

APROVECHAMIENTOS HIDROELÉCTRICOS



Potencia Hidráulica

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

Las centrales hidroeléctricas son consideradas, desde el punto de vista de la dificultad de ponerlas en régimen, como **duras**.

Por eso es importante que su entorno de trabajo tenga poca variabilidad (que no fluctúe demasiado).

Primeramente veremos de forma rápida cómo tener un caudal (+/-) constante.

Para ello hay que realizar un análisis conocido como **regulación de caudales**.



REGULACION DE CAUDALES

- ➡ La función de los reservorios es almacenar en las épocas de excesos para poder atender las demandas en las épocas de déficit.
- ➡ La ocurrencia de caudales es aleatoria \Rightarrow no hay posibilidad de previsión a largo plazo.
- \Rightarrow No es posible prever con precisión el tamaño de los reservorios para satisfacer las demandas de los períodos secos futuros.

En estas circunstancias tenemos 2 opciones:



 La dimensión óptima surgirá de un **COMPROMISO** entre:

Costo Construcción

↑

*Directamente Proporcional al
Tamaño*

↔

Costo Escasez

↑

*Inversamente Proporcional al
Tamaño*

OBSERVACION No hay que creer que un **VOLUMEN SUFICIENTEMENTE GRANDE** garantizará cualquier caudal (por qué ???)

OTROS PROBLEMAS Además de los ya apuntados, existen otros problemas, como:

- La demanda puede ser variable (inclusive aleatoria)
- Existen las pérdidas

PROBLEMA SIMPLIFICADO (SIN CONSIDERAR PERDIDAS)

Imaginemos que la demanda sea constante (**X**), entonces la ecuación de balance de masa a lo largo del período (de **N** intervalos) será:

$$S_o + \underbrace{\sum_{t=1}^N q_t}_{\text{Vol. que entra}} = N \cdot X + \underbrace{S_N}_{\text{Vol. que sale}}$$

Si consideramos que **S_o** debe ser igual a **S_N** :

$$\sum_{t=1}^N q_t = N \cdot X$$

PROBLEMA SIMPLIFICADO (SIN CONSIDERAR PERDIDAS)

Entonces, la máxima descarga constante que podría ser realizada en forma permanente y continua durante el período considerado (o sea, el **caudal regulado**) será:

$$X = \frac{\sum_{i=1}^N q_i}{N}$$

 **Caudal Módulo**
(promedio de largo período)

Si la capacidad del reservorio fuese *infinita*, el almacenamiento en cualquier intervalo (digamos el "j") será:

$$S_j = S_{j-1} + q_j - X$$

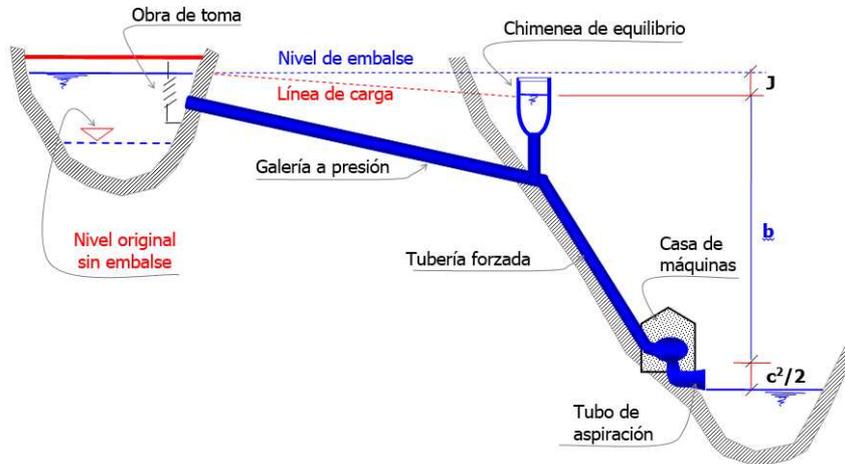
El almacenamiento al final del período j será igual al almacenamiento al inicio de ese período (o sea, al final del período j-1), más lo que entró en ese período, menos el caudal regulado X.

PRESAS Y SALTOS

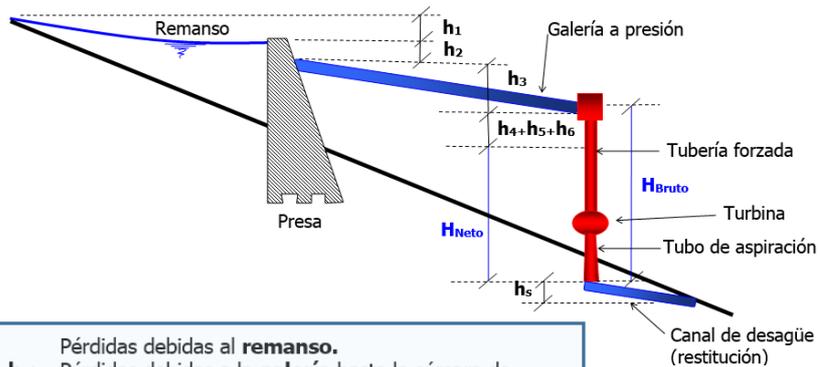


Hidráulica Aplicada

Esquema de un aprovechamiento hidroeléctrico



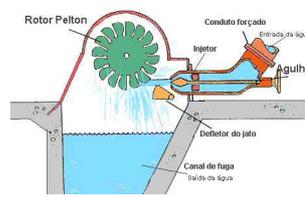
Aprovechamientos hidroeléctricos: Pérdidas y Salto Neto



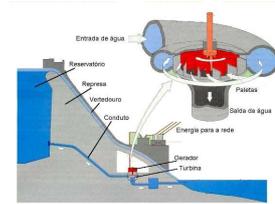
- h_1 : Pérdidas debidas al **remanso**.
- $h_2 + h_3$: Pérdidas debidas a la **galería** hasta la cámara de descarga, incl. las pérdidas en las **rejás** y **compuertas**.
- h_4 : Pérdidas debidas a la **tubería**.
- h_5 : Pérdidas debidas a la **turbina – tubo de aspiración**.
- h_6 : Pérdidas debidas al **canal de desagüe**.

