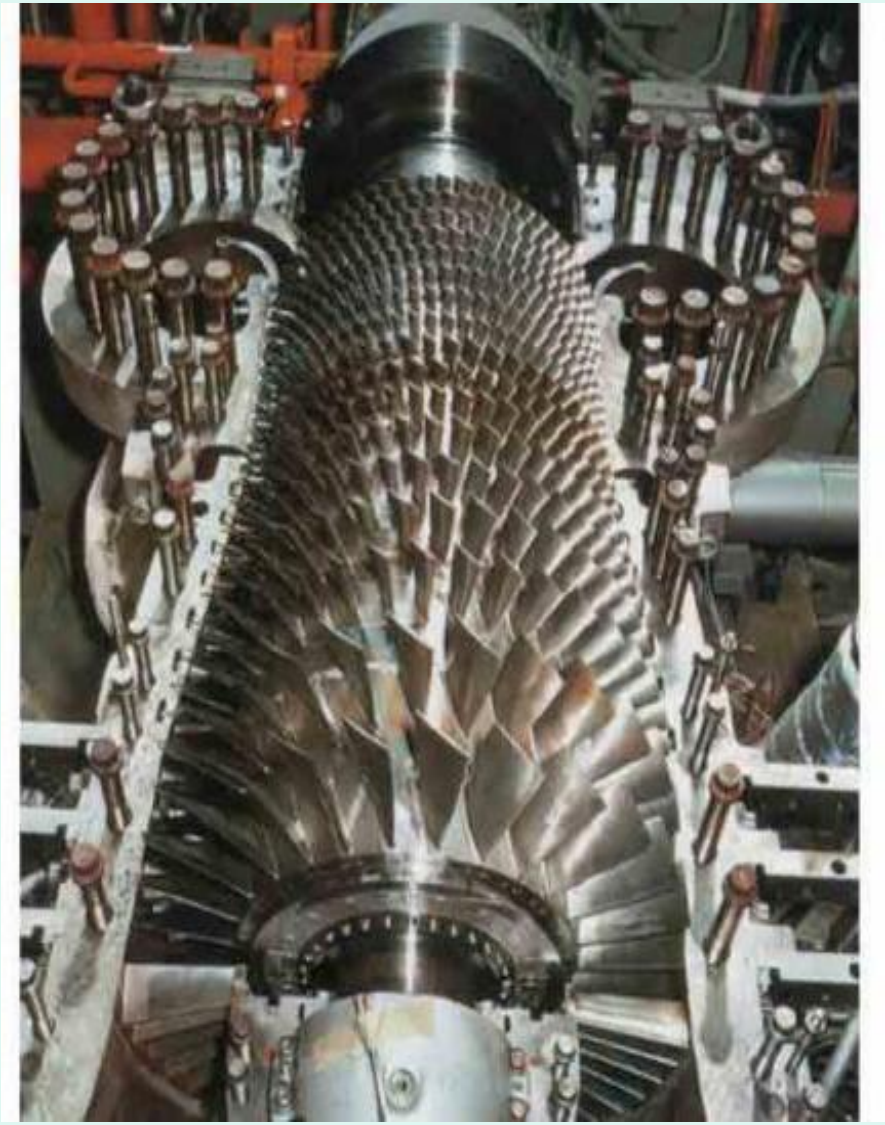
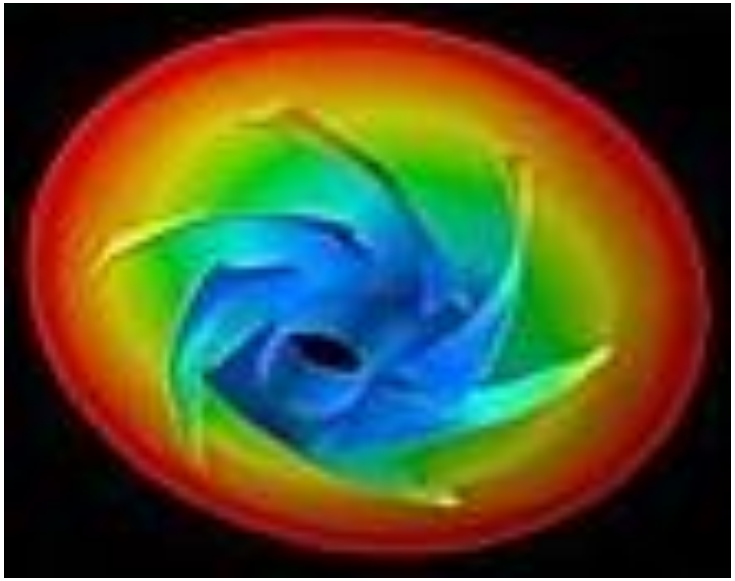
TURBOMÁQUINAS

Rodete turbina de vapor

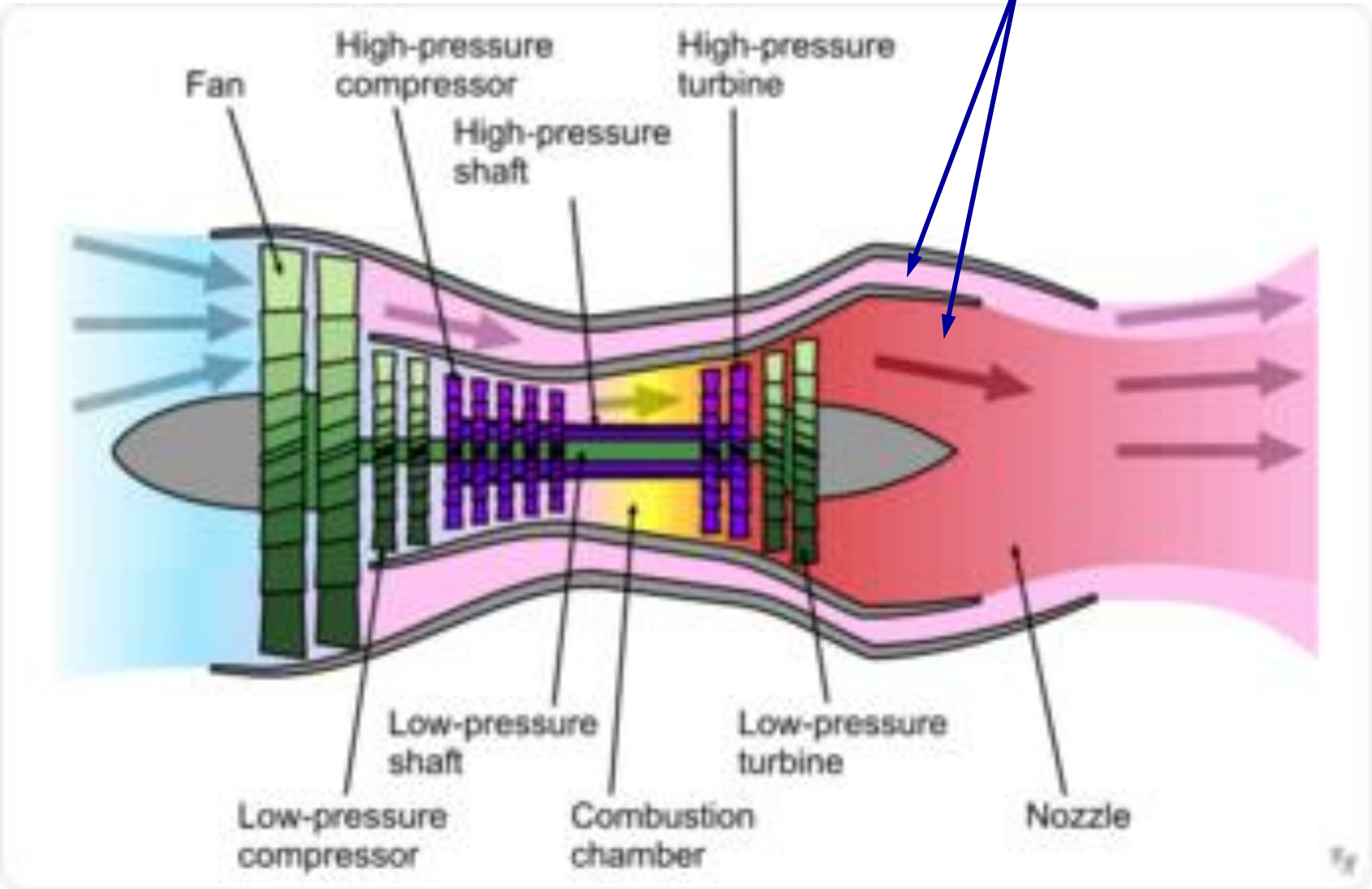
Rodete turbocompresor



Rodetes varios



Turborreactor de doble flujo



Eólicas

TURBOMÁQUINAS

- Fundamento y definición
- Clasificación fundamental de las turbinas
- Clasificación según circulación en el rodete
- Pérdidas, potencias y rendimientos
- Teoría elemental de las turbomáquinas
- Semejanza en turbomáquinas

FUNDAMENTO Y DEFINICIÓN

El fluido, al circular entre los álabes del ***rodete*** varía su cantidad de movimiento provocando sobre los mismos la ***fuerza*** correspondiente.

Esta ***fuerza*** al desplazarse con el álabe realiza un trabajo, llamado como sabemos ***trabajo técnico*** W_t o, más específicamente, ***trabajo interior en el eje*** cuando de turbomáquinas se trata.

En el ***rodete*** tiene pues lugar una transformación de ***energía del flujo*** en ***energía mecánica*** en el eje de la máquina, o viceversa.

Productoras de energía mecánica

- turbinas hidráulicas
- turbinas de vapor
- turbinas de gas

Consumidoras de energía mecánica

- bombas hidráulicas
- ventiladores
- turbocompresores

Además del ***rodete*** existen ***órganos fijos*** cuya solución va a variar según qué máquina.

Clasificación fundamental de las turbinas

Para que el agua llegue a la turbina con una cierta energía hay que reducir el caudal en la conducción de acceso, y esto se consigue, como sabemos, con una tobera, donde se transformará la energía potencial de llegada en energía cinética.

Según donde tenga lugar esta transformación, las turbinas se clasifican en,

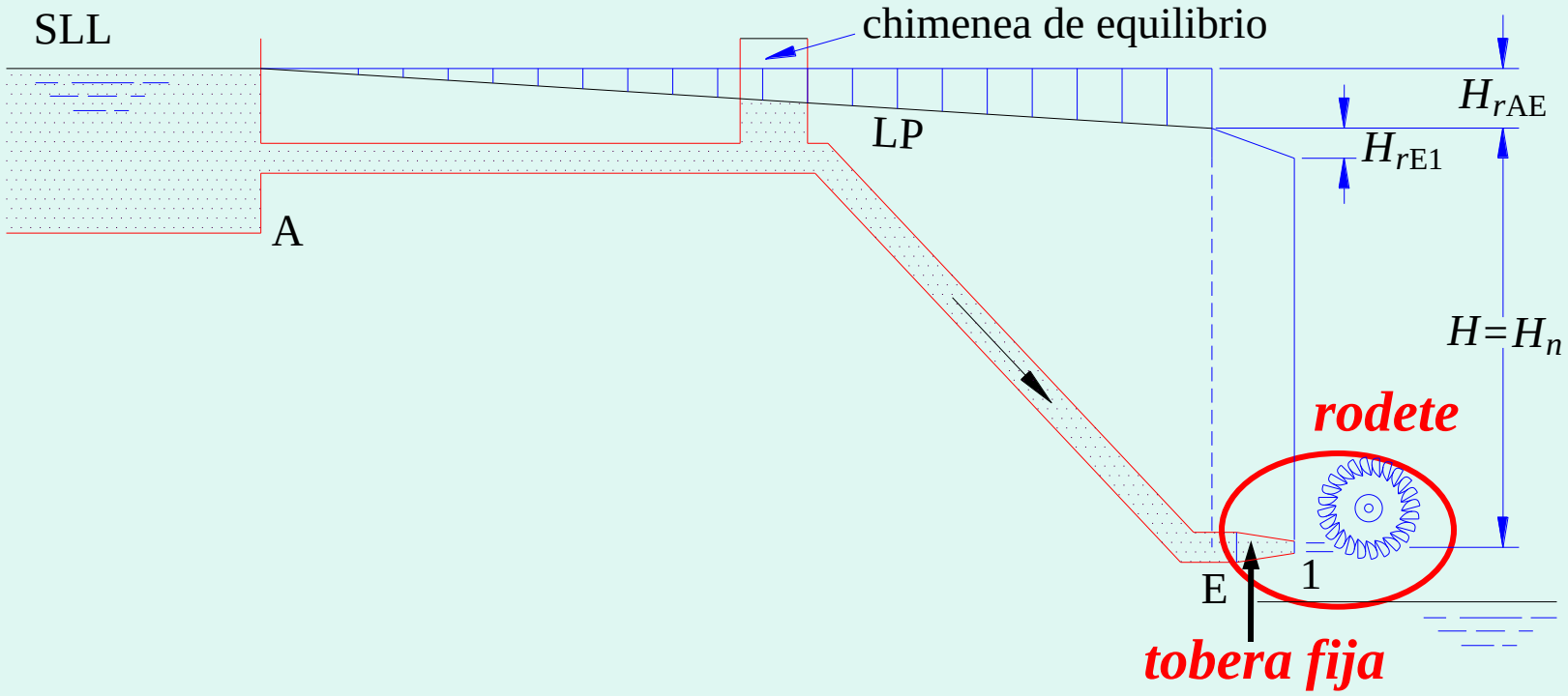
- ***turbinas de acción***
- ***turbinas de reacción***

Unas y otras tienen desde luego el mismo principio físico de funcionamiento: ***variación de cantidad de movimiento*** del flujo a su paso por el rodete.

