

Turbomáquinas



Autores: Profs. Antonio Lecuona y José Ignacio Nogueira,
Dpto. De Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

Referencia básica:

[1] Turbomáquinas. Procesos, análisis y tecnología. A. Lecuona y J. I. Nogueira,
2000. Editorial Ariel.

Para ampliación:

The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, 2nd ed. D. G.
Wilson, T. Korakianitis , 1998. Prentice Hall.

La información contenida en este documento sirve de propósito exclusivo como apuntes para alumnos en la enseñanza de la asignatura indicada y ha sido obtenida de las mejores fuentes que se han podido encontrar, generalmente de reconocido prestigio. No obstante el/los autor/es no garantizan la exactitud, exhaustividad, actualización o perfección de su contenido. Por ello no será/n responsable/s de cualquier error, omisión o daño causado por el uso de la información contenida, no tratando con este documento prestar ninguna clase de servicio profesional o técnico; antes bien, se ofrece como simple guía general de apoyo a la docencia. En caso de detectar algún error, rogamos nos lo comuniquemos e intentaremos corregirlo. Puede contener material con copyright © por lo que su reproducción puede no estar permitida.

Capítulo 4: Actuaciones.

Objetivos:

Tras estudiar, en capítulos anteriores, el comportamiento del flujo en el interior de las turbomáquinas. Este capítulo se centra en el uso y desarrollo de las mismas, dando respuesta a las siguientes preguntas generales:

- ¿Cuáles son los parámetros que definen el funcionamiento de una turbomáquina cuando cambia su estado operativo?
- ¿Cómo son las curvas características de las actuaciones cuando cambia el estado operativo?
- ¿Qué fenómenos limitan la envolvente de funcionamiento de una turbomáquina?
- ¿En que consiste el “surge” o “descarga” de un compresor?
- ¿En que consiste el bloqueo sónico de un compresor o de una turbina térmica?
- ¿En que consiste la cavitación en una bomba o en una turbina hidráulica?
- ¿Cómo se comparan turbomáquinas distintas?
- ¿Cuál es la turbomáquina idónea para una cierta aplicación?
- ¿Cómo se pre-dimensiona un diseño de turbomáquina?

Índice

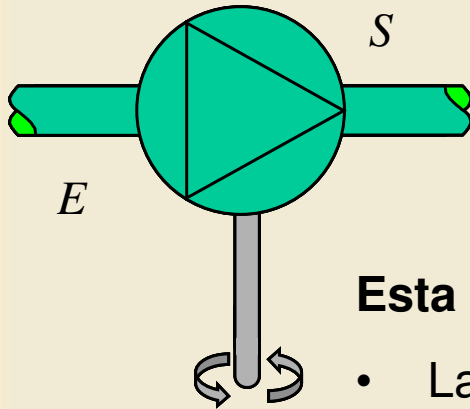
1. Dependencia funcional y curvas características de bombas
2. Similitud entre bombas y ventiladores
3. Dependencia funcional y curvas características de turbinas hidráulicas
4. Dependencia funcional y curvas características de compresores
5. Dependencia funcional y curvas características de turbinas térmicas
6. Límites de la envolvente de trabajo de un compresor y sistemas de arranque
7. Límites de la envolvente de trabajo de una bomba
8. Comparación entre turbomáquinas

NOTAS: En este capítulo,

- Se denominan E y S a las secciones de entrada y salida de la turbomáquina, sea mono o multi-escalón.
- ΔH y ΔP se consideran positivos, tanto para bombas, como para turbinas hidráulicas.
- D es el diámetro exterior del rotor o de uno de los rotores si la máquina es multiescalón.

1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

- Dependencia funcional de las actuaciones de una bomba



$$Q = f \left(\overbrace{P_E, P_S, n}^{\text{Régimen}}, \underbrace{\rho, \mu}_{\text{Fluido}}, \overbrace{D, \text{Modelo de bomba}}^{\text{Geometría}} \right)$$

Esta dependencia inicial puede establecerse en base a:

- Las variables que intervienen en las ecuaciones de Navier-Stokes y sus condiciones de contorno.
- Las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento están desacopladas de la de energía (la temperatura no aparece).
- El menor orden de magnitud del término de fuerzas gravitatorias frente a las generadas por inercia o presión

Si, adicionalmente, consideramos que en las ecuaciones de Navier-Stokes sólo aparecen diferencias de presión se obtiene:

Caudal:

$$Q = f \left(\Delta P, n, \rho, \mu, \underbrace{D}_{\substack{\text{Diám.} \\ \text{rotor}}}, \text{Modelo de bomba} \right)$$

1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

- Dependencia funcional de las actuaciones de una bomba

Adimensionalizando con n , ρ y D , se obtiene:

$$\frac{Q}{nD^3} = \varphi \left(\frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2}, \frac{\mu}{\rho n D^2}, \text{Modelo adimensional de bomba} \right)$$

La expresión final práctica característica de las bombas se obtiene si, además, consideramos que:

- La experiencia indica que el efecto del número de Reynolds es secundario.
- El parámetro de salto de presión se suele expresar como función del de caudal en lugar de lo contrario

$$\frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2} = \varphi' \left(\frac{Q}{nD^3} \right)$$

Para un modelo adimensional determinado y para: $0,1 < \frac{Re}{Re'} < 10$

- Cualquier otro parámetro adimensional de funcionamiento, como el de potencia o el rendimiento, presentará la misma dependencia adimensional

1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

• Curvas características de una bomba

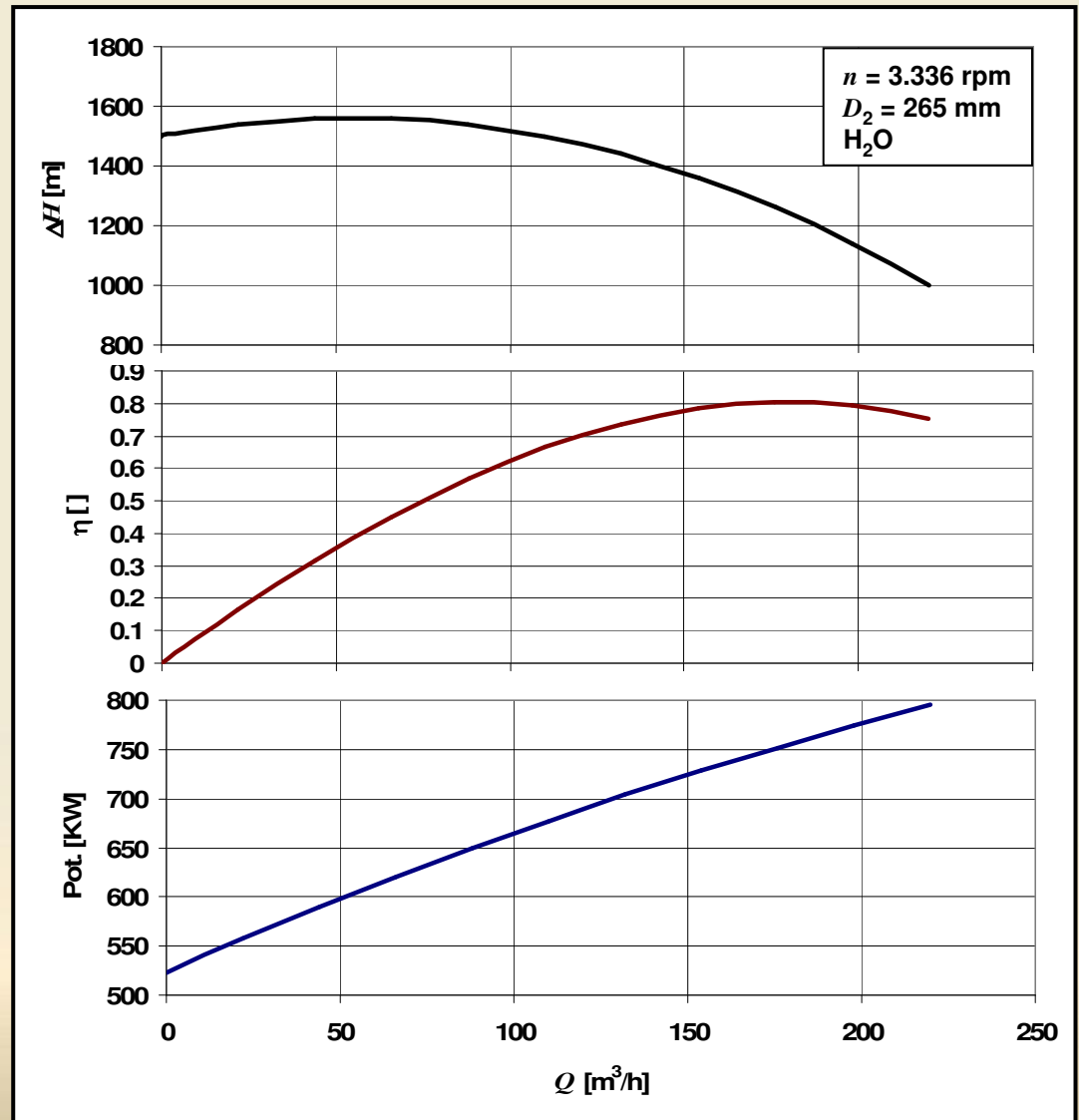
Curvas del fabricante:

El fabricante suele proporcionar las curvas de actuaciones para un tamaño, un fluido y un régimen de giro determinados.

Es común que la presión proporcionada por la bomba se indique en altura hidráulica.

El análisis dimensional anterior permite inferir como se comporta la bomba si cambiamos las condiciones de trabajo dentro de un margen razonable.

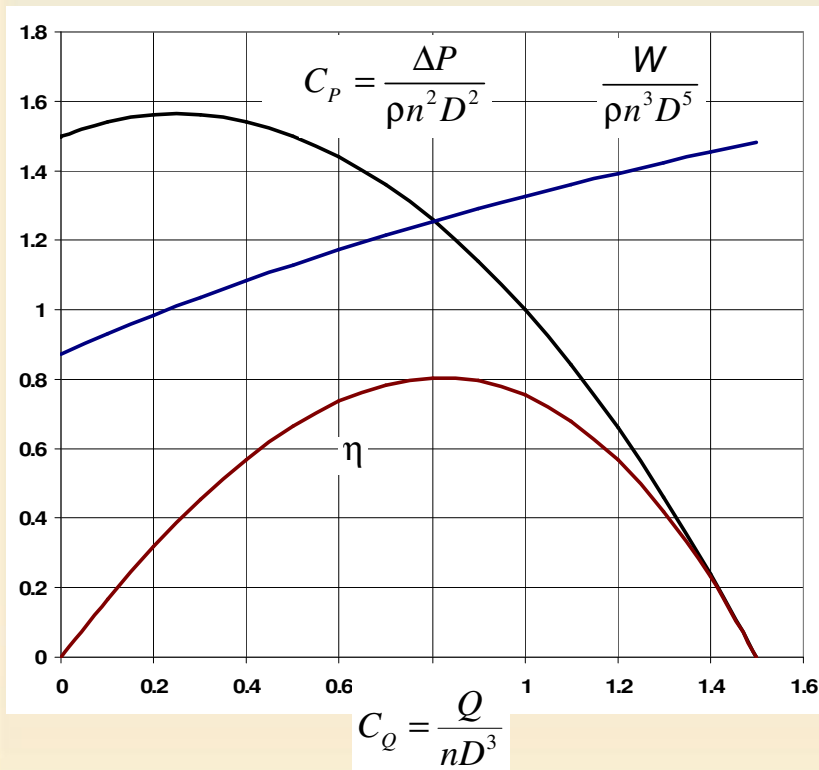
La potencia es información redundante.



1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

- Curvas características de una bomba

Curvas características adimensionales:



A partir de las curvas características proporcionadas por un fabricante, podemos elaborar las curvas adimensionales que sirven para cualquier fluido, tamaño y condiciones de funcionamiento, de ese modelo de bomba, si la variación del número de Reynolds no es excesiva.

Notas:

(i) Como en cualquier adimensionalización, se ha de tener especial cuidado en introducir las variables en un sistema coherente de unidades

(ii) A veces se usa el parámetro adimensional de altura hidráulica, en vez del de presión, siendo ambos totalmente equivalentes:

$$C_P = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2} \equiv C_H = \frac{g\Delta H}{n^2 D^2}$$