Tipos de turbinas hidroeléctricas

Turbina Pelton

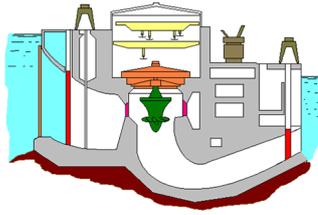
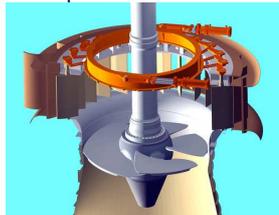


Turbinas Francis

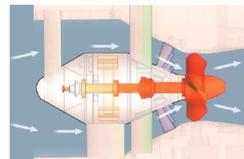
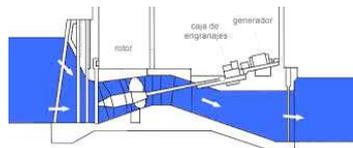


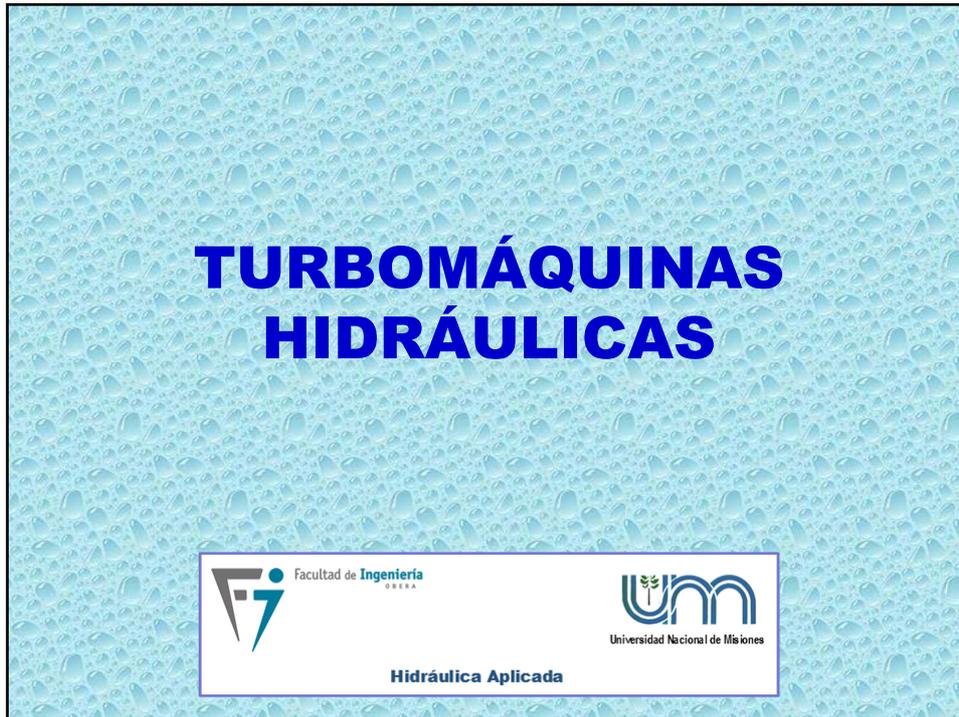
Tipos de turbinas hidroeléctricas

Turbinas Kaplan

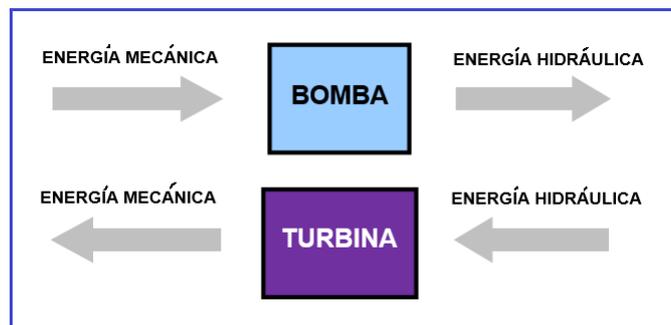


Turbinas Bulbo



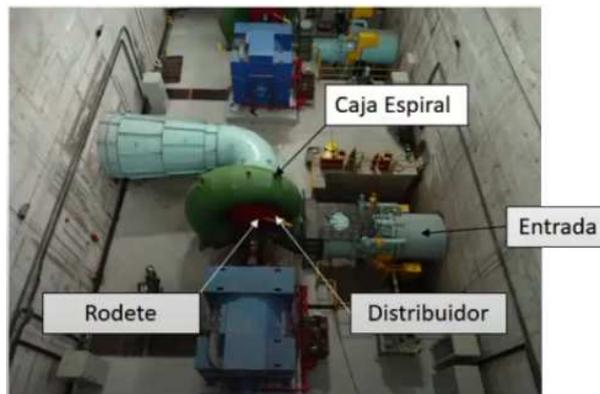


Una máquina es cualquier elemento que recibe un tipo de energía y restituye otro:



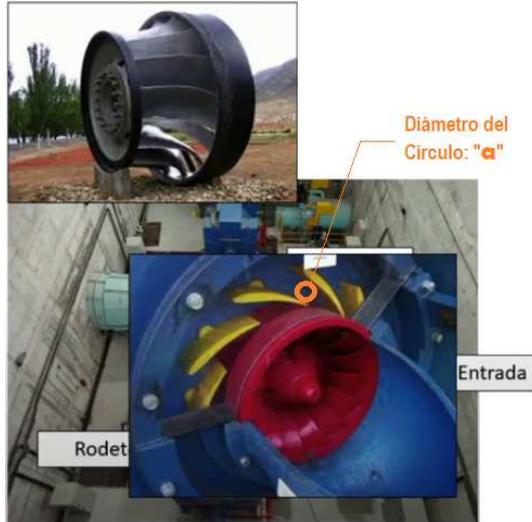


Turbinas: Su instalación



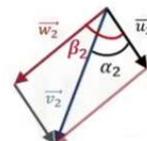
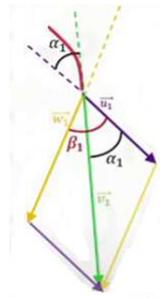
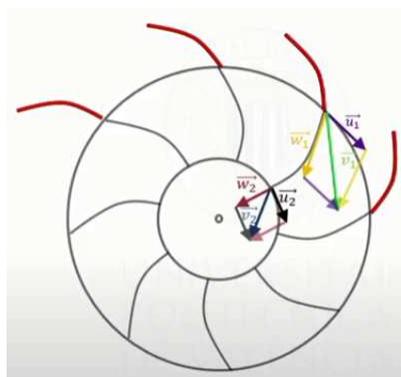
Fuente: <https://youtu.be/8eqHeJEPCw> -
Universitat Politècnica de València - UPV

Turbinas: Su instalación (continuac.)



Fuente: <https://youtu.be/8eqHeJEPCw> - Universitat Politècnica de València - UPV

Turbinas: Triángulos de velocidades



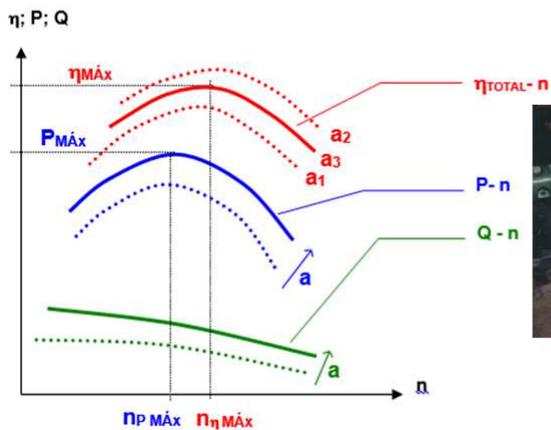
$$H_{t,\infty} = \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Fuente: <https://youtu.be/8eqHeJEPCw> - Universitat Politècnica de València - UPV



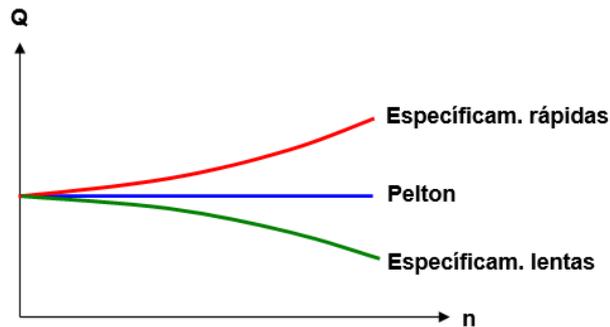
Curvas características

Si se supone que el rendimiento es independiente del salto, es decir que se mantienen las condiciones generales de similitud, podrían predecirse a partir de un conjunto de curvas como las de abajo todas las condiciones de funcionamiento de esa turbina. Pero esa suposición **NO** es real, por lo que es necesario la experimentación.



Curvas características

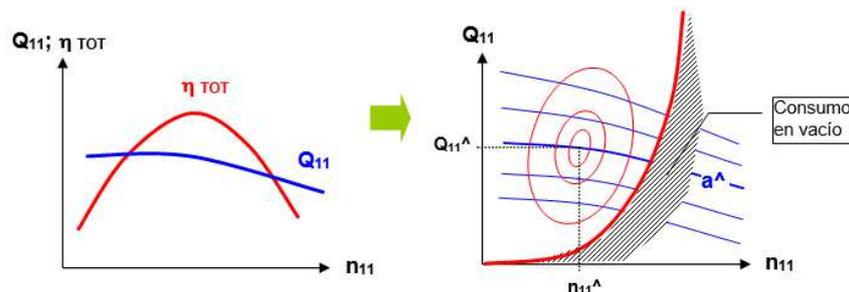
La diferencia ($n_{\eta \text{ MÁX}} - n_{P \text{ MÁX}}$) aumenta a medida que aumenta a .
 El $Q_{\text{MÁX}}$ y la $P_{\text{MÁX}}$ se dan para distribuidor completamente abierto, mientras que el $\eta_{\text{MÁX}}$ se da para aperturas menores.
 ¿Cómo se hace el ensayo de una turbina? Terminado el diseño, se construye un modelo a escala de la turbina completa (distribuidor – rodete – tubo de aspiración), se lo instala en un banco de ensayo y, manteniendo constante H y a , se varía n y se mide Q .