Los canales entre álabes en turbinas son convergentes, y en bombas divergentes.

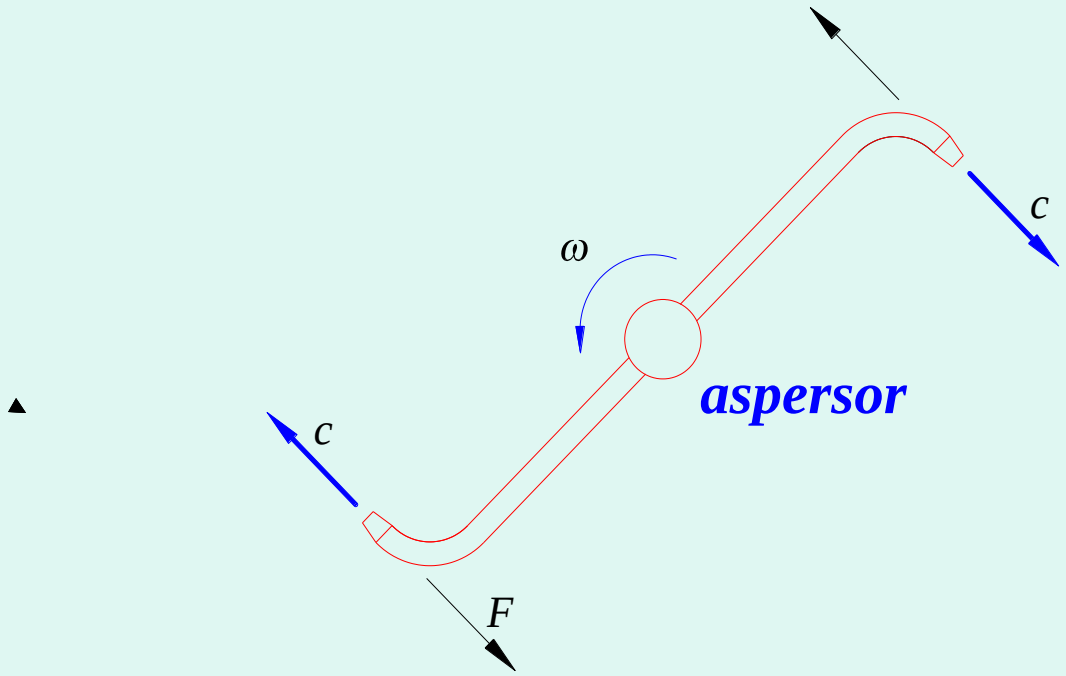
Turbina de acción

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética tiene lugar integramente en órganos fijos (***tobera***).

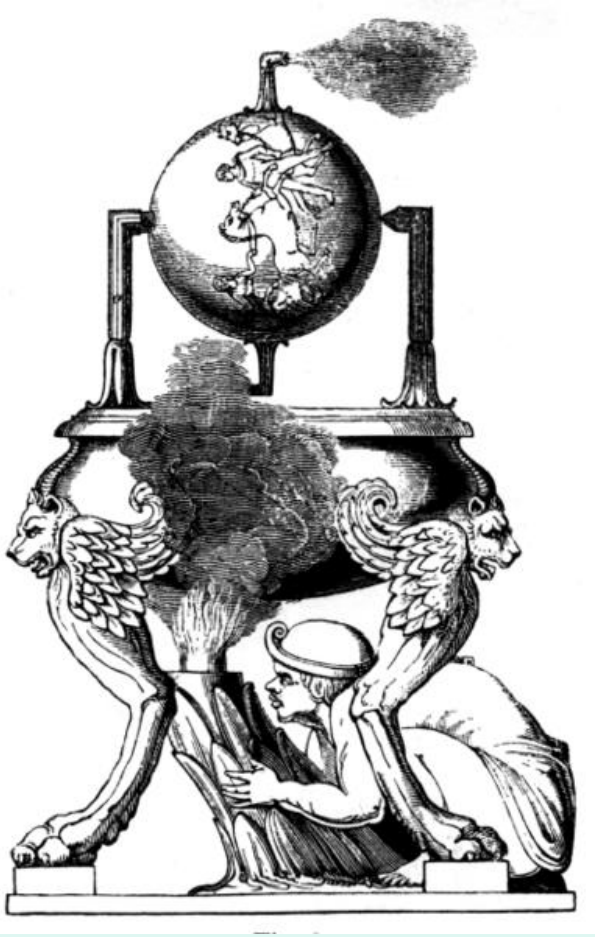


Turbina de reacción (pura)

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética tiene lugar integramente en las ***toberas*** incorporadas al ***rodete*** (no existe en la industria).



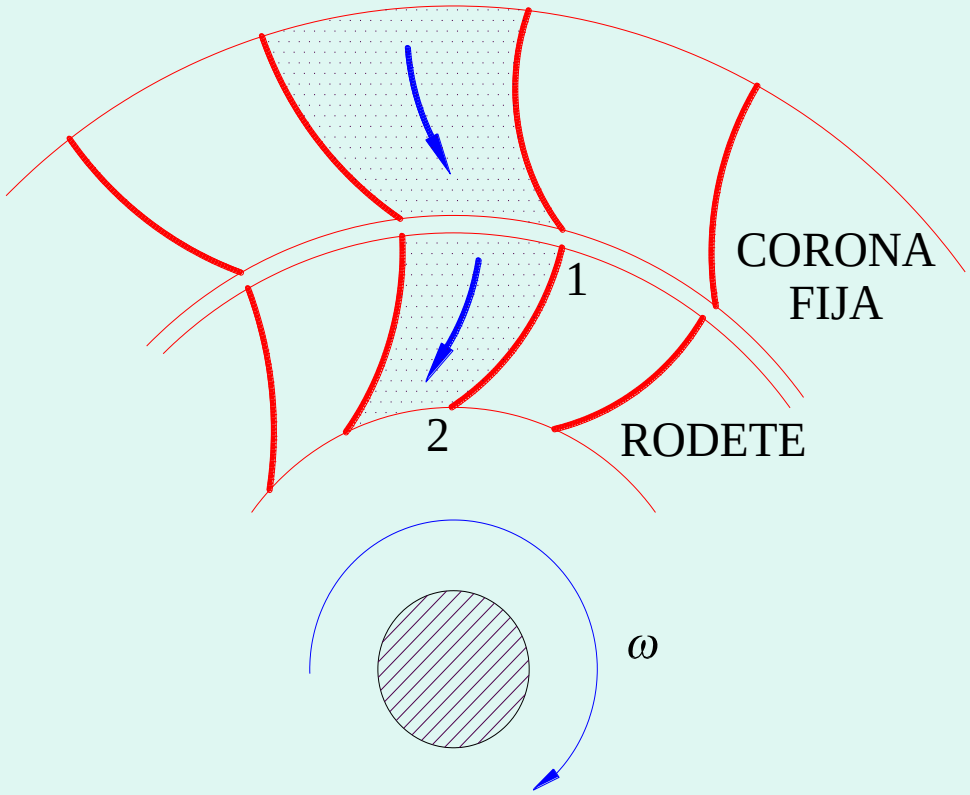
Turbina de reacción de vapor (pura)



***Esfera giratoria de Herón* (120 a.C.)**

Turbina de reacción (es mixta de acción y reacción)

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética se realiza una parte en una ***corona fija*** y el resto en el ***rodete*** (es como una tobera partida).



