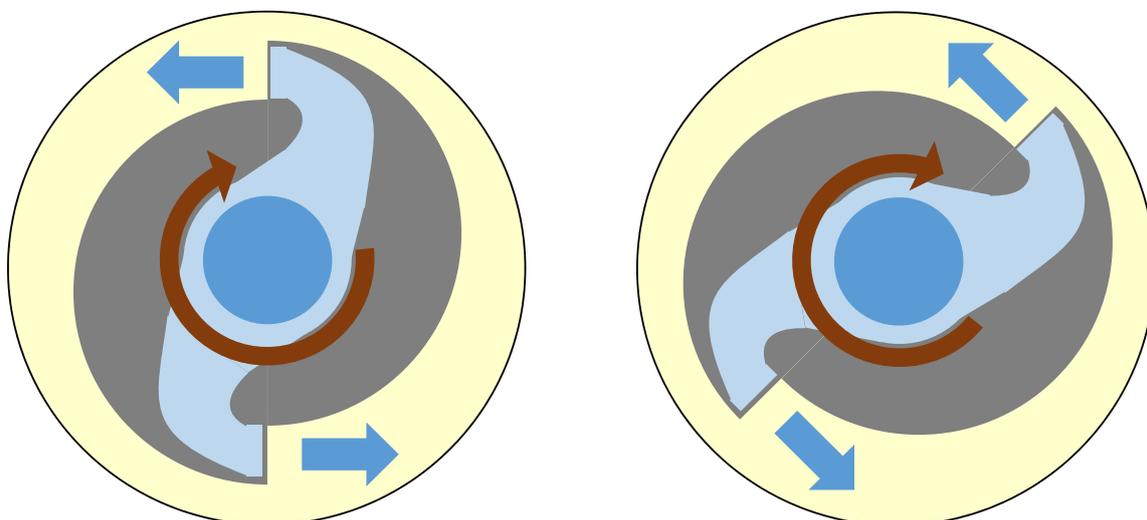


Problemas de Funcionamiento (IV):



Turbina de Reacción

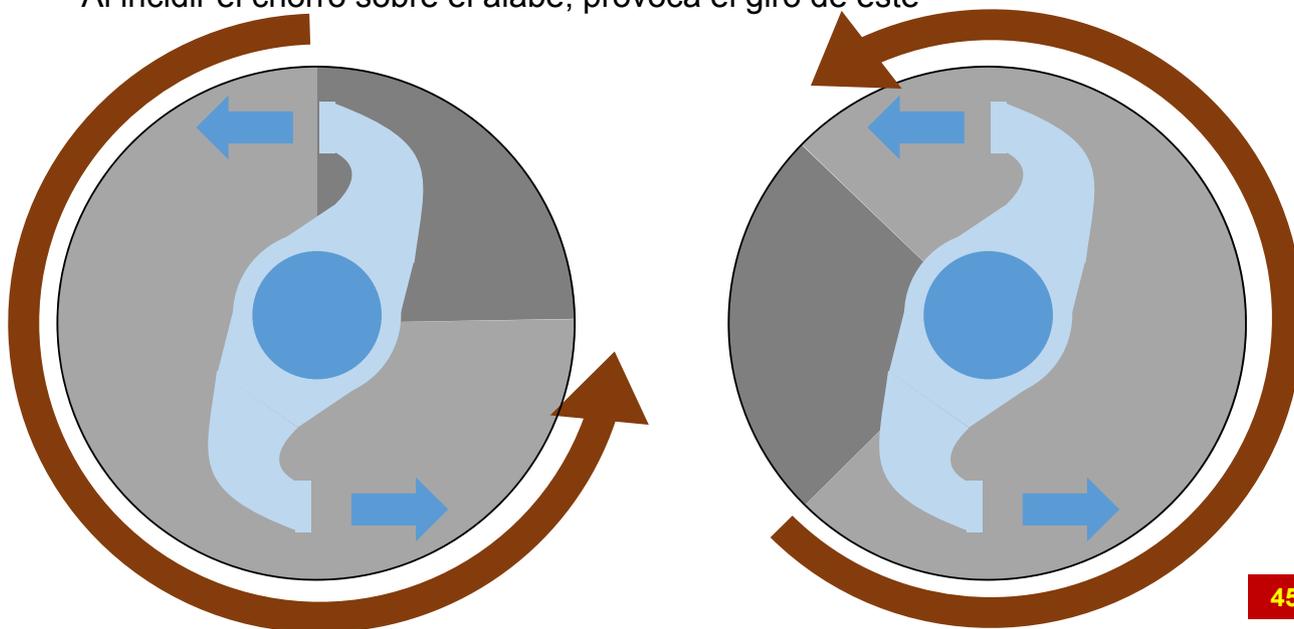
La energía de presión se transforma en energía cinética en el rodete
Al salir el chorro provoca que el inyector gire en sentido inverso