Curvas características

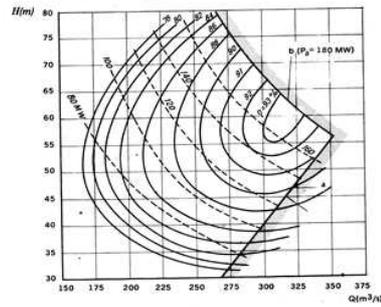
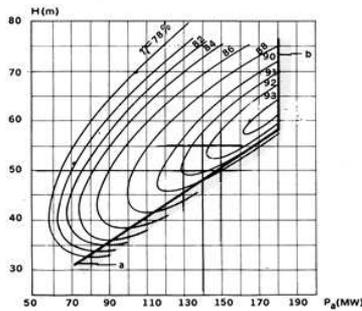
Si se trabaja con las variables sin transformar: curvas de características particulares. Se las utiliza en la explotación de las turbinas.
 Si se trabaja con magnitudes reducidas: diagrama universal de curvas características de un tipo de máquinas (aplicable a cualquier turbina con igual número específico).
 Las magnitudes reducidas son muy utilizadas pues compensan (corrigen) cualquier variación que se produzca en H (lo que es inevitable).

$$n_{11} = \frac{n \cdot d}{\sqrt{H}} \quad \text{y} \quad Q_{11} = \frac{Q}{d^2 \cdot \sqrt{H}}$$



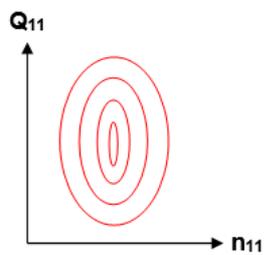
Curvas características

El operador de una turbina estará interesado en el comportamiento de esa máquina y no de una genérica, manteniendo cuidadosamente $n = cte$ ($n_{SINCRÓNICO} = \frac{f \cdot 60}{p}$). O sea, NO le interesarán las coordenadas unitarias.

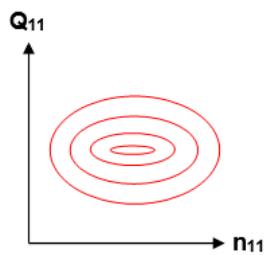


Diagramas de explotación para una turbina Francis de 6,3m de diám, n = 88,3 RPM

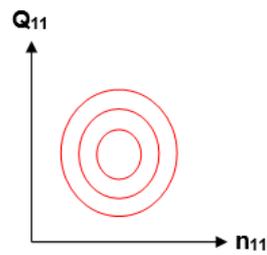
Selección de turbinas



T sensible a variaciones de H (ó n_{11}) [Pelton]

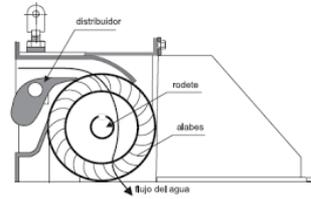
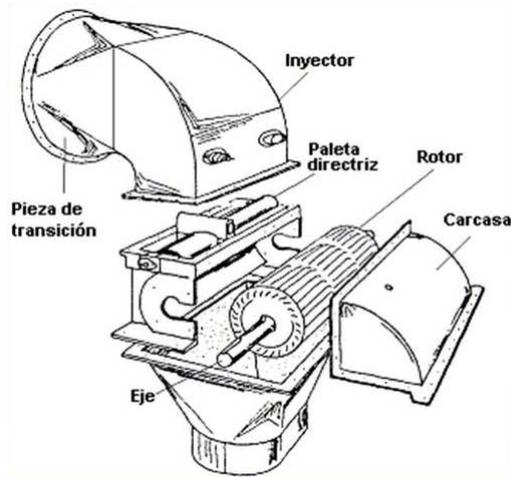


T sensible a variaciones de Q (ó Q_{11})



T poco sensible a variaciones de Q y H [Francis]