1.- *Dependencia funcional y curvas características de bombas*

- Curvas características de una bomba

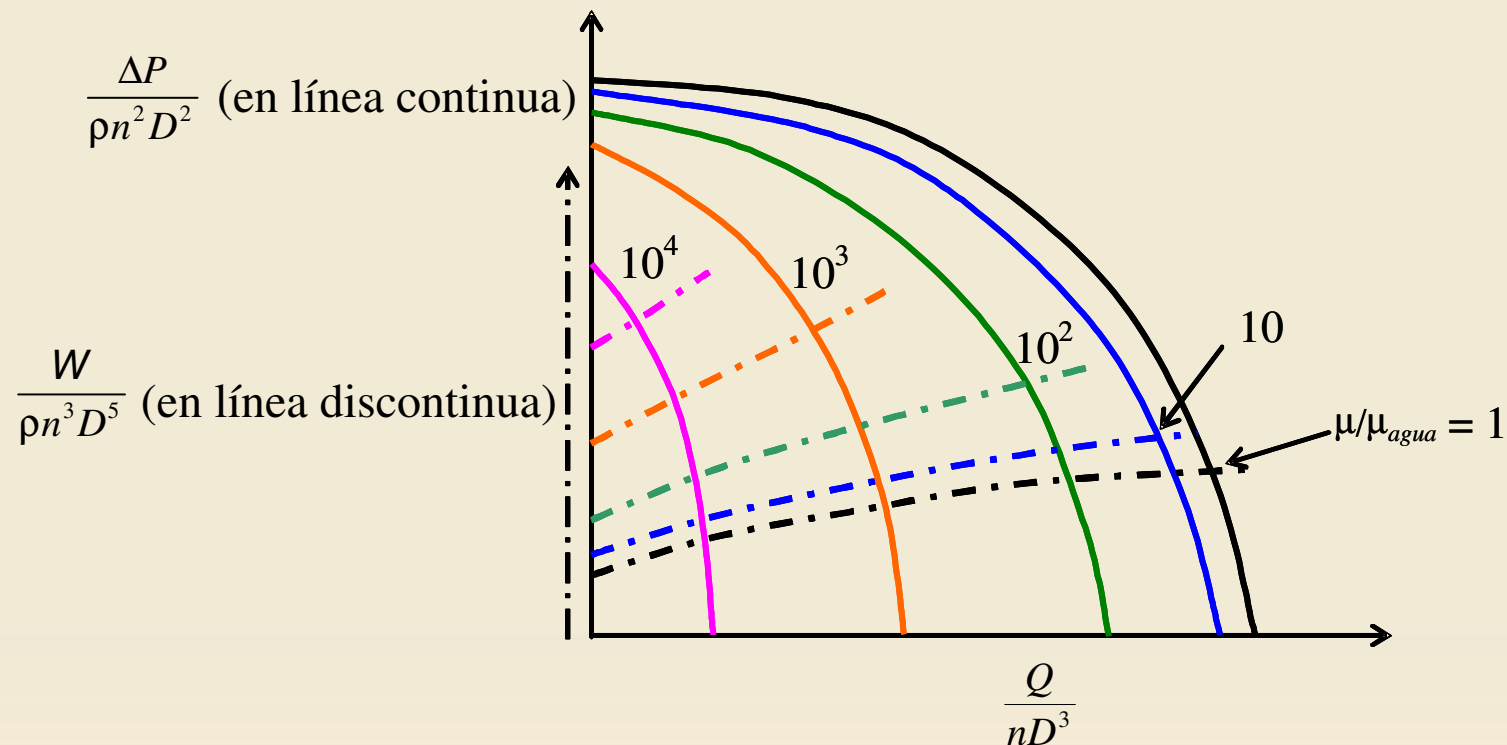
Pregunta de autoevaluación:

¿A partir de las curvas del fabricante de una bomba determinada, es usted capaz de generar las curvas de ese modelo de bomba girando a revoluciones distintas, comprimiendo otro fluido y con otro tamaño?

1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

- Curvas características de una bomba

Efecto del número de Reynolds:



Ejemplo del efecto de la variación de la viscosidad sobre las curvas de presión y potencia adimensional en función del caudal adimensional, para una bomba determinada. Si el número de Reynolds baja excesivamente, se nota su efecto.

1.- Dependencia funcional y curvas características de bombas

- Relación entre los parámetros de actuaciones y los parámetros de diseño vistos en capítulos anteriores

Relación entre parámetro presión, $C_P = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2}$, y coeficiente de carga, $\Psi = \frac{\tau_{fl}}{U_2^2}$.

$$\left. \begin{array}{l} Q\Delta P = \eta \tau_{fl} \rho Q \\ \left(\frac{2\pi n r_2}{\omega} \right)^2 = U_2^2 \end{array} \right\} \Rightarrow C_P = \eta \Psi K'_{geom.}$$

Cuando el rendimiento es elevado (cerca del punto de diseño), ambos parámetros responden al mismo concepto y se diferencian, salvo el rendimiento, en una constante dependiente de la geometría adimensional que define la forma de la máquina.