Turbina de Acción

La energía de presión se transforma en energía cinética en el inyector

Al incidir el chorro sobre el álabe, provoca el giro de éste



45

Turbina Turgo

El líquido impacta en el rodete con cierta componente axial, α_1 de 20 a 25° (en la Pelton es totalmente tangencial)

El chorro suele impactar simultáneamente en tres cazoletas del rodete (en la Pelton sólo impacta en un álabe)

Puede trabajar con el doble de caudal que una Pelton equivalente, por lo que para manejar el mismo caudal puede tener la mitad de diámetro



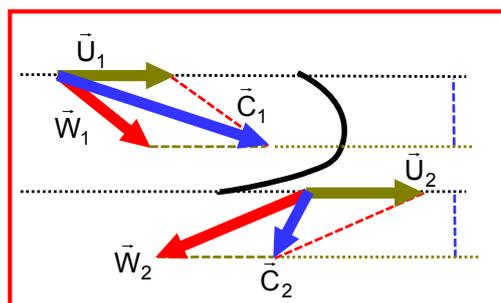
46

Turbina Turgo

El líquido impacta en el rodete con cierta componente axial, α_1 de 20 a 25° (en la Pelton es totalmente tangencial)

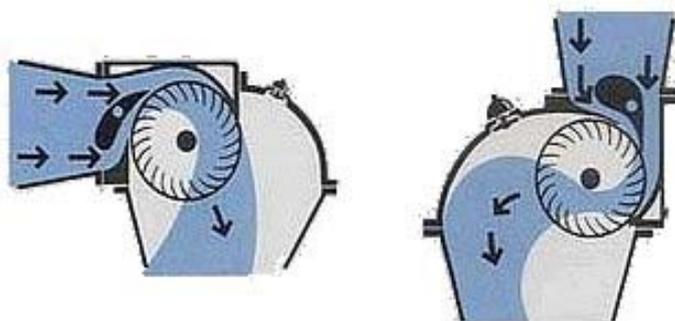
El chorro suele impactar simultáneamente en tres cazoletas del rodete (en la Pelton sólo impacta en un álabe)

Puede trabajar con el doble de caudal que una Pelton equivalente, por lo que para manejar el mismo caudal puede tener la mitad de diámetro