Las turbinas Michell - Banki



TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL-BANKI

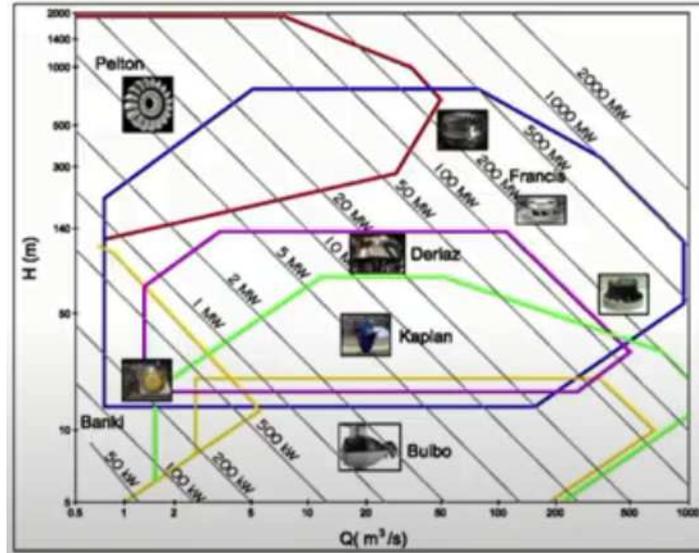


SELECCIÓN DE TURBINAS



Hidráulica Aplicada

Selección de turbinas



BOMBAS

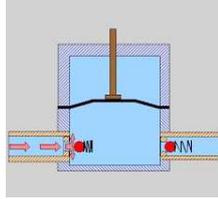
Funcionamiento

Facultad de Ingeniería
UNM
Universidad Nacional de Misiones

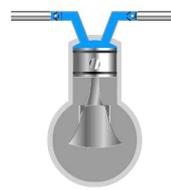
Hidráulica Aplicada

Tipos de bombas

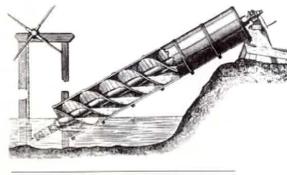
Bomba Aspirante-impelente



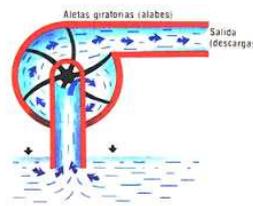
Bomba de Pistón



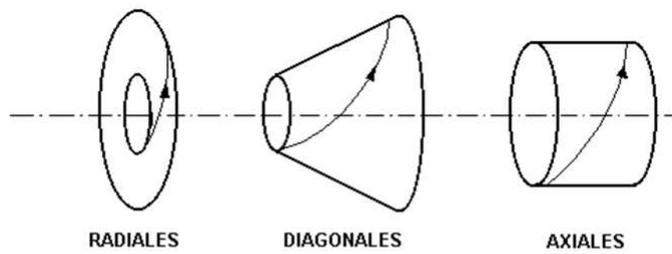
Tornillo de Arquímedes



Bomba Centrífuga



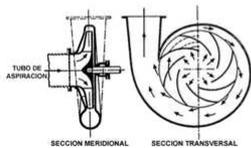
Tipos de bombas (turbomáquinas)



RADIALES

DIAGONALES

AXIALES

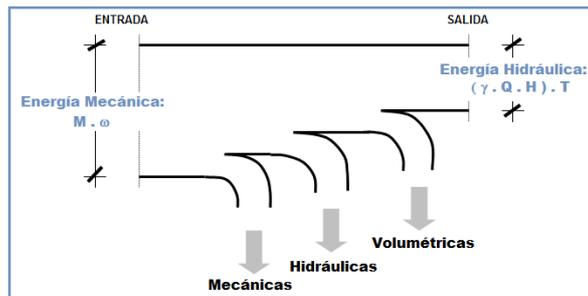


PÉRDIDAS

Comparando la energía hidráulica a la salida de la bomba y la energía mecánica que le entrega en su eje el motor, se puede ver que la primera es inferior a la segunda, o sea que entre la entrada y la salida ocurrieron pérdidas.

Las pérdidas entre la entrada y la salida de una bomba se pueden clasificar en:

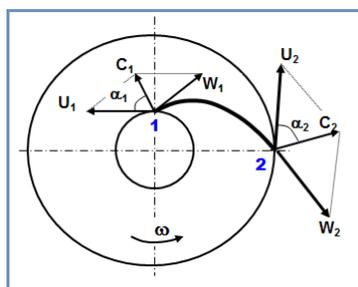
- Mecánicas;
- Hidráulicas;
- Volumétricas.



Pérdidas hidráulicas

Se producen:

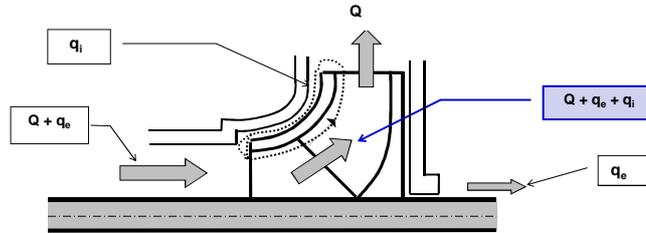
- cuando las velocidades a la entrada y a la salida no coinciden en dirección con las respectivas tangentes a los álabes;



- en el rozamiento entre el líquido y las paredes interiores de la bomba;
- en todos los cambios de dirección dentro de la bomba.

Pérdidas volumétricas

Estas pueden ser exteriores (agua que gotea), q_e , o interiores (agua que queda pasando en "cortocircuito" dentro de la bomba), q_i :

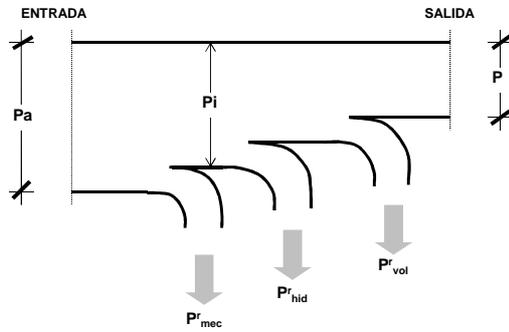


El caudal que pasa por la bomba es $Q + q_e + q_i$ (q_e son las pérdidas externas y q_i las pérdidas internas), mientras que el caudal que efectivamente entrega la bomba es Q .

Pérdidas mecánicas

Son, fundamentalmente, pérdidas por **rozamientos mecánicos** en el eje y las transmisiones.

Potencias y pérdidas



P_a	Potencia en el eje entregada por el motor
P_i	Potencia interna (entregada al rotor)
P	Potencia útil
$P_{r_{mec}}$	Equivalente en potencia de las pérdidas mecánicas
$P_{r_{hid}}$	Equivalente en potencia de las pérdidas hidráulicas
$P_{r_{vol}}$	Equivalente en potencia de las pérdidas volumétricas

$$P_a = M \cdot \omega$$

M es el momento (par) que se debería aplicar para frenar la bomba. Es por ello que a esta potencia también se la conoce como **potencia al freno**.

Potencias y pérdidas (continuac.)