Relación entre parámetro de caudal, $C_Q = \frac{Q}{nD^3}$, y coeficiente de flujo, $\Phi_m = \frac{V_M}{U_1}$.

$$\left. \begin{array}{l} Q = V_M A_M \\ \frac{2\pi n r_1}{\omega} = U_1 \end{array} \right\} \Rightarrow C_Q = \Phi_m K_{geom.}$$

Ambos parámetros responden al mismo concepto y sólo se diferencian por una constante dependiente de la geometría adimensional que define la forma de la máquina.

2.- Similitud entre bombas y ventiladores

- Dependencia funcional de las actuaciones de un ventilador

Parámetros de actuaciones:

- Pese a trasegar un fluido compresible, el salto de presión es suficientemente pequeña como para despreciar la compresibilidad, resultando en el mismo análisis que las bombas:

$$\frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2} = \phi' \left(\frac{Q}{nD^3} \right)$$

Para un modelo adimensional determinado y para: $0,1 < \frac{Re}{Re'} < 10$

Consideraciones adicionales:

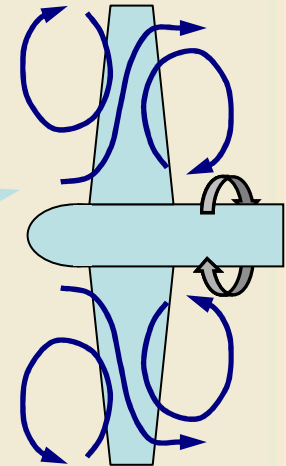
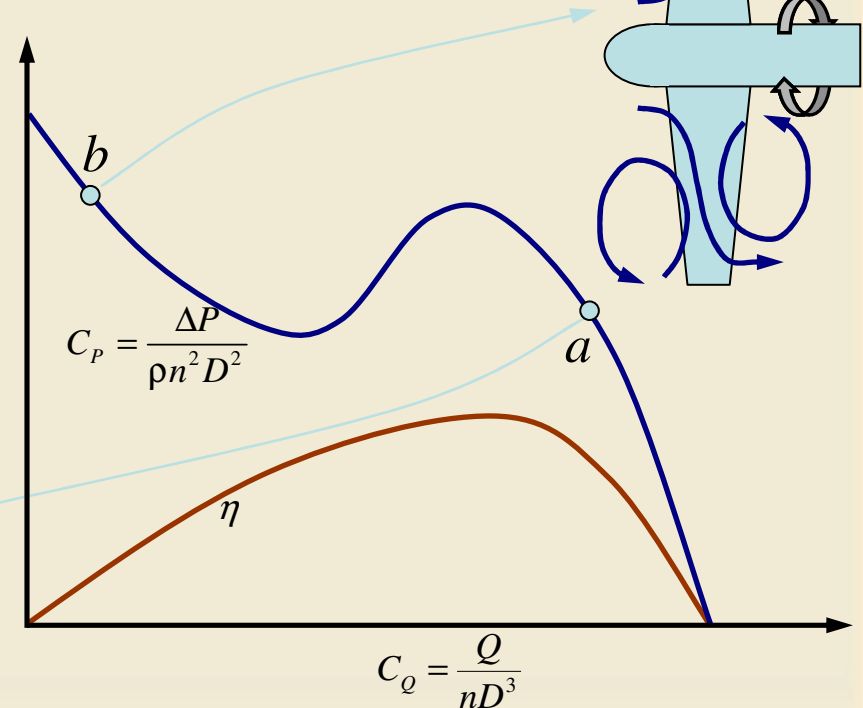
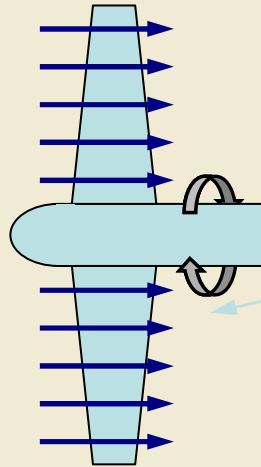
- Para comparar ventiladores de distinto fabricante, ha de tenerse especial precaución en comprobar si el ΔP proporcionado es total a total, total a estático o cualquier otra combinación.
- En muchas circunstancias se prima la baja producción de ruido frente a otros parámetros como puede ser el rendimiento.

2.- Similitud entre bombas y ventiladores

- Forma de las curvas de salto de presión

Ventiladores axiales:

Adicionalmente a su zona de funcionamiento normal (alrededor del punto "a"), un ventilador axial puede mostrar un incremento de presión proporcionada con parte de la corriente desprendida si parte del flujo es centrifugado (alrededor del punto "b"). Este punto no suele ser adecuado para el funcionamiento por las inestabilidades que presenta.