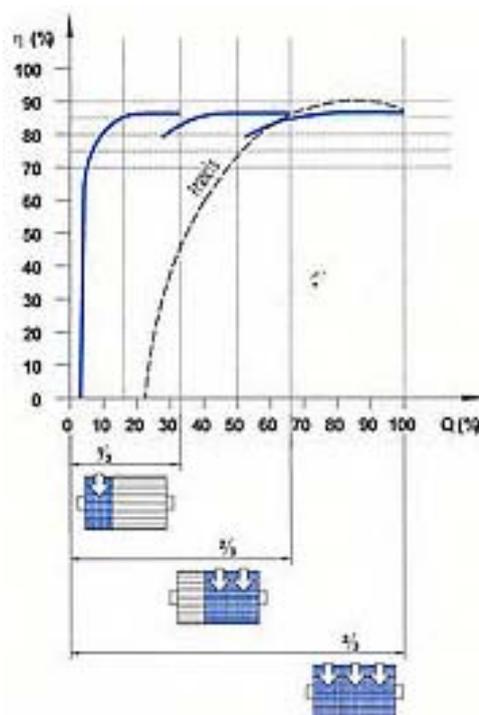
47

Turbina Ossberger, Banki o-Michell



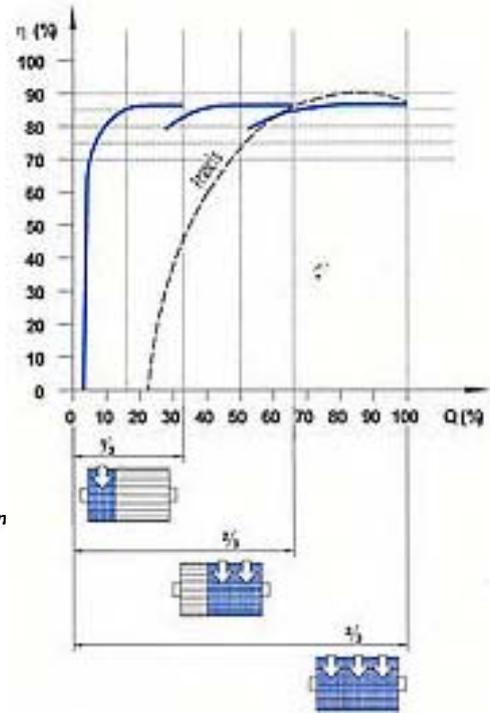
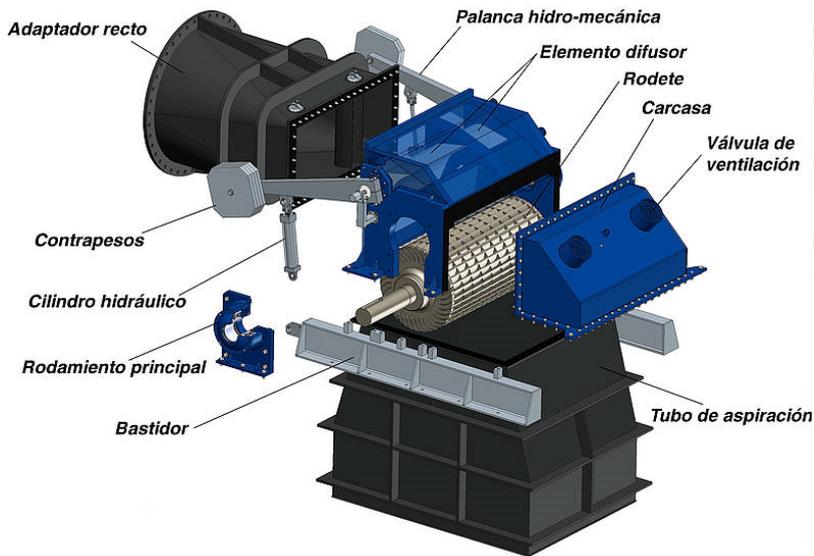
El líquido pasa dos veces por el rodete por lo que el triángulo de velocidades tiene dos etapas:

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

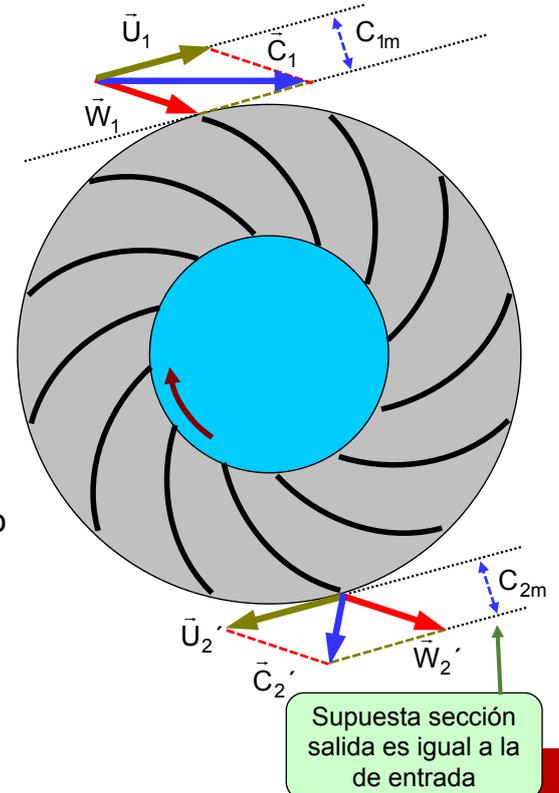
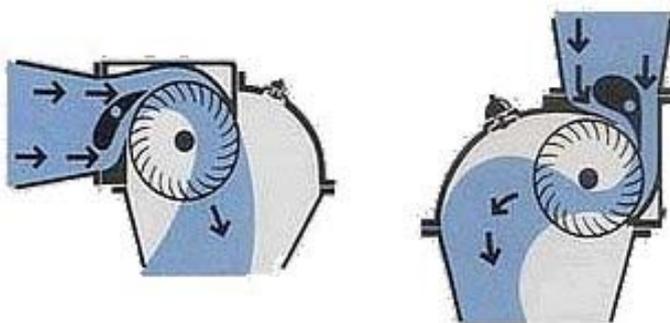


48

Turbina Ossberger, Banki o-Michell



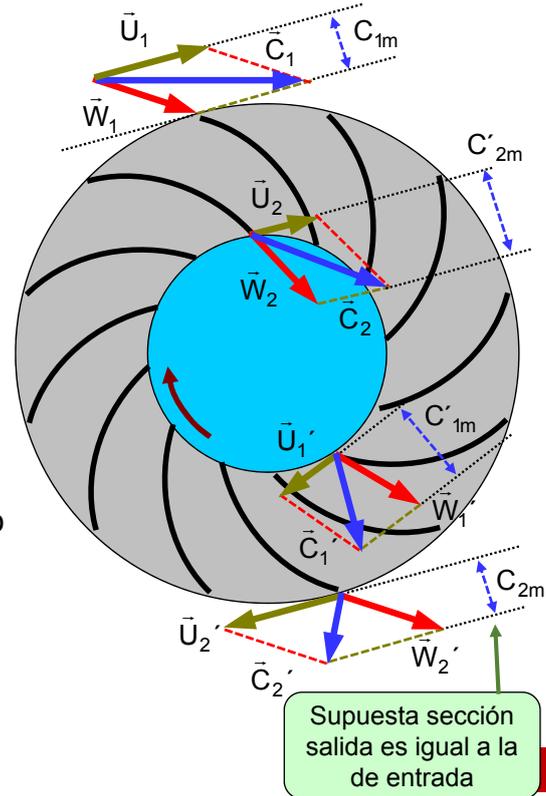
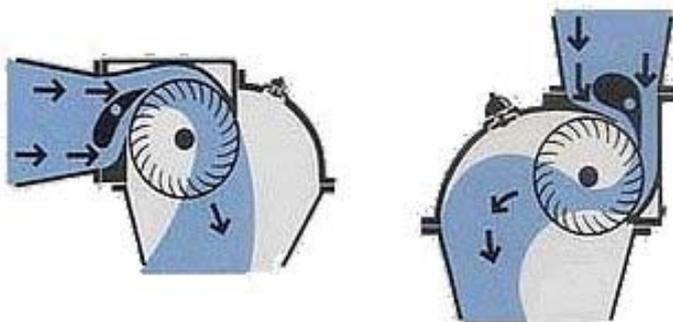
Turbina Ossberger, Banki o-Michell