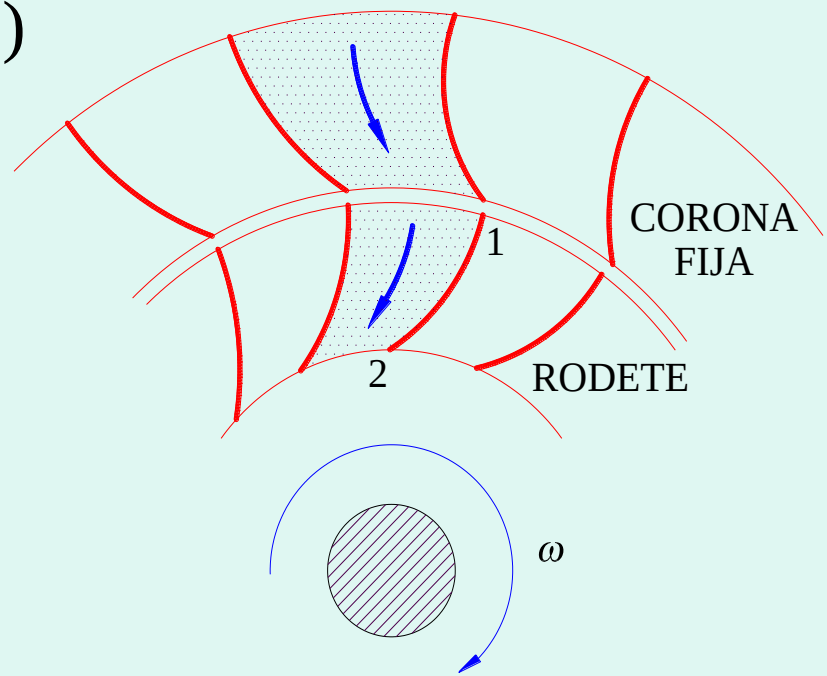
Grado de reacción teórico

$$\varepsilon = \frac{(p_1 - p_2)/\gamma}{H}$$

acción: $\varepsilon = 0 \, (p_1 = p_2)$

reacción: $\varepsilon = 0 \div 1$

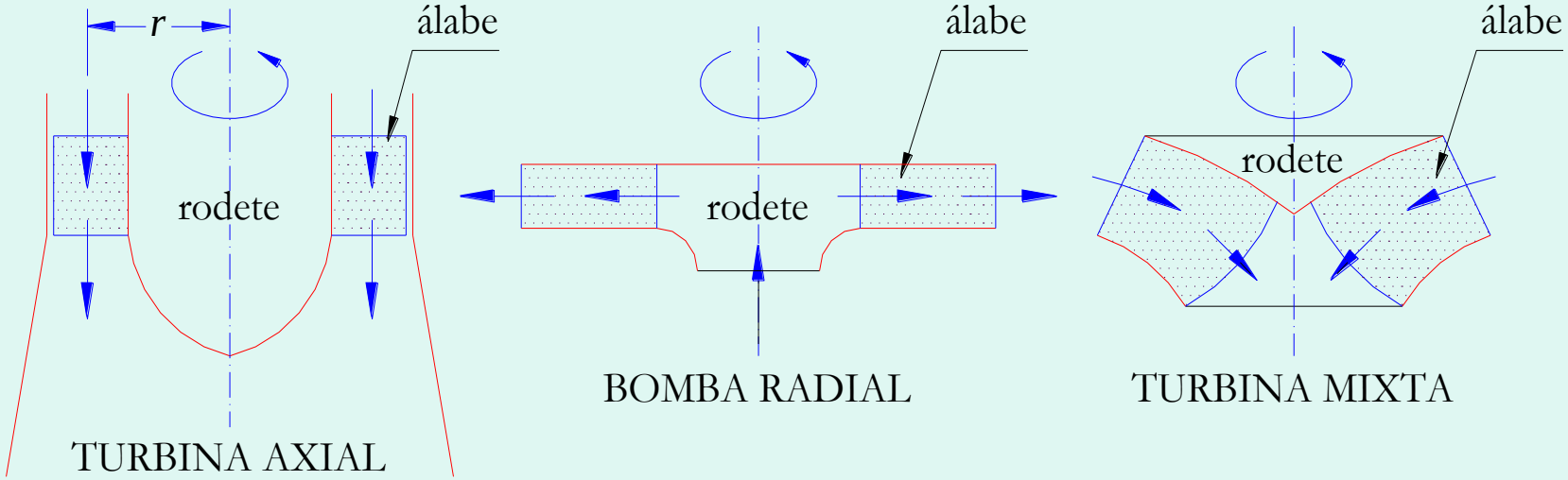
reacción pura: $\varepsilon = 1$



Grado de reacción real

$$\varepsilon = \frac{(p_1 - p_2)/\gamma}{H_t}$$

Clasificación según la dirección del flujo en el rodete



- ***turbinas de vapor*:** axiales
- ***turbinas de gas*:** axiales
- ***turbinas hidráulicas*:** axiales y mixtas
- ***bombas*:** axiales, radiales y mixtas
- ***turbocompresores*:** axiales y radiales.

PÉRDIDAS EN TURBOMÁQUINAS

- ***hidráulicas***
- ***volumétricas***
- ***mecánicas***

Son las pérdidas de energía que tienen lugar en el flujo, entre la entrada **E** y la salida **S** de la turbomáquina.

En turbomáquinas térmicas:

hidráulicas + volumétricas = internas

Pérdidas hidráulicas

1. Pérdidas H_r por rozamiento:

$$H_r = K_r \cdot Q^2$$

2. Pérdidas H_c por choques:

$$H_c = K_c \cdot (Q - Q^*)^2$$ (* condiciones de diseño)

3. En algunas turbomáquinas, la velocidad de salida V_S tiene cierta entidad y se pierde:

$$H_{VS} = \frac{V_S^2}{2g}$$

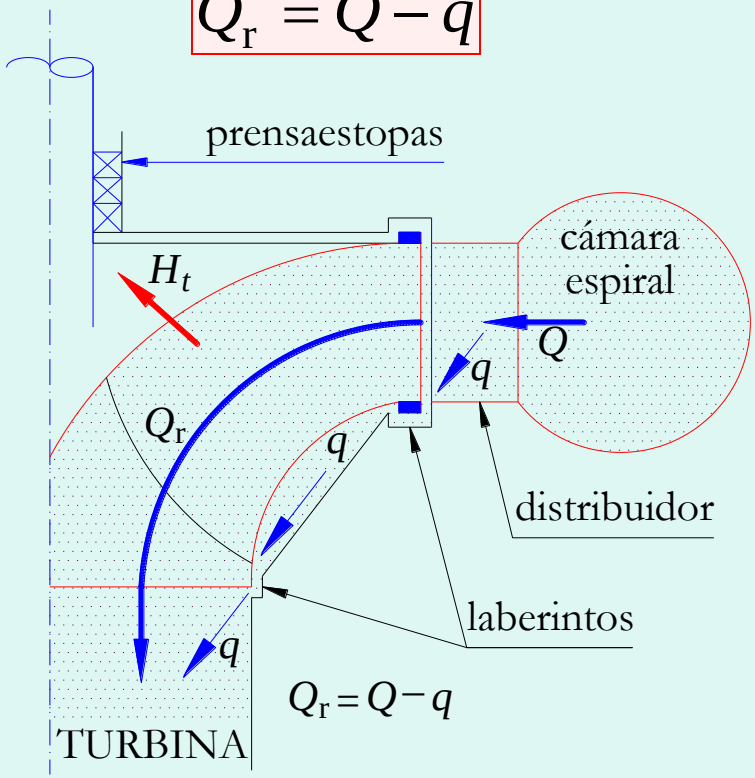
En otras (turbinas Francis, por ejemplo), esta energía cinética de salida es despreciable.

Pérdidas volumétricas, o intersticiales

Entre el rodete y la carcasa pasa un caudal ***q*** cuya energía se desperdicia. El caudal $\mathbf{Q_r}$ que circula por el interior del rodete sería,

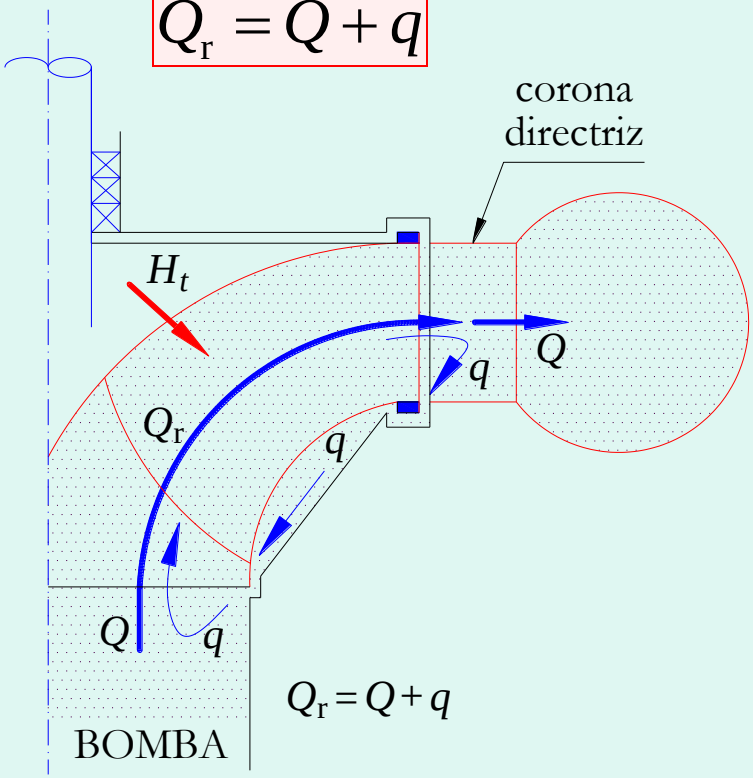
turbinas:

$$Q_r = Q - q$$



bombas:

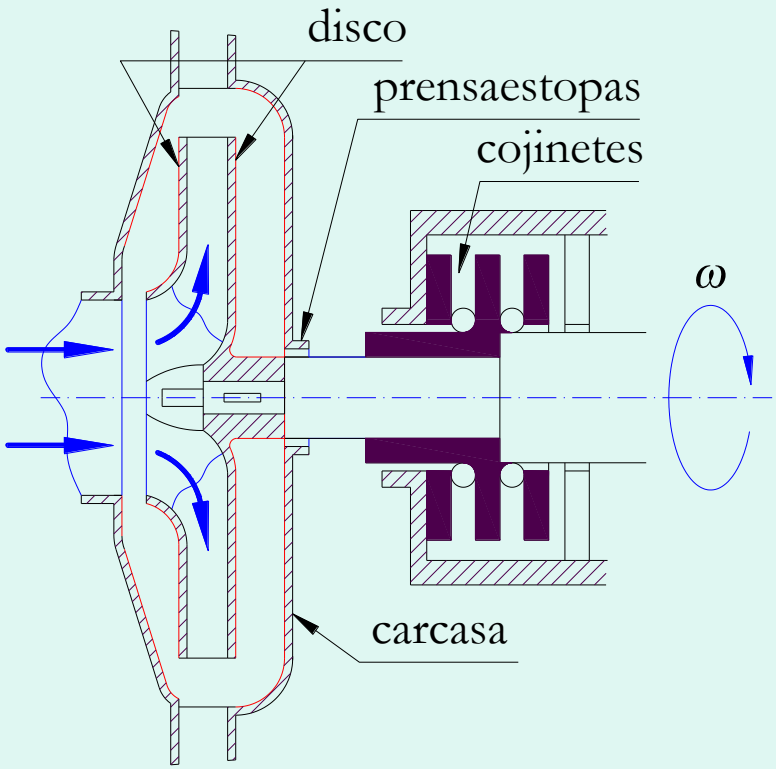
$$Q_r = Q + q$$



Pérdidas mecánicas, o exteriores

1. Se deben a los rozamientos del prensaestopas y de los cojinetes con el eje de la máquina.

2. El fluido que llena el espacio entre la carcasa y el rodete origina el llamado ***rozamiento de disco***. Como es exterior al rodete, han de incluirse en las ***pérdidas exteriores.***



Potencias

Potencia P del flujo

Es la que corresponde al ***salto de energía H*** que sufre en la máquina el caudal *Q*:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H$$

Potencia interior en el eje, P_i

Es la suministrada al (o por el) eje por el (o al) caudal $\mathbf{Q_r}$ que pasa por el interior del rodete:

$$P_i = \gamma \cdot Q_{\mathrm{r}} \cdot H_t$$

Potencia interior teórica en el eje, P_{it}

Si $q = 0$:

$$P_{\mathrm{it}} = \gamma \cdot Q \cdot H_t$$

La potencia ***P_v*** perdida a causa de las pérdidas volumétricas sería,

$$P_v = \gamma \cdot q \cdot |H_t|$$

Potencia exterior en el eje, P_e

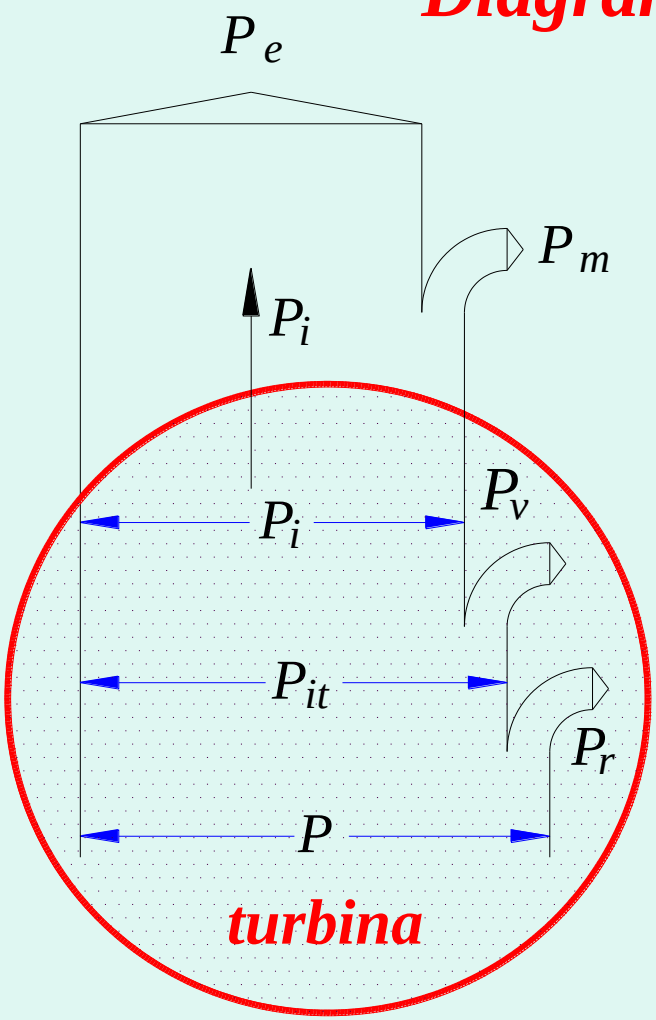
Es la potencia medida exteriormente en el eje, y recibe otros nombres como ***potencia efectiva*** y ***potencia al freno*:**