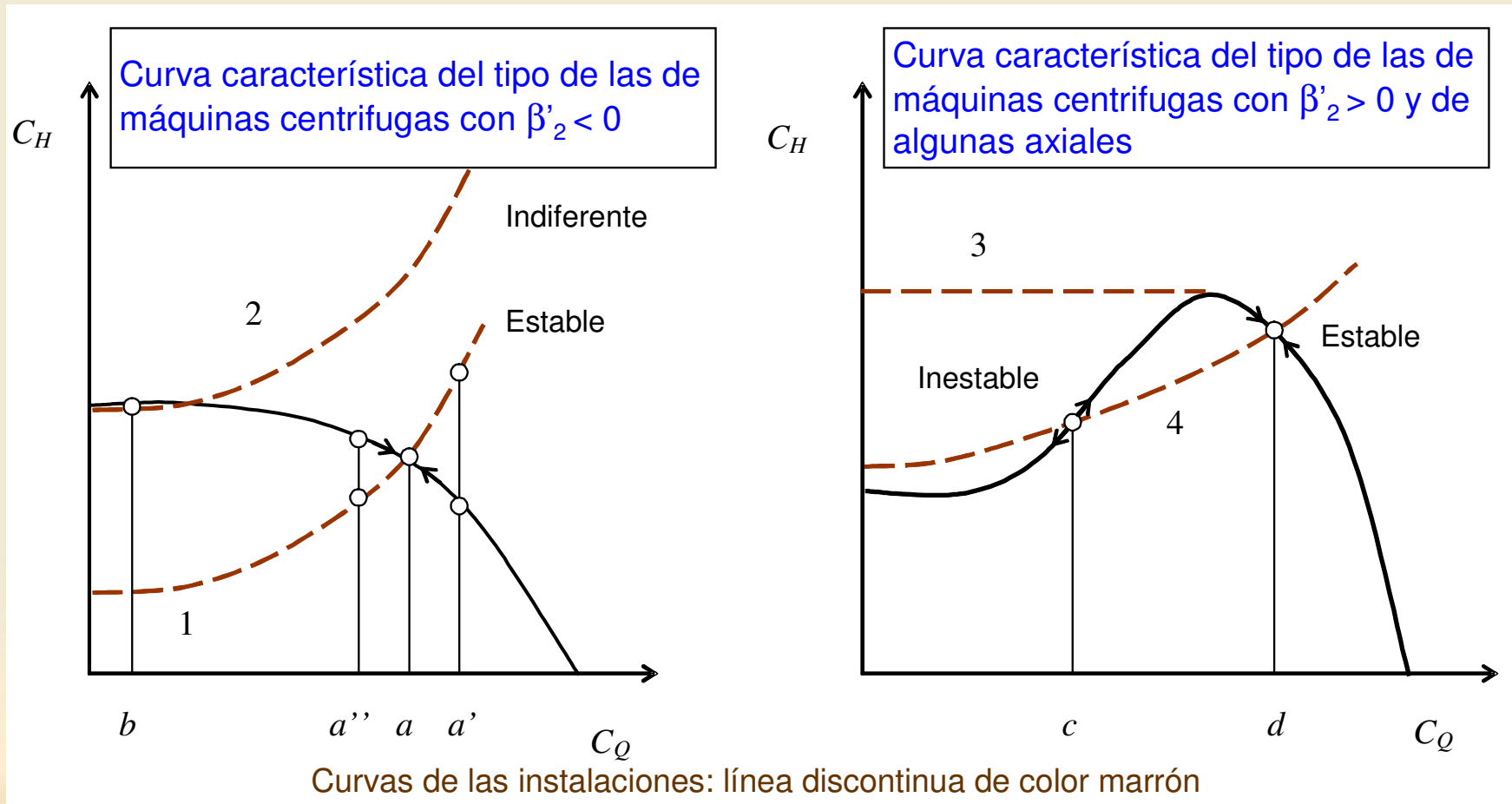
Ventiladores centrífugos:

En el caso de alabes inclinados hacia delante ($\beta'_2 > 0$) puede presentarse una morfología parecida a la anterior debido a entrada en pérdida a bajo caudal y la consiguiente pérdida del guiado de la corriente por parte del álabe.