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

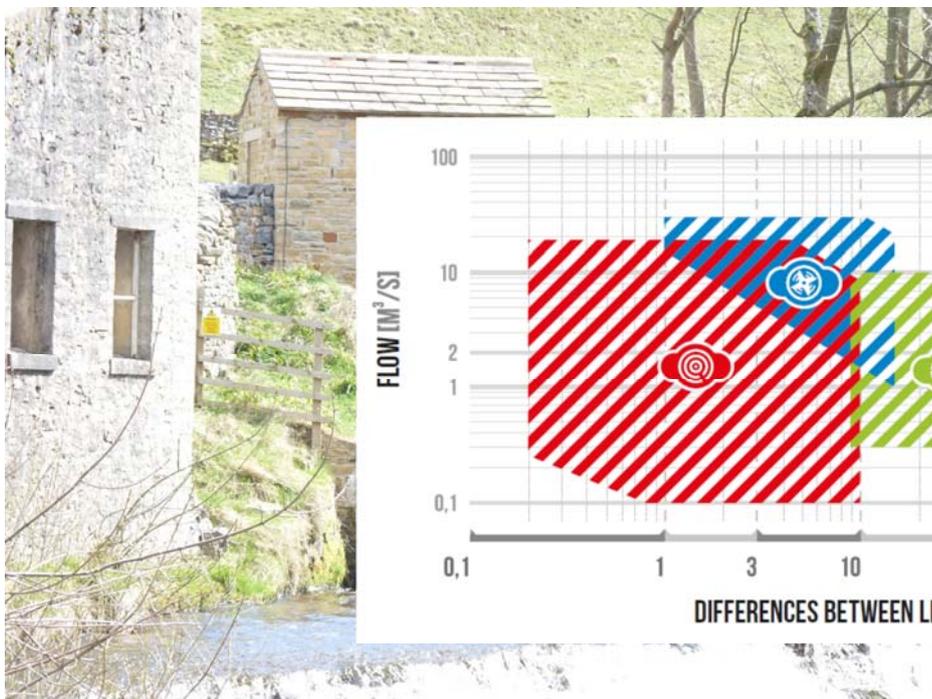
Turbina Orlov

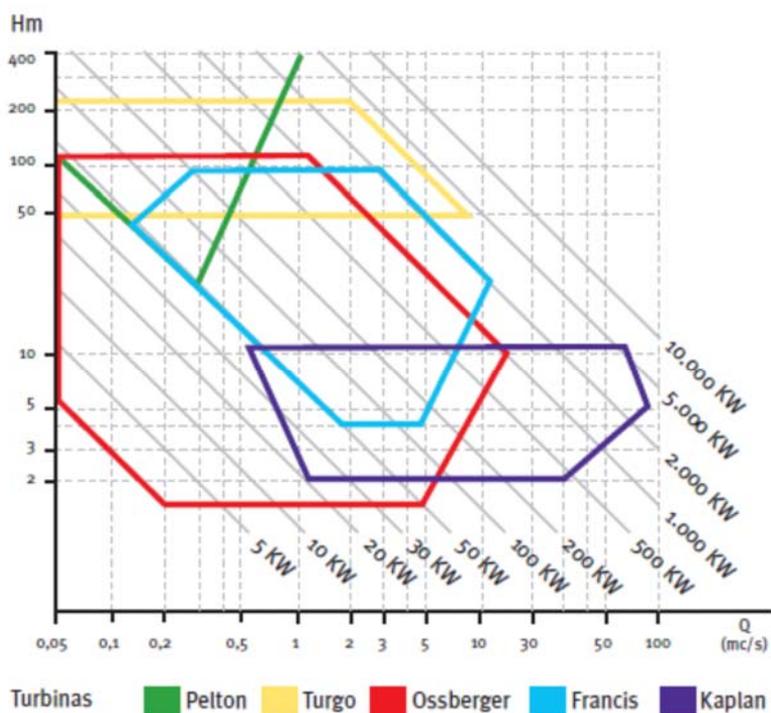


Turbina de Arquímedes



Turbina de Arquímedes





http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10374_Minicentrales_hidroelectricas_06_a8275b5d.pdf