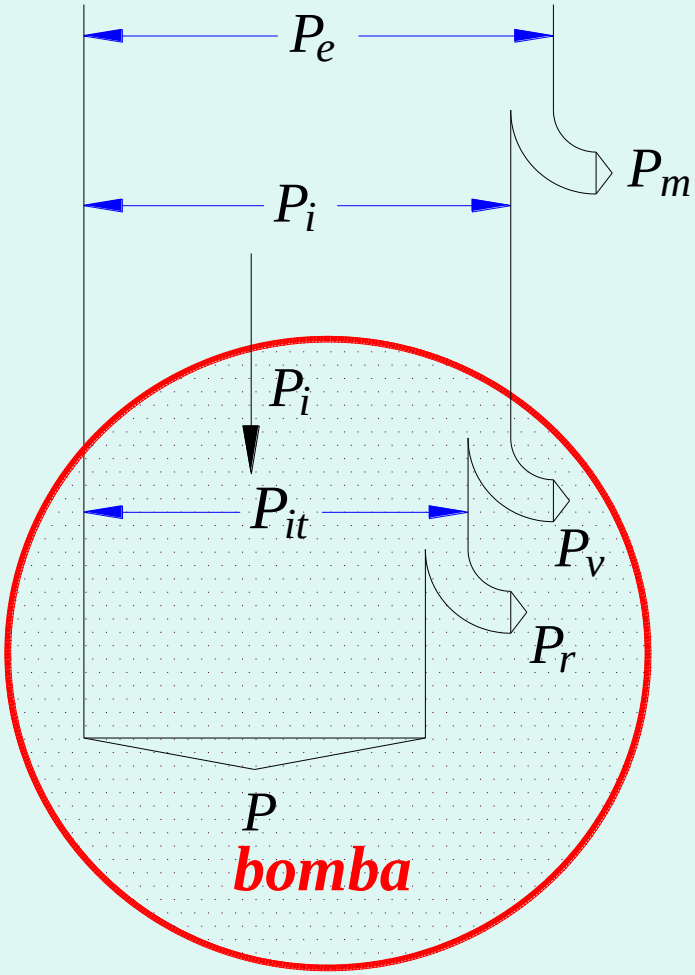
$$P_e = |P_i - P_m|$$

$$P_e = M \cdot \omega$$

Se obtiene midiendo en un banco de pruebas el ***par motor M*** y la ***velocidad angular ω.***