Veamos la potencia interna:

$$P_i = P_a - \text{pérdidas mecánicas}$$

$$P_i = \gamma \cdot (Q + q_e + q_i) \cdot (H + H_{INT}^r)$$

donde H_{INT}^r es el equivalente en energía por unidad de peso de las pérdidas internas (en el interior de la bomba) y H la energía (por unidad de peso) **útil** o **efectiva** entregada por la bomba. La relación entre H y H_u puede verse en la siguiente expresión:

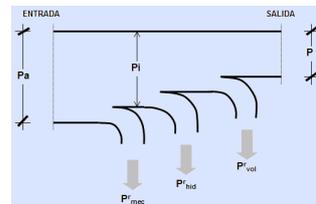
$$H + H_{INT}^r = H_u \quad (\text{altura teórica de Euler})$$

Finalmente, luego de descontadas las pérdidas producidas al atravesar el líquido por la bomba, la **potencia útil** o **efectiva** puede ser expresada por las siguientes ecuaciones:

$$P = P_a - P_{r_{MECANICAS}}^r - P_{r_{VOLUMETRICAS}}^r - P_{r_{HIDRAULICAS}}^r$$

$$P = P_i - P_{r_{VOLUMETRICAS}}^r - P_{r_{HIDRAULICAS}}^r$$

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



Rendimientos

- Rendimiento Hidráulico:

$$\eta_{\text{HIDRAULICO}} = \frac{H}{H_u}$$

- Rendimiento Volumétrico:

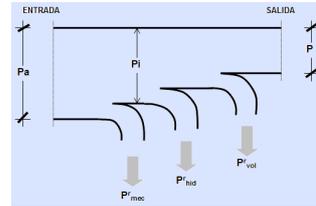
$$\eta_{\text{VOLUMETRIC O}} = \frac{Q}{Q + q_e + q_i}$$

- Rendimiento Mecánico:

$$\eta_{\text{MECANICO}} = \frac{P_i}{P_a}$$

- Rendimiento Intemo:

$$\eta_{\text{INTERNO}} = \frac{P}{P_i} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\gamma \cdot (Q + q_e + q_i) \cdot H_u} = \eta_{\text{VOLUMETRIC O}} \cdot \eta_{\text{HIDRAULICO}}$$

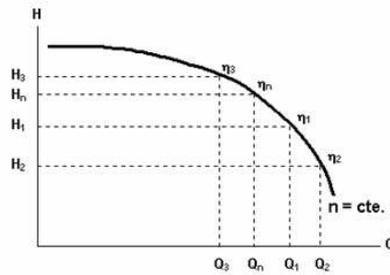


CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS



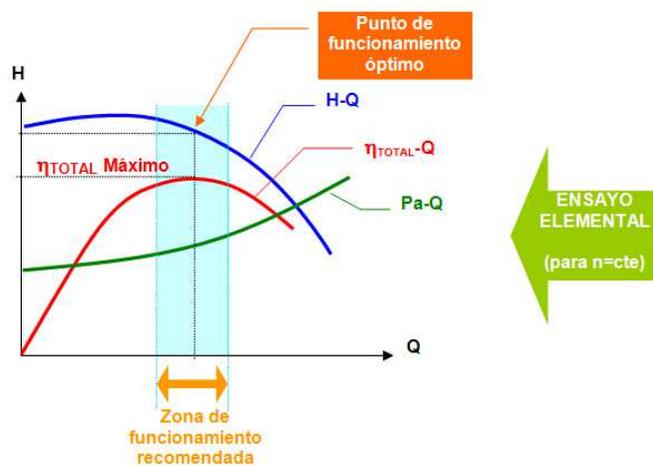
Ensayo elemental de una bomba

En el ensayo elemental de una bomba se mantiene constante el número de revoluciones n y, variando el caudal Q , se obtienen experimentalmente los correspondientes valores de altura de elevación H , potencia de accionamiento P_a y rendimiento total η_{TOT} . La curva $H = f(Q)$ que se obtiene es conocida como **curva característica de la bomba** para ese número de revoluciones:



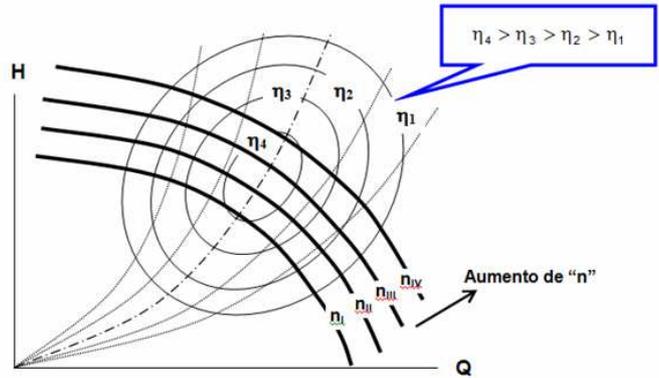
Curvas características elementales

Estas curvas corresponden a una bomba en particular (tipo y dimensiones "fijas"). Se obtienen mediante **ensayos elementales** en bancos de ensayo, en los que se mantiene constante n y se determinan empíricamente **pares de puntos H-Q**, al mismo tiempo que se mide la potencia de accionamiento P_a .



Colinas de rendimiento

Repitiendo el ensayo elemental para diferentes n se obtienen las **curvas de funcionamiento completo de una bomba**, que se presentan, en general, en forma de **colinas de rendimiento**.



Conocer el funcionamiento de una bomba a diferentes n tiene especial importancia en las bombas que poseen variadores electrónicos de velocidad o que son accionadas con motores de combustión interna.

FÓRMULAS DE SEMAJANZA

Facultad de Ingeniería
UNM
Universidad Nacional de Misiones
Hidráulica Aplicada

Condiciones de semejanza

Para comparar diferentes regímenes de trabajo de una misma bomba, o sea una misma bomba trabajando en condiciones diferentes, como por ejemplo a diferentes n , o diferentes Q , o diferentes H , es necesario tener en cuenta las fórmulas de semejanza.