Diagramas de potencias



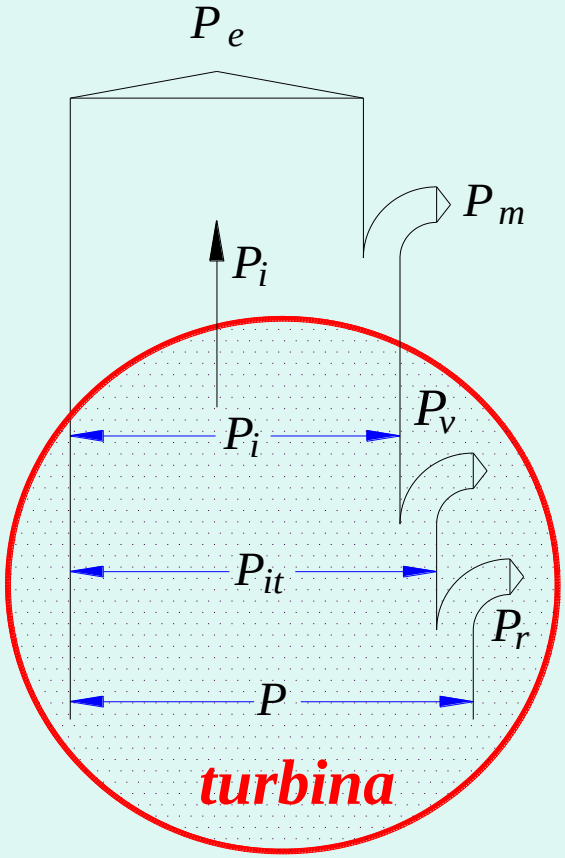


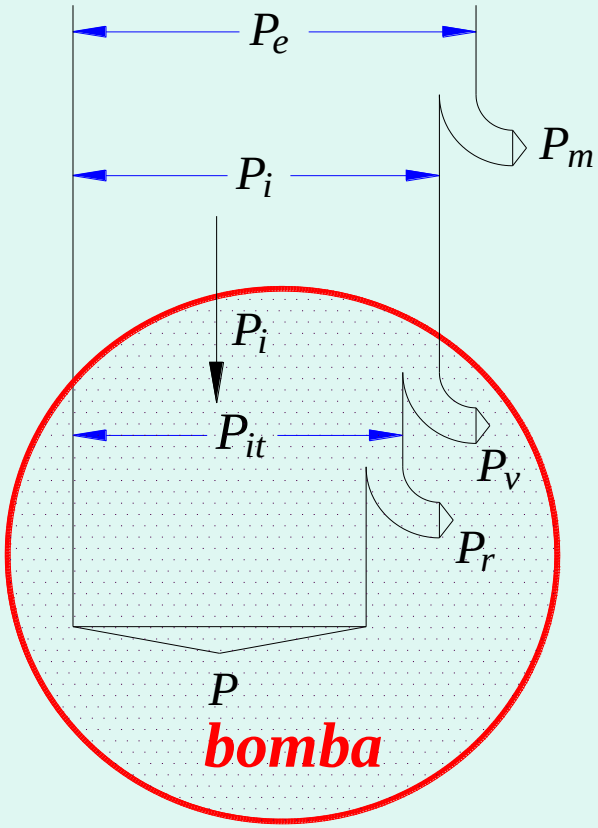
Rendimientos

Rendimiento hidráulico η_h

$$\eta_h = \frac{P_{it}}{P} = \frac{H_t}{H}$$

$$\eta_h = \frac{P}{P_{it}} = \frac{H}{H_t}$$

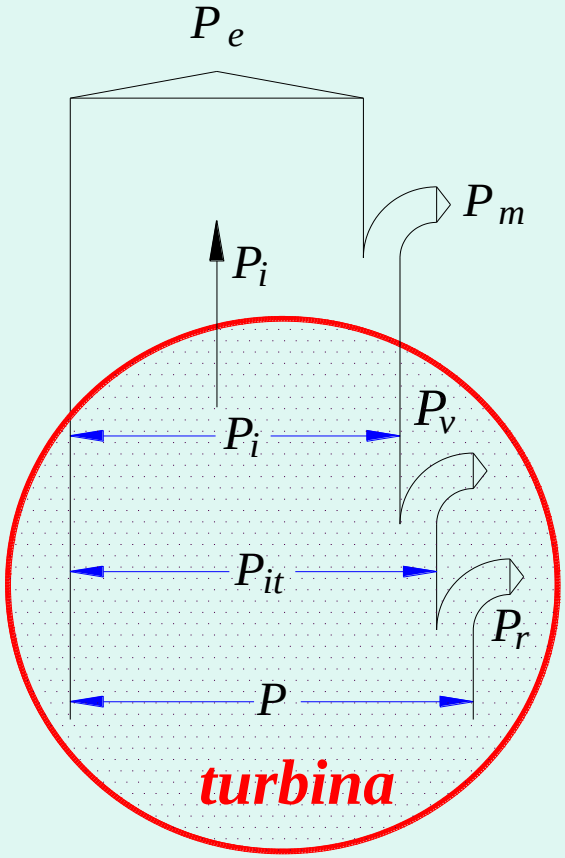


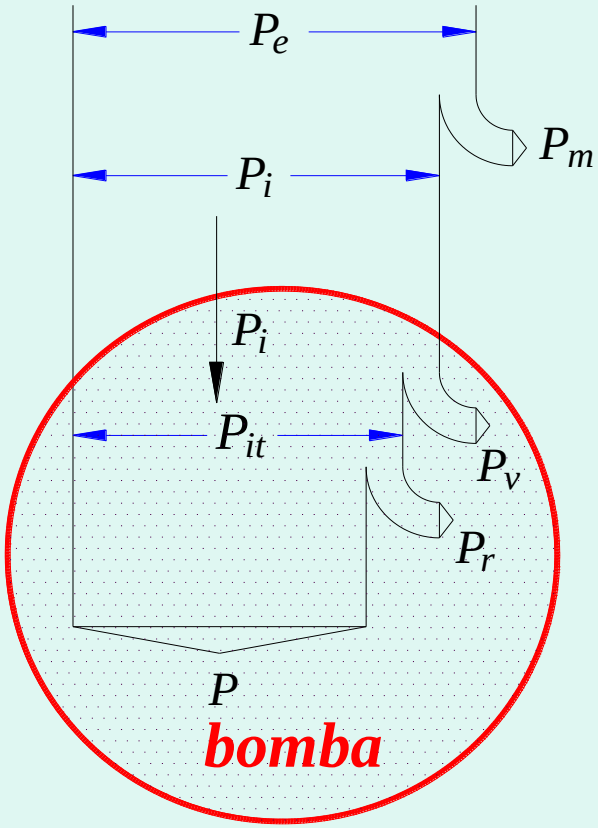


Rendimiento volumétrico, η_v

$$\eta_v = \frac{P_i}{P_{it}} = \frac{Q-q}{Q}$$

$$\eta_v = \frac{P_{it}}{P_i} = \frac{Q}{Q+q}$$

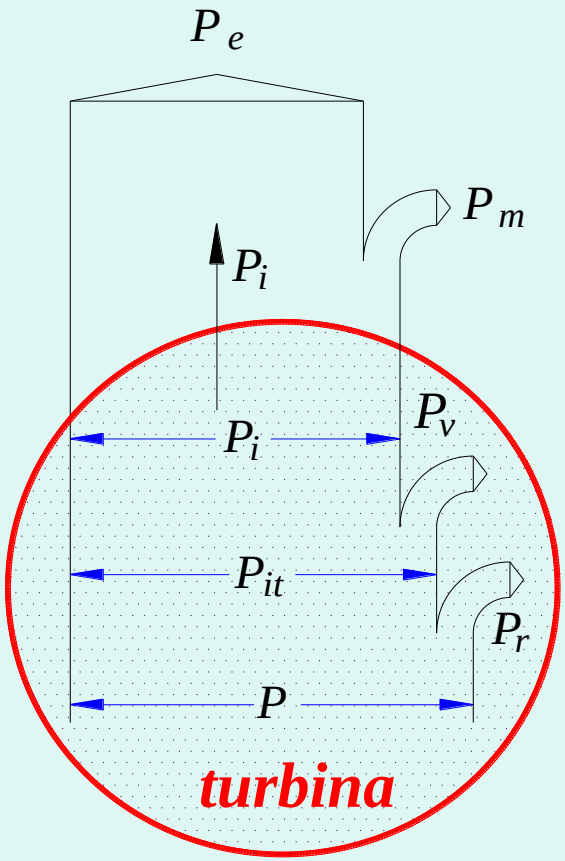


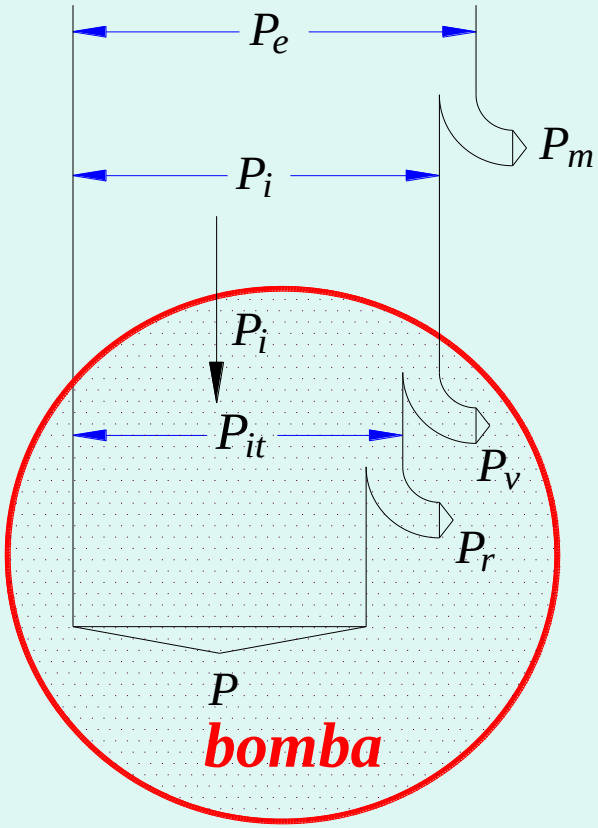


Rendimiento mecánico, η_m

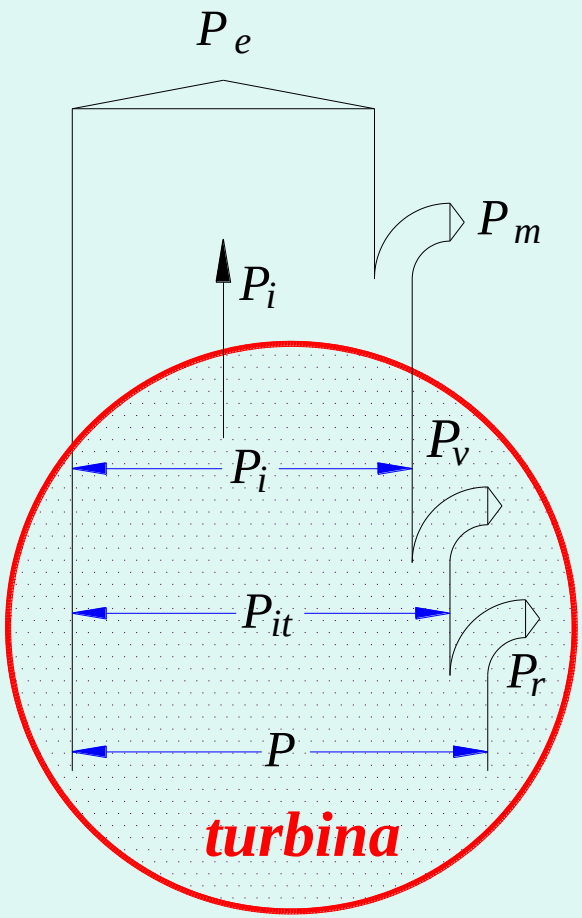
$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e}$$





Rendimiento global, η (turbina)



$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q \cdot H}$$

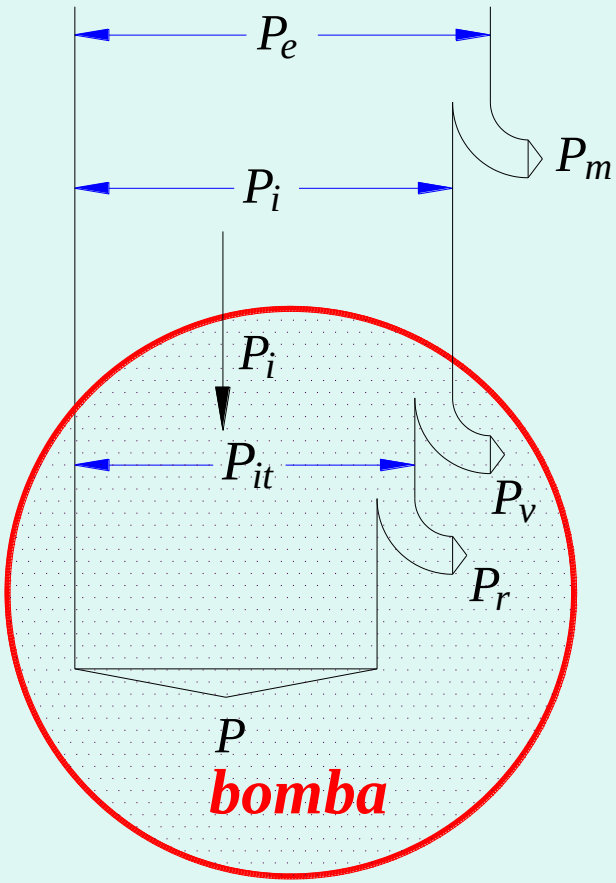
$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{P_e}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{it}} \cdot \frac{P_{it}}{P}$$

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

Rendimiento global, η (bomba)

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega}$$

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$



Hay que trabajar sobre los tres rendimientos para aumentarlos en lo posible.

TEORÍA ELEMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS

Las ecuaciones anteriores son más bien definiciones y fórmulas de comprobación. Ninguna de ellas relaciona la geometría de la máquina con las prestaciones.

La ***ecuación de Euler*** que vamos a desarrollar, a pesar de sus hipótesis simplificativas, sigue siendo una buena herramienta para estimar el diseño de una turbomáquina y/o para predecir comportamientos de la misma.

Introducción

Antes de demostrar la ***ecuación de Euler***, analicemos algunas cuestiones preliminares que nos ayudarán a comprender mejor el sentido físico de la misma.

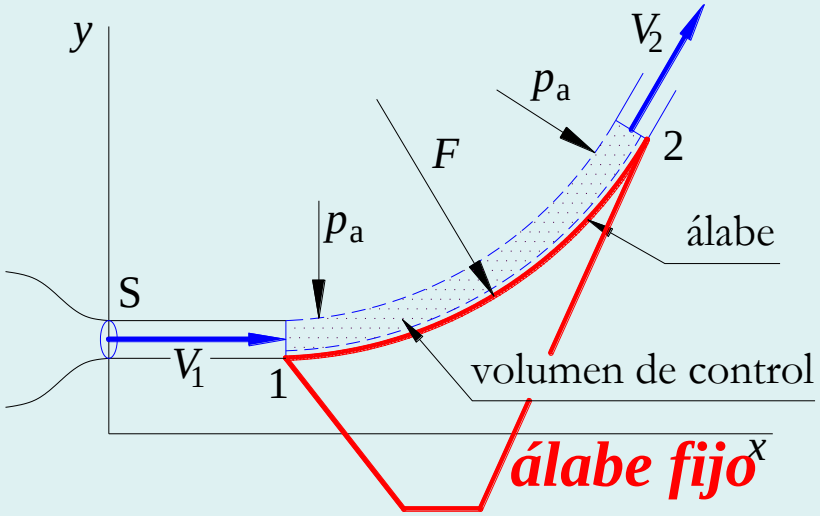
Álabe fijo

Fuerza sobre un conducto corto:

$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \rho \cdot Q \cdot (\vec{V_1} - \vec{V_2})$$

valdría en este caso ($p_1 = p_2 = p_a = 0$),

$$\vec{F} = \rho \cdot S \cdot V_1 \cdot (\vec{V_1} - \vec{V_2})$$



Álabe móvil

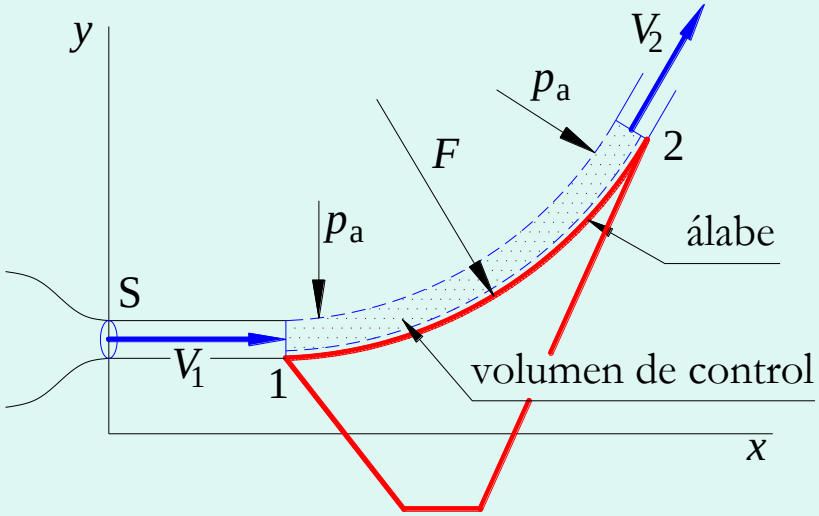
c* = *velocidad absoluta $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}$

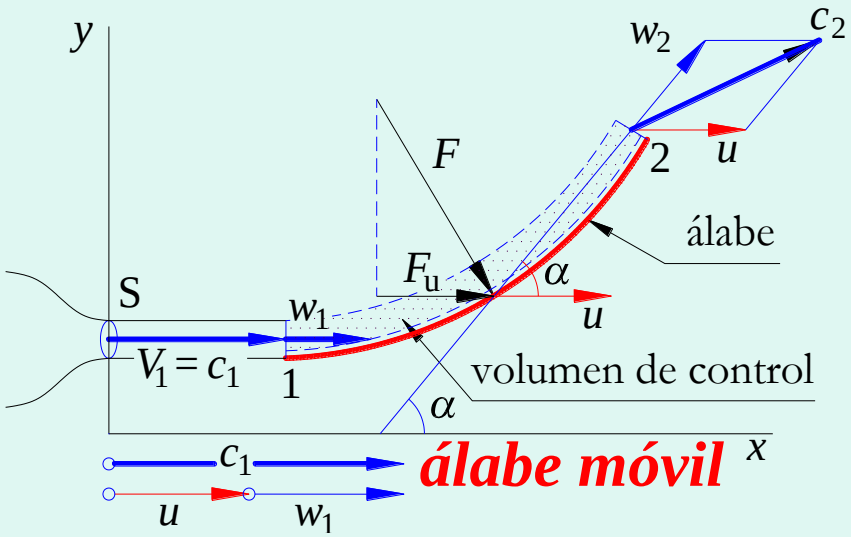
u* = *velocidad del álabe

w* = *velocidad relativa

caudal que sale de la ***tobera*** = $\rho \cdot S \cdot c_1$

caudal en ***volumen de control*** = $\rho \cdot S \cdot w_1$



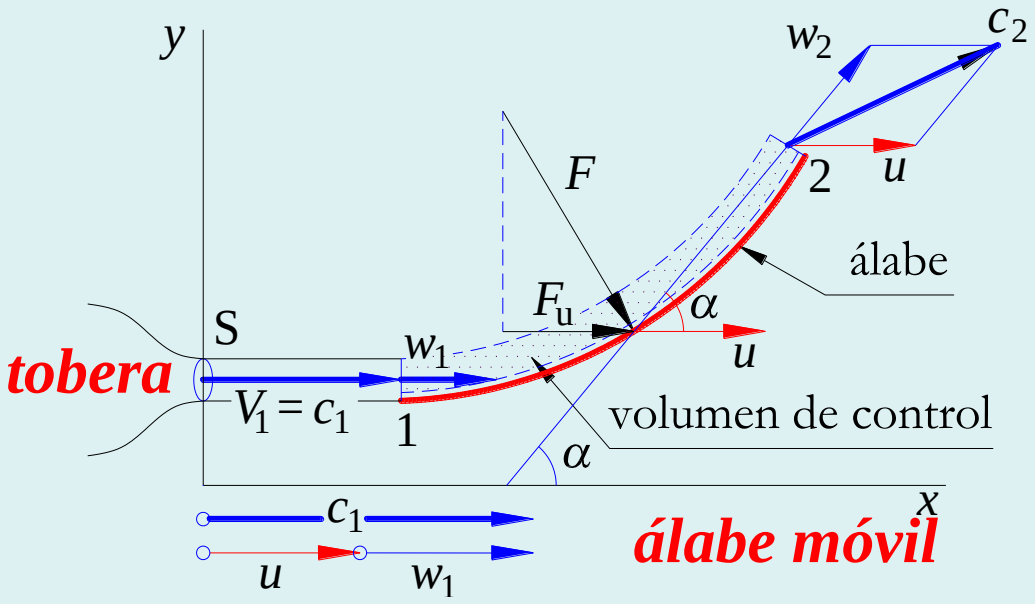


Álabe móvil

La diferencia de caudal, entre lo que sale de la ***tobera fija*** y lo que entra en el ***volumen de control***, se utilizaría en alargar el chorro.

Triángulo de velocidades a la salida $(w_1 \approx w_2)$

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$$

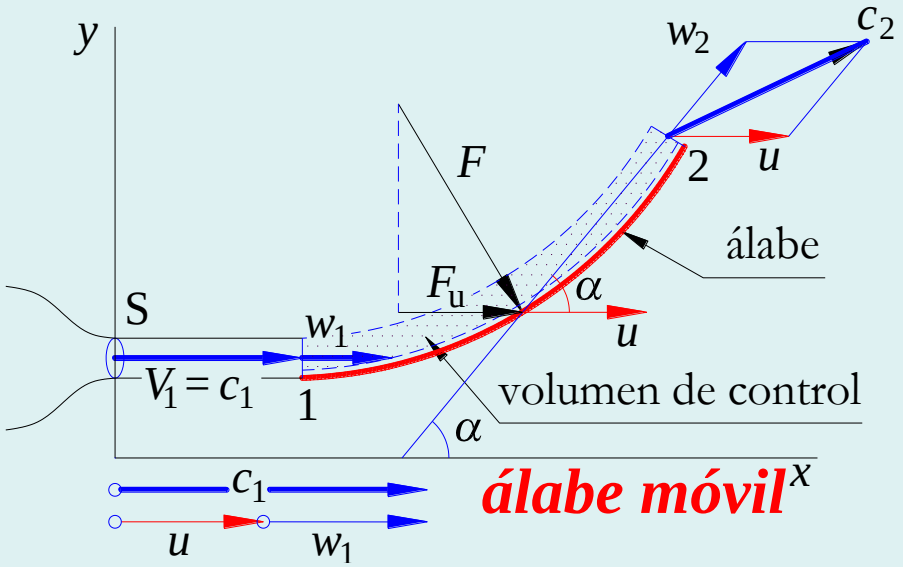


Fuerza sobre el álabe

Es la fuerza provocada por el caudal $\rho \cdot S \cdot w_1$ al cambiar su dirección de $\vec{w}_1$ a $\vec{w}_2$

$$\vec{F} = \rho \cdot S \cdot w_1 \cdot (\vec{w}_1 - \vec{w}_2)$$

En el álabe fijo intervienen las $\vec{c}$ y en el álabe móvil las $\vec{w}$.



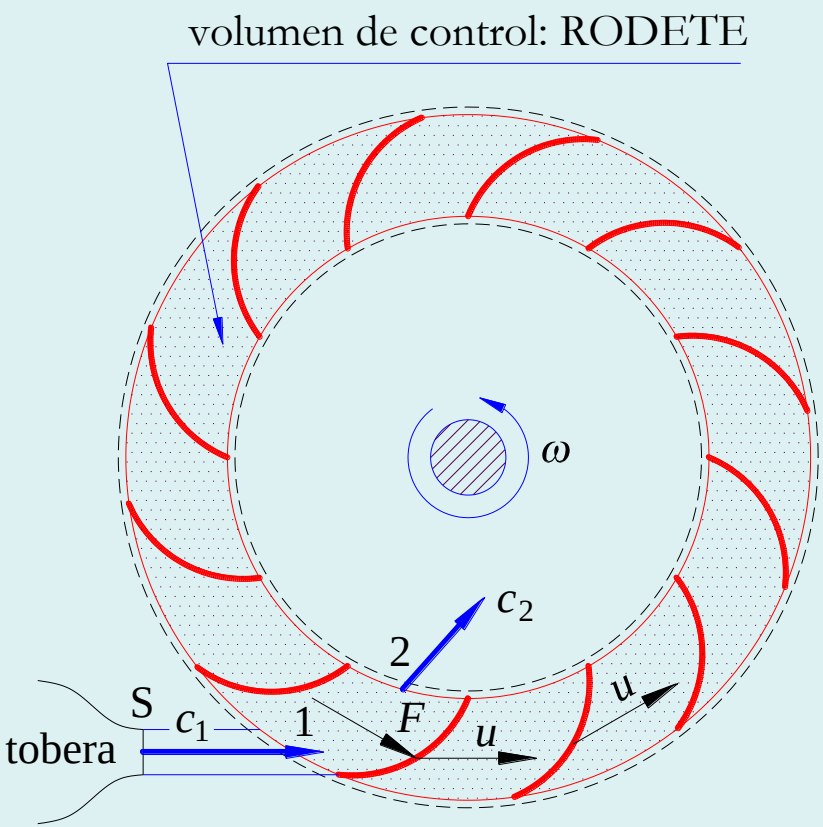
Potencia desarrollada

$$P = F_u \cdot u$$

a costa lógicamente de la cedida por el flujo.

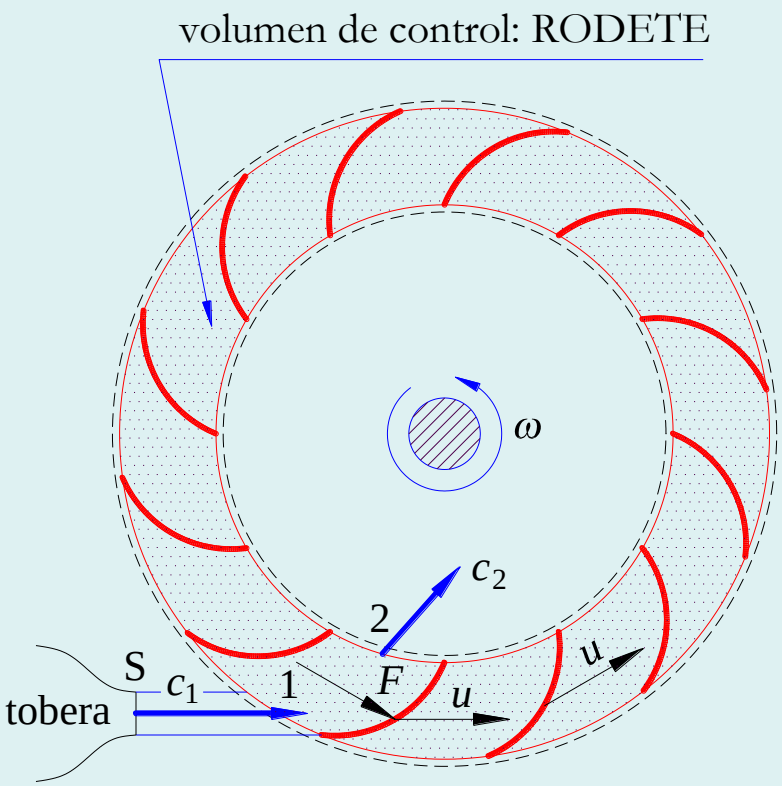
Rodete

Si alrededor de una rueda ***libre*** colocamos álabes, siempre habrá uno que sustituya al que se aleja. El conjunto formarán ***un todo (rodete)*** que es el ***volumen de control*** a considerar.



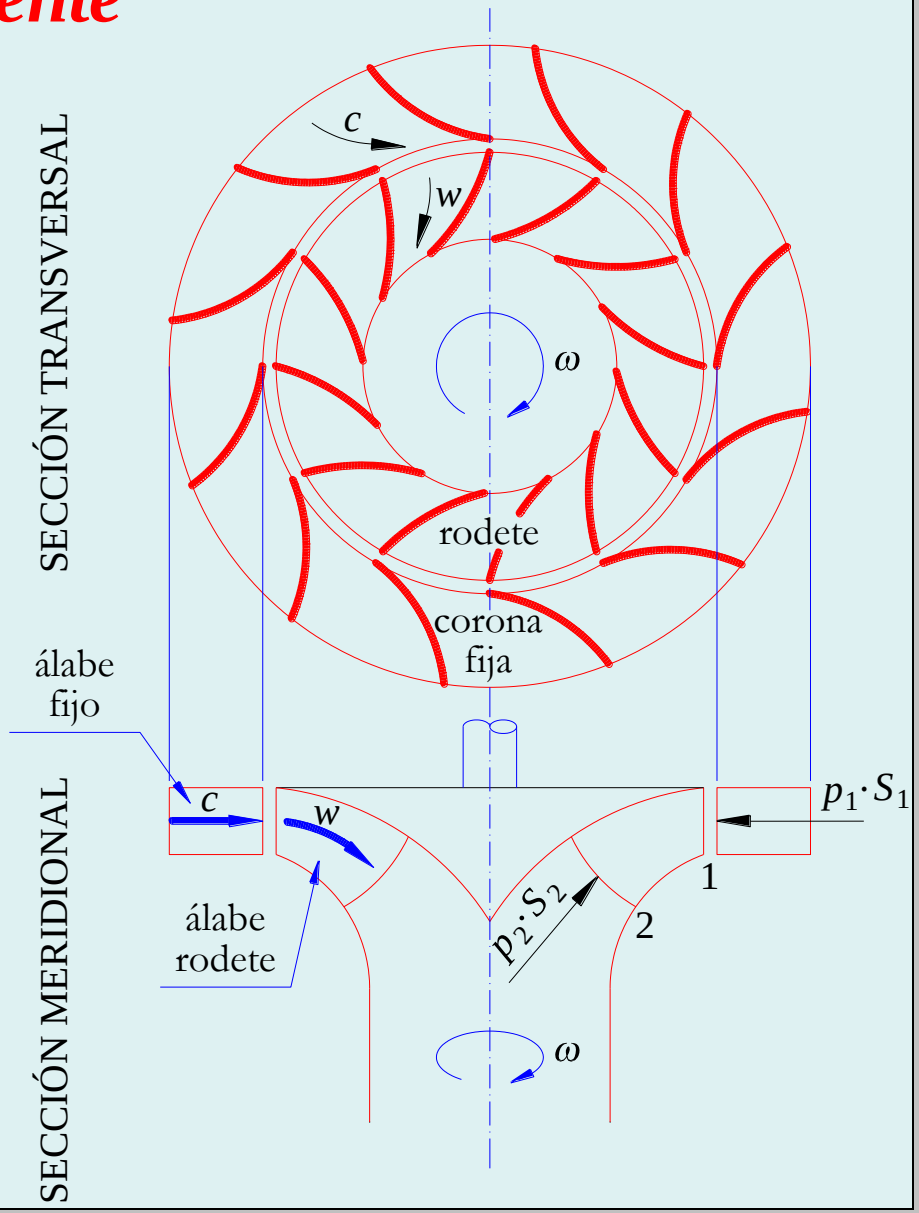
El caudal másico de entrada en dicho ***volumen de control*** no es ahora $\rho \cdot S \cdot w_1$, si no $\rho \cdot S \cdot c_1$, pues no hay alargamiento del chorro: las velocidades a considerar son las ***absolutas*:**

$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \rho \cdot S \cdot c_1 \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$$



Caso general y más frecuente

Las toberas son sustituidas por una ***corona fija*** de álabes, que es alimentada a través de una cámara en espiral. Es de ***admisión total***: el flujo entra en ***rodete*** por toda su periferia.