Para que dos regímenes sean comparables debe existir:

- 1) semejanza geométrica;
- 2) semejanza cinemática y
- 3) semejanza dinámica.

Tratándose de una misma bomba, la [semejanza geométrica](#) está satisfecha.

En hidráulica, semejanza geométrica significa semejanza de los *canales*, o sea de las superficies que limitan los escurrimientos, más particularmente de los espacios entre álabes.

La [semejanza cinemática](#) significa, en pocas palabras, semejanza de los triángulos de velocidades, o sea semejanza de las líneas de corriente y proporcionalidad de las velocidades homólogas.

Es fácil percibir que para tener semejanza cinemática es preciso cumplir la condición de semejanza geométrica.

Condiciones de semejanza (continuac.)

Con respecto a la [semejanza dinámica](#), ella implica semejanza de las **fuerzas**. Pero, ¿qué fuerzas?... Todas... Pero, ¿es eso posible?...

Las fuerzas en juego son:

- fuerzas de presión;
- fuerzas viscosas (rozamiento);
- fuerzas gravitatorias.

Sin profundizar mucho aceptemos que una semejanza dinámica completa no es posible. Por esto se admite una semejanza dinámica **incompleta**.

Fórmulas de semejanza

Si tenemos semejanza cinemática (triángulos de velocidades semejantes), entonces se cumplirá:

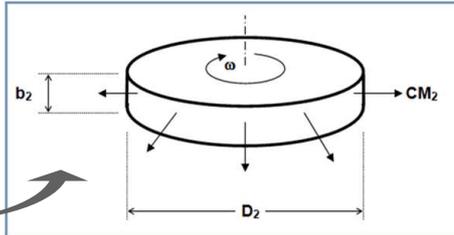
$$\frac{C}{U} = \text{cte}$$

y como:

$$C = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot b} \quad \text{y} \quad U = \pi \cdot D \cdot n$$

entonces:

$$\frac{Q}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot b \cdot n} = \text{cte}$$



Dada una geometría fija, es posible expresar cualquier dimensión de la bomba como "k" veces otra dimensión de la misma bomba. Entonces, se podría escribir $b = k \cdot D$ (por semejanza geométrica).

Por lo tanto, la última ecuación puede ser reescrita como:

$$\text{si } \frac{Q}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot b \cdot n} = \text{cte} \quad \rightarrow \quad \frac{Q}{n \cdot D^3} = \text{cte}$$

o bien, dado que $D = \text{cte}$:

$$\frac{Q}{n} = \text{cte}$$

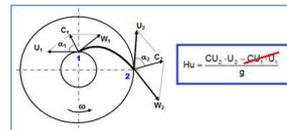
$$b = k \cdot D$$

(semej. geom.)

Fórmulas de semejanza (continuac.)

A su vez, la ecuación de Euler dice:

$$H_{u_{MAX}} = \frac{C U_2 \cdot U_2}{g}$$

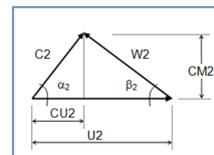


Si dos rotores son iguales, la influencia del número de álabes será la misma y entonces:

$$\frac{H_A}{H_B} = \frac{C U_A \cdot U_A}{C U_B \cdot U_B}$$

y, existiendo proporcionalidad de los triángulos de velocidades:

$$C U_A = k \cdot U_A \quad \Rightarrow \quad \frac{H_A}{H_B} = \frac{n_A^2 \cdot D^2}{n_B^2 \cdot D^2}$$



Siendo: $\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{n_A}{n_B}$ y $\frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{n_A}{n_B}\right)^2$, y teniendo en cuenta que $P = \gamma \cdot Q \cdot H$, tendremos:

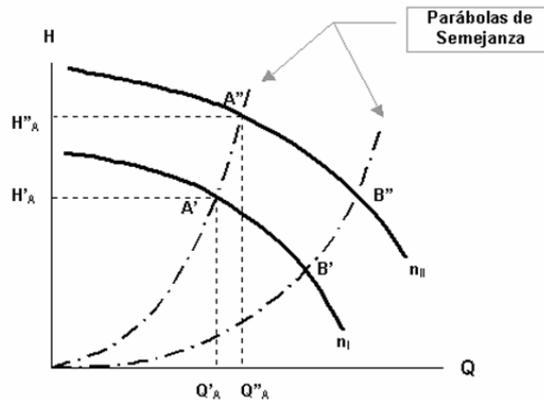
$$\frac{P_A}{P_B} = \left(\frac{n_A}{n_B}\right)^3$$

Fórmulas de semejanza (continuac.)

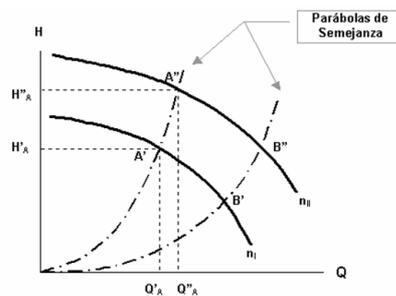
Otra forma de escribir o expresar estas fórmulas es:

$$\left(\frac{n_A}{n_B}\right)^2 = \frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{Q_A}{Q_B}\right)^2 \Rightarrow \frac{H}{Q^2} = \text{cte} \Rightarrow H = \text{cte} \cdot Q^2$$

Esto último significa que los puntos que representan regímenes de trabajo semejantes se ubican sobre una familia de parábolas cuadráticas con vértice en el origen:



Fórmulas de semejanza (continuac.)