cámara espiral

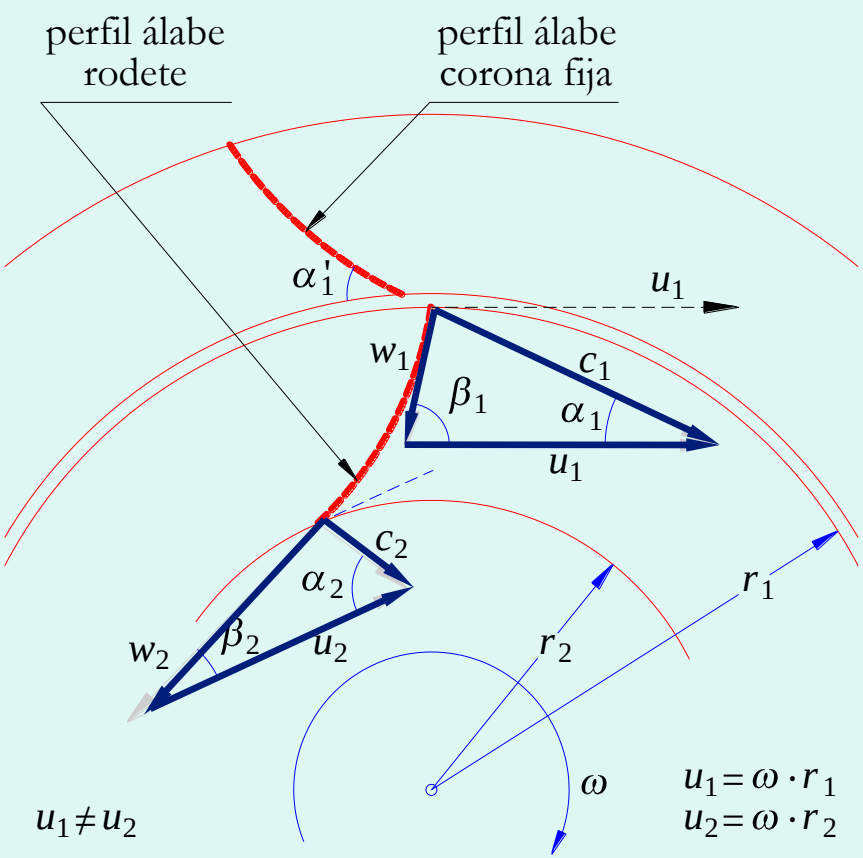
Triángulos de velocidades

c velocidad absoluta (del flujo)
u velocidad tangencial (del rodete)
w velocidad relativa (del flujo)
α ángulo velocidad absoluta con tangencial
β ángulo velocidad relativa con tangencial

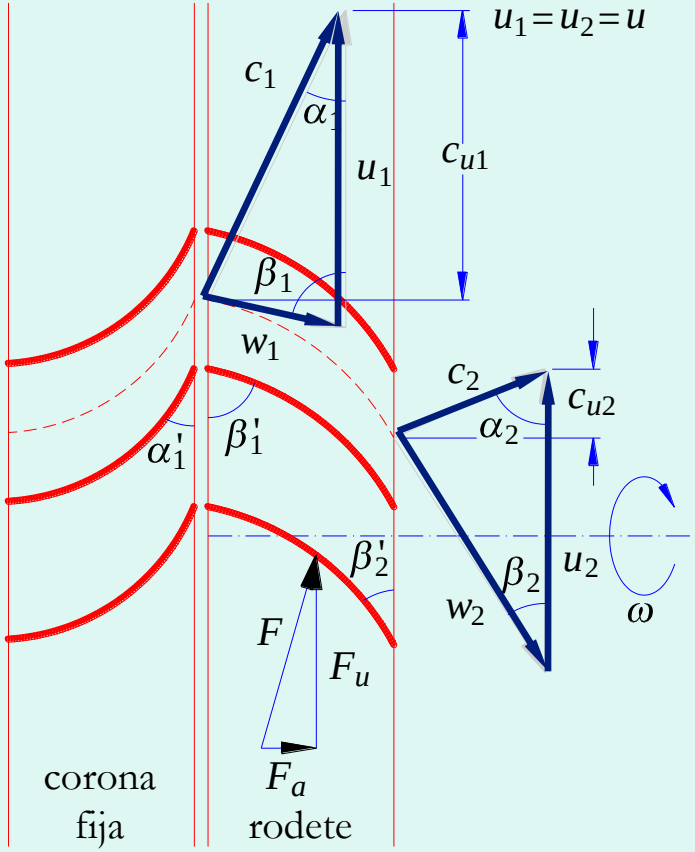
Con subíndice $_{(1)}$ para el triángulo de entrada y con subíndice $_{(2)}$ para el de salida.

Triángulos de velocidades

Para evitar choques a la entrada del rodete, w_1 ha de ser tangente al álabe.



PORCIÓN AMPLIADA (fig. 11-17)



TURBINA AXIAL DE VAPOR

Velocidades tangenciales

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \qquad u_2 = \omega \cdot r_2$$

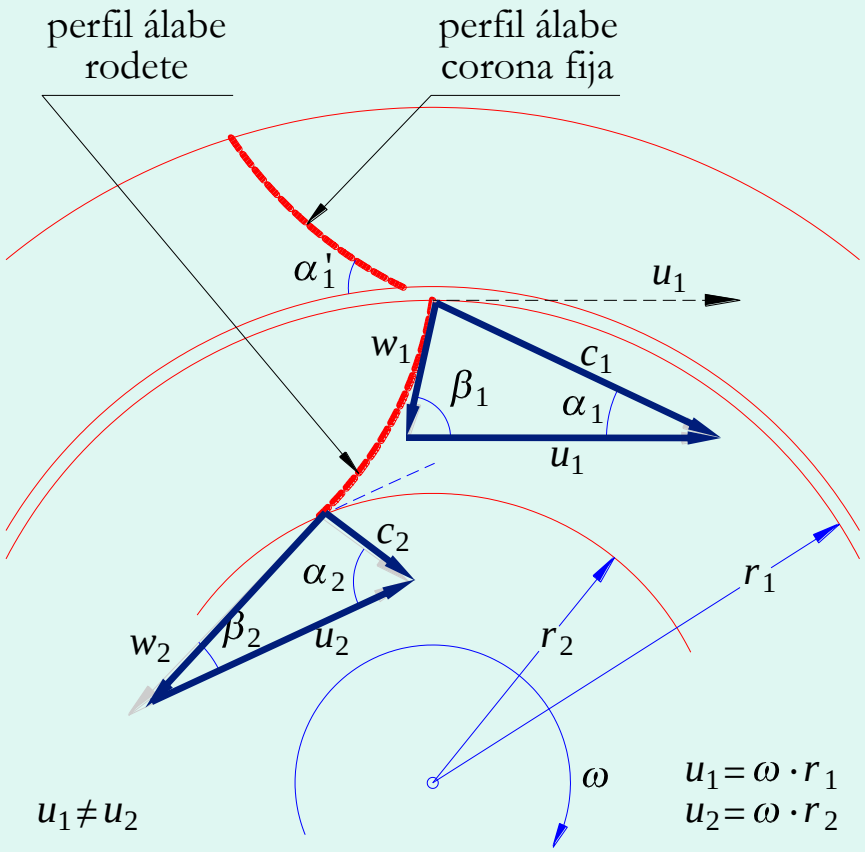
Triángulo de entrada

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 = \vec{w}_1$$

Triángulo de salida

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 = \vec{w}_2$$

El triángulo de velocidades de entrada, c_1 u_1 w_1, va variando en el recorrido del flujo por el rodete, resultando al final el de salida, c_2 u_2 w_2.



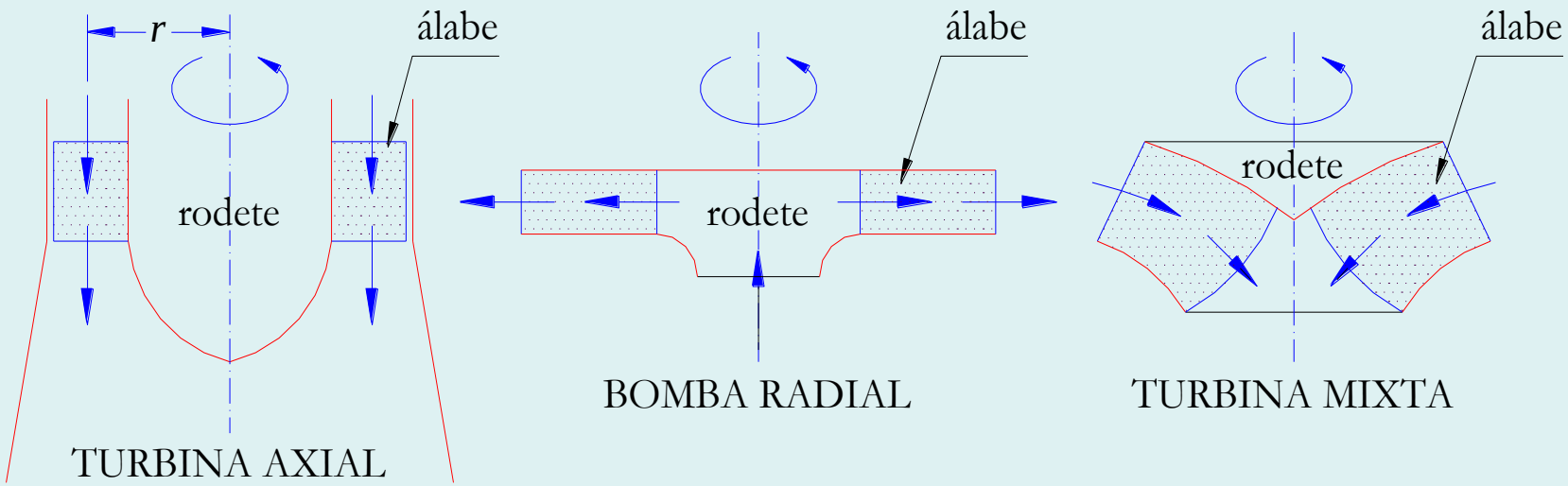
PORCIÓN AMPLIADA (fig. 11-17)

Ecuación de Euler

En el caso más general de turbomáquinas de reacción ($p_1 \neq p_2$), la fuerza sobre los álabes del rodete sería,

$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \dot{m} \cdot (\vec{c_1} - \vec{c_2})$$

Las fuerzas $p_1 \cdot S_1$ y $p_2 \cdot S_2$ que actúan sobre las secciones de entrada y de salida del *rodete*, o son paralelas al eje (axiales) o cortan al eje: ***no contribuyen al giro del motor.***



El par motor es pues provocado, en cualquier caso, sólo por las fuerzas, $\dot{m}\cdot\vec{c}_1$ y $\dot{m}\cdot\vec{c}_2$:

$$M = M_1 - M_2 = \dot{m}\cdot c_{u1}\cdot r_1 - \dot{m}\cdot c_{u2}\cdot r_2$$

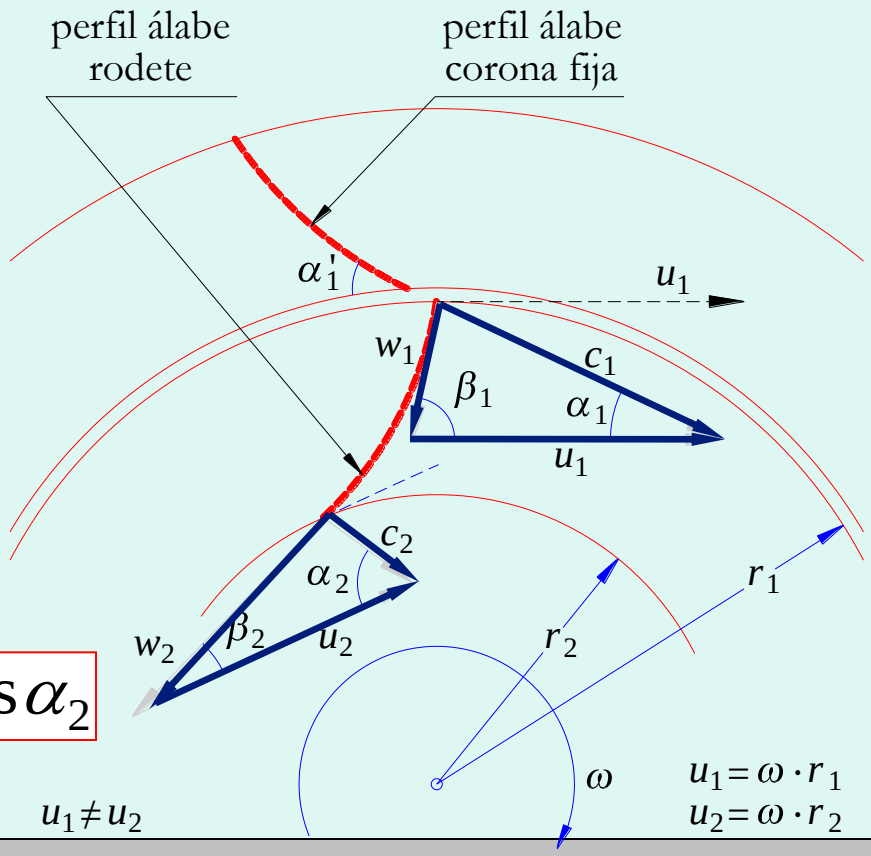
$$P_i = M\cdot\omega = \dot{m}\cdot c_{u1}\cdot r_1\cdot\omega - \dot{m}\cdot c_{u2}\cdot r_2\cdot\omega$$

$$P_i = \dot{m}\cdot(c_{u1}\cdot u_1 - c_{u2}\cdot u_2)$$

Dividiendo por $\dot{m}$ obtenemos la energía que se consigue de cada kg de fluido que pasa por el interior del ***rodete***:

$$W_t = c_{u1}\cdot u_1 - c_{u2}\cdot u_2$$

$$\boxed{W_t = u_1\cdot c_1\cdot\cos\alpha_1 - u_2\cdot c_2\cdot\cos\alpha_2}$$



$$\boxed{W_t = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2}$$

ecuación fundamental de las turbomáquinas, o ecuación de Euler.

a) es aplicable a líquidos y a gases;
b) no depende de la trayectoria del fluido en del ***rodete***; sólo de los triángulos de entrada (1) y de salida (2) del mismo;
c) es aplicable con independencia de las condiciones de funcionamiento.