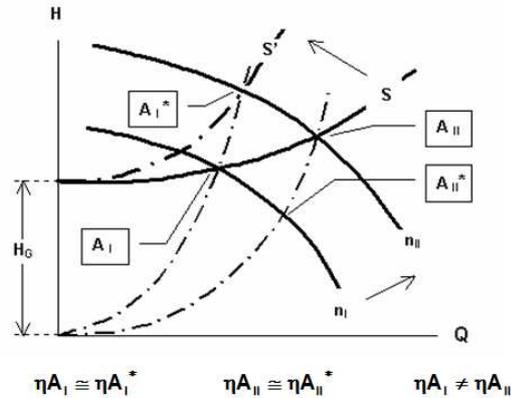
$$H''_A = \frac{H'_A}{(Q'_A)^2} \cdot (Q''_A)^2 \text{ y, por lo tanto: } H''_A = \left(\frac{n_{II}}{n_I}\right)^2 \cdot H'_A \text{ y } Q''_A = \frac{n_{II}}{n_I} \cdot Q'_A$$

Se puede considerar que, habiendo semejanza dinámica, los rendimientos hidráulicos y volumétricos son iguales y que el rendimiento mecánico varía muy poco. Entonces, como $\eta_{TOT} = \eta_H \cdot \eta_{VOL} \cdot \eta_{MEC}$, el **rendimiento total no varió al cambiar de A' para A'' o de B' para B'' (¿?)**.

Conclusión: conociendo la curva de funcionamiento para un $n = n_I$, sería posible reconstruir la curva de la misma bomba para otro $n = n_{II}$.

Regulación de sistemas de bombeo

¿Qué ocurre entonces con el punto de funcionamiento con el paso de un n_I para otro n_{II} ?



Se puede percibir en la figura que para regular una bomba (cambiar de H y Q) existen tres alternativas:

- 1) cambiar los n , con lo que variarán los rendimientos η ;
- 2) abrir o cerrar la válvula en la impulsión (PARABOLA $S \rightarrow$ PARABOLA S' y varía el rendimiento η)
- 3) cambiar el n y abrir o cerrar la válvula de la impulsión, con lo que se podría mantener el mismo valor de rendimiento η ($A_I \rightarrow A_I^*$)

Número específico

Vimos que si dos máquinas son semejantes se cumple lo siguiente:

$$\frac{Q}{n \cdot D^3} = \text{cte} \Rightarrow D = \frac{Q^{1/3}}{n^{1/3}} \cdot \text{cte}$$

$$\frac{n^2 \cdot D^2}{H} = \text{cte} \Rightarrow D = \frac{1}{n} \cdot H^{1/2}$$

Igualando las expresiones de los diámetros (para independizarnos de esta dimensión):

$$\frac{Q^{1/3}}{n^{1/3}} \cdot \frac{n}{H^{1/2}} = \text{cte}$$

Manipulando esta última expresión de forma tal que n quede elevado a la potencia uno, se obtendrá la siguiente expresión:

$$\frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \text{cte} = ns_\alpha$$

Número específico (continuac.)

$$\frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \text{cte} = ns_q$$

Esta última expresión (en general, con **Q** en m³/s, **H** en m y **n** en RPM) es conocida como **número específico** y es constante para todas las bombas semejantes y que trabajan en regímenes semejantes.

*Pero es oportuno aclarar que este valor **no** será constante para cualquier condición de funcionamiento de las bombas semejantes: dado que en el razonamiento seguido para deducir el número específico **ns** no fue considerado el rendimiento η , este número específico sólo es constante en el punto de diseño de la bomba, o sea en el punto de **máximo rendimiento relativo**.*

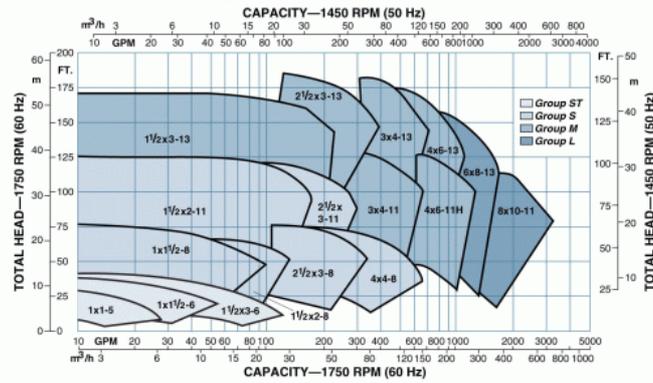
SELECCIÓN DE BOMBAS



Hidráulica Aplicada

Selección de bombas

Hydraulic Coverage 1750/1450 RPM



Selección de bombas

Busqueda rápida de producto

Termino de búsqueda: P. ej. N0000 o D3127

Optional duty point

Caudal total de diseño: 20 l/s

Altura de impulsión total: 20 m **Calculo de pérdidas de carga**

Altura estática: 15 m

Tipo de instalación: Altura de bomba con un solo rodete

RP de bombas: 1 + No standby pump

Buscar o mirar por aplicación

Buscar o mirar por tipo de producto

Replacement guide

Termino de búsqueda:

Seleccionar accesorios y repuestos

Hazen-Williams

$$h_f [m] = 10,67 \cdot \left(\frac{Q [m^3/s]}{C} \right)^{1,852} \frac{L [m]}{D^{4,87} [m]}$$

Material	C
PVC	150
Ferrocemento	130
HPF ^o	90-130
Dúctil	135
Acero	120
PEAD	150
PEBD	150