El estudio es muy elemental:

- no incluye el análisis de pérdidas
- supone que los álabes guían perfectamente al flujo, lo que sería cierto si imaginamos infinitos álabes sin espesor material; lo que se conoce como ***teoría unidimensional y/o teoría del número infinito de álabes.***

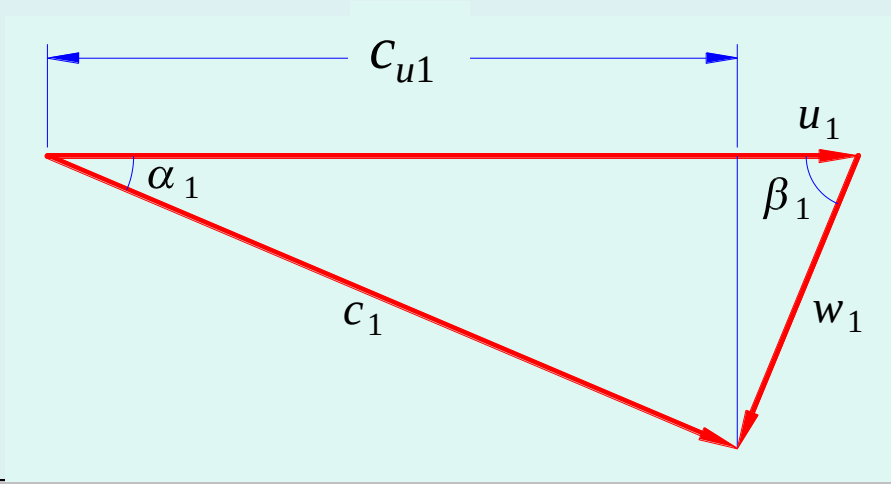
Segunda forma de la ecuación de Euler

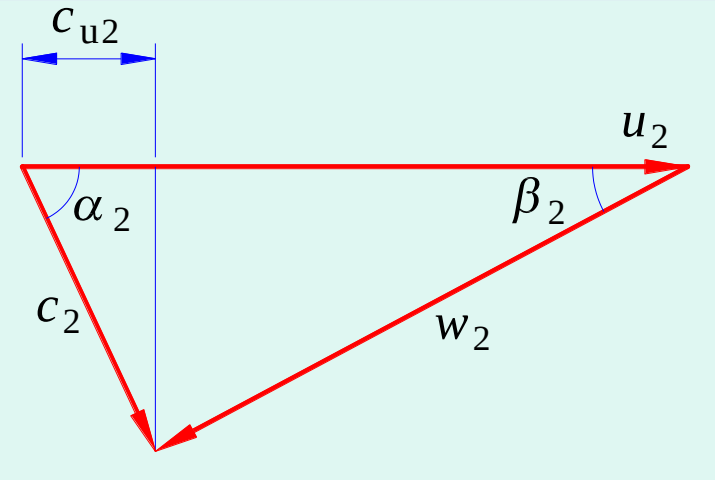
Diferentes condiciones de trabajo originan diferentes triángulos de velocidades. Sea cual fuere su forma:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$$

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$$





$$\boxed{W_t = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}$$

Turbinas: W_t es positivo: centrípetas ($u_1 > u_2$)
Bombas: W_t es negativo: centrífugas ($u_1 < u_2$)

Para H pequeñas, tanto en turbinas como en bombas, convendrá el flujo axial ($u_1 = u_2$):

$$W_t = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

En general, si W_{r12} fuese despreciable,

$$W_t = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} \qquad \frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

En las turbomáquinas axiales **($u_1 = u_2$)**, la variación ***energía de presión*** en el rodete se traduce en una variación en sentido contrario de la ***energía cinética relativa*** del flujo.

SEMEJANZA EN TURBOMÁQUINAS

A menos que se trate de fluidos muy viscosos, la situación del flujo en turbomáquinas es independiente del número de ***Reynolds*.**

En tal caso, para la semejanza ***cinemática***, sólo vamos a exigir,

a) semejanza ***geométrica*: $L_p/L_m = \lambda$**

b) condiciones ***análogas*** de funcionamiento (triángulos de velocidades ***semejantes***):

$$\frac{c_p}{c_m} = \frac{u_p}{u_m} = \frac{w_p}{w_m}$$

Las hipótesis anteriores conducen a buenos resultados, a excepción de los ***rendimientos*** que resultan peores en tamaños menores, a causa de las pérdidas intersticiales. Según Moody,

$$\frac{1-\eta_m}{1-\eta_p} = \lambda^{1/4}$$

EJERCICIO

En el ensayo del modelo de una turbina con escala $\lambda = 5$, se determina un rendimiento óptimo $\eta = 0{,}85$. Estímese el del prototipo en las mismas condiciones de trabajo.

Solución

$$\frac{1-\eta_{\mathrm{m}}}{1-\eta_{\mathrm{p}}} = \lambda^{1/4}; \qquad \frac{1-0{,}85}{1-\eta_{\mathrm{p}}} = 5^{1/4}$$

$$\eta_{\mathrm{p}} = 0{,}90$$

Relación de velocidades y alturas

Puesto que dimensionalmete $V^2/2g = H$,

$$\boxed{\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}}$$

Relación de velocidades y revoluciones

$$u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_p}{60} \qquad u_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60}$$

$$\frac{u_p}{u_m} = \frac{D_p}{D_m} \cdot \frac{n_p}{n_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

$$\boxed{\frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}}$$

Relaciones de semejanza en turbinas

1. $n = n(\lambda, H)$
2. $Q = Q(\lambda, H)$
3. $P_e = P_e(\lambda, H)$

$$\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2} \qquad \frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

1. *Relación de número de revoluciones*

$$\boxed{\frac{n_p}{n_m} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}}$$

2. *Relación de caudales*

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \frac{c_p}{c_m} \qquad \frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

$$\boxed{\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}}$$

3. *Relación de potencias*

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_p \cdot \gamma_p \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_m \cdot \gamma_m \cdot Q_m \cdot H_{mp}}$$

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_p}{\eta_m} \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_m} \cdot \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}$$

En turbinas hidráulicas $\lambda_p = \lambda_m$; si además se supone el mismo rendimiento para toda una familia,

$$\boxed{\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}}$$

Estas tres relaciones tienen validez conjuntamente, pero pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

Relaciones de semejanza en bombas

1. $H = H(\lambda, n)$
2. $Q = Q(\lambda, n)$
3. $P_e = P_e(\lambda, n)$

$$\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2} \qquad \frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

1. *Relación de alturas*

$$\boxed{\frac{H_p}{H_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2}$$

2. *Relación de caudales*

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \frac{c_p}{c_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

$$\boxed{\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^3 \cdot \frac{n_p}{n_m}}$$

3. *Relación de potencias*

$$\frac{P_{e\mathrm{p}}}{P_{e\mathrm{m}}} = \frac{\gamma_{\mathrm{p}} \cdot Q_{\mathrm{p}} \cdot H_{\mathrm{p}} / \eta_{\mathrm{p}}}{\gamma_{\mathrm{m}} \cdot Q_{\mathrm{m}} \cdot H_{\mathrm{m}} / \eta_{\mathrm{m}}}$$

$$\boxed{\frac{P_{e\mathrm{p}}}{P_{e\mathrm{m}}} = \frac{\eta_{\mathrm{m}}}{\eta_{\mathrm{p}}} \cdot \frac{\gamma_{\mathrm{p}}}{\gamma_{\mathrm{m}}} \cdot \lambda^5 \cdot \left(\frac{n_{\mathrm{p}}}{n_{\mathrm{m}}}\right)^3}$$

Lo más frecuente es que $\boldsymbol{\gamma_{\mathrm{p}} = \gamma_{\mathrm{m}}}$

Las tres relaciones anteriores tienen validez conjuntamente, pero pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

Se podrían aplicar a una misma bomba **(λ = 1)** si queremos analizar cómo se comporta con diferentes velocidades de giro.

Velocidad específica de las turbinas hidráulicas

$$\frac{n_{\mathrm{p}}}{n_{\mathrm{m}}} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{H_{\mathrm{p}}}{H_{\mathrm{m}}} \right)^{1/2} \qquad \frac{P_{e\mathrm{p}}}{P_{e\mathrm{m}}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_{\mathrm{p}}}{H_{\mathrm{m}}} \right)^{3/2}$$

eliminamos λ entre ambas:

$$\frac{n_{\mathrm{p}} \cdot P_{e\mathrm{p}}^{1/2}}{H_{\mathrm{p}}^{5/4}} = \frac{n_{\mathrm{m}} \cdot P_{e\mathrm{m}}^{1/2}}{H_{\mathrm{m}}^{5/4}} = \frac{n \cdot P_{e}^{1/2}}{H^{5/4}} = \text{constante}$$

que tiene que verificarse para toda una familia ***geométricamente semejante*** en condiciones análogas de funcionamiento.

En condiciones de *diseño* **(*)**, a la constante anterior se le llama ***velocidad específica de turbinas*** n_s, y su valor distingue a una familia de otra:

$$\boxed{n_s = \frac{n \cdot P_e^{*1/2}}{H^{*5/4}}}$$ **(dimensional)**

ya que sus unidades frecuentes son: n **rpm,** P_e **CV,** H **m**

Jugando con n (3000, 1500, 1000, 750,...rpm) podemos resolver una misma situación (H y P_e dados) con distintas familias y/o distinto valor de n_s.

Más conveniente sería expresar n_s en forma **adimensional,** aunque no es frecuente:

$$\boxed{n_{so} = \frac{\omega \cdot P_e^{*1/2}}{\rho^{1/2} \cdot (g \cdot H^*)^{5/4}}}$$

Velocidad específica en bombas hidráulicas

$$\frac{H_p}{H_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2 \qquad \frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^3 \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

Eliminando λ entre ambas se obtiene la ***velocidad específica de bombas n_q*:**

$$\boxed{n_q = \frac{n \cdot Q^{*1/2}}{H^{*3/4}}}$$ **(dimensional)**

Las unidades frecuentes para medir n_q son: ***n* rpm, *Q* m³/s, *H* m.** Jugando con ***n***, podemos resolver una misma situación (*H* y *Q* dados) con distintas familias y/o distinto valor de n_q.

La forma **adimensional** de n_q es,

$$\boxed{n_{qo} = \frac{\omega \cdot Q^{*1/2}}{(g \cdot H^*)^{3/4}}}$$