2.- Similitud entre bombas y ventiladores

- Funcionamiento estable y funcionamiento inestable

Acoplamiento entre instalación y bomba o ventilador:



Para que el funcionamiento sea estable, la pendiente de la curva de la máquina ha de ser menor que la de la instalación.

3.- Dependencia funcional y curvas características de turbinas hidráulicas

- Dependencia funcional de las actuaciones de una turbina hidráulica

Parámetros de actuaciones:

- El estudio de parámetros de actuaciones y análisis dimensional de una turbina hidráulica es el mismo que se realiza para una bomba, con la salvedad de que las turbinas suelen presentar geometría variable para optimizar su funcionamiento. Esto implica considerar un parámetro adimensional adicional “ α ”.

$$\frac{Q}{nD^3} = \varphi'' \left(\frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2}, \alpha \right)$$

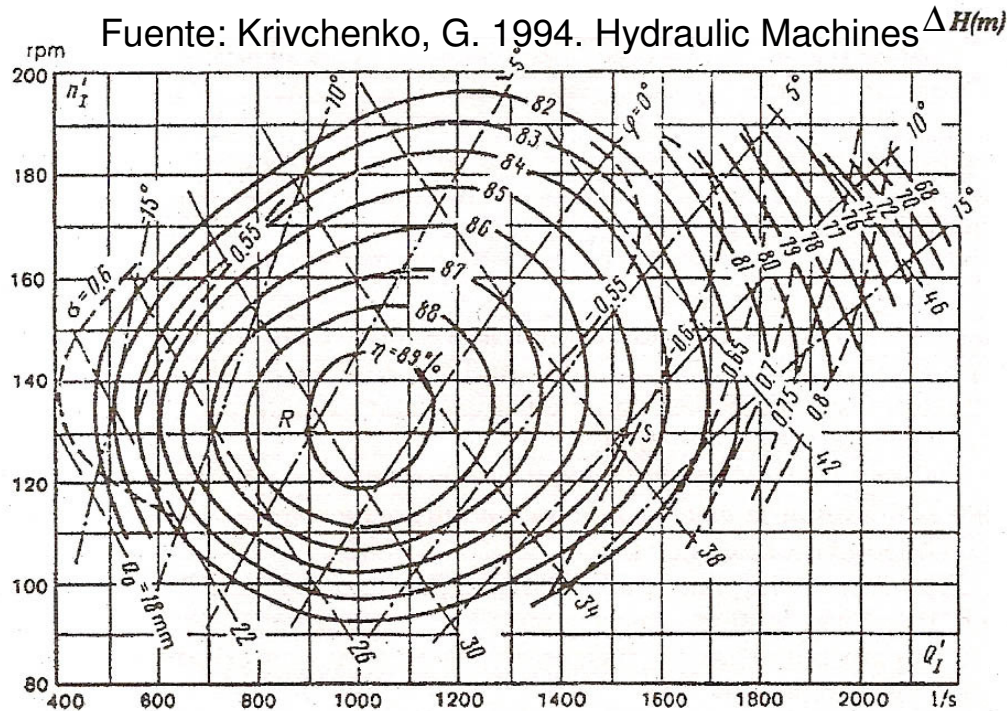
Para un modelo adimensional determinado y para: $0,1 < \frac{Re}{Re'} < 10$

Consideraciones adicionales:

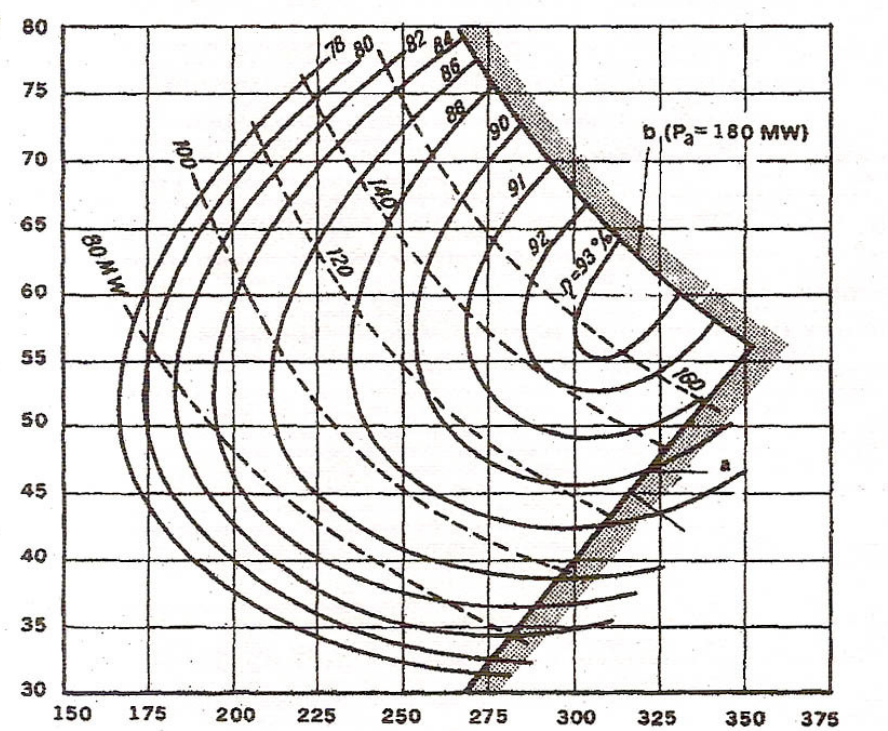
- En el caso de las turbinas hidráulicas no es usual encontrar curvas adimensionalizadas. Sin embargo, suelen usarse curvas con parámetros “reducidos” correspondientes a considerar que están elaboradas para la máquina semejante con $D = 1\text{m}$, $\Delta H = 1\text{m.c.a.}$

3.- Dependencia funcional y curvas características de turbinas hidráulicas

- Tipos de curvas características de turbinas hidráulicas:



Turbina Kaplan, $D = 0,46$ m; $\Delta H = 4$ m (Curva de desarrollo en variables “reducidas”).



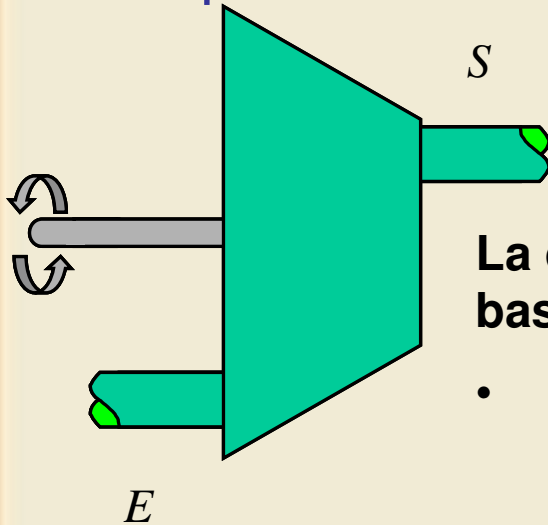
Turbina Kaplan, $D = 6,3$ m; $n = 88,3$ rpm (Curva de operación)

“**Curvas de desarrollo**”: son las que presentan la eficiencia en función del caudal y régimen de giro, para una altura hidráulica y geometría variable a elegir.

“**Curvas de operación**”: presentan la eficiencia en función de la altura hidráulica y el caudal, para un régimen de giro dado y geometría variable optimizada.

4.- Dependencia funcional y curvas características de compresores

- Dependencia funcional de las actuaciones de un compresor



La dependencia funcional de partida puede establecerse en base a:

- Las variables que intervienen en las ecuaciones de Navier-Stokes y sus condiciones de contorno.
- Un orden de magnitud menor del término de fuerzas gravitatorias frente a las generadas por inercia o presión

$$\dot{m} = f \left(\overbrace{P_E, P_S, T_E, n}^{\text{Régimen}}, \underbrace{R_g, \mu, c_p}_{\text{Fluido}}, \overbrace{k, D, \text{Modelo de compresor}}^{\text{Geometría}} \right)$$

4.- Dependencia funcional y curvas características de compresores

- Dependencia funcional de las actuaciones de un compresor

Adimensionalizando convenientemente con P_E , T_E , R_g y D , se obtiene:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R_g T_E}}{P_E D^2} = \varphi \left(\frac{P_S}{P_E}, \frac{nD}{\sqrt{R_g T_E}}, \frac{\mu\sqrt{R_g T_E}}{P_E D}, \gamma, \frac{k\sqrt{T_E}}{P_E \sqrt{R_g} D}, \text{Modelo de compresor} \right)$$

La expresión final práctica se obtiene si, además, consideramos que:

- La experiencia indica que el efecto del número de Reynolds y de la conductividad térmica son secundarios.
- El parámetro de presiones se suele expresar como función del de flujo másico en lugar de lo contrario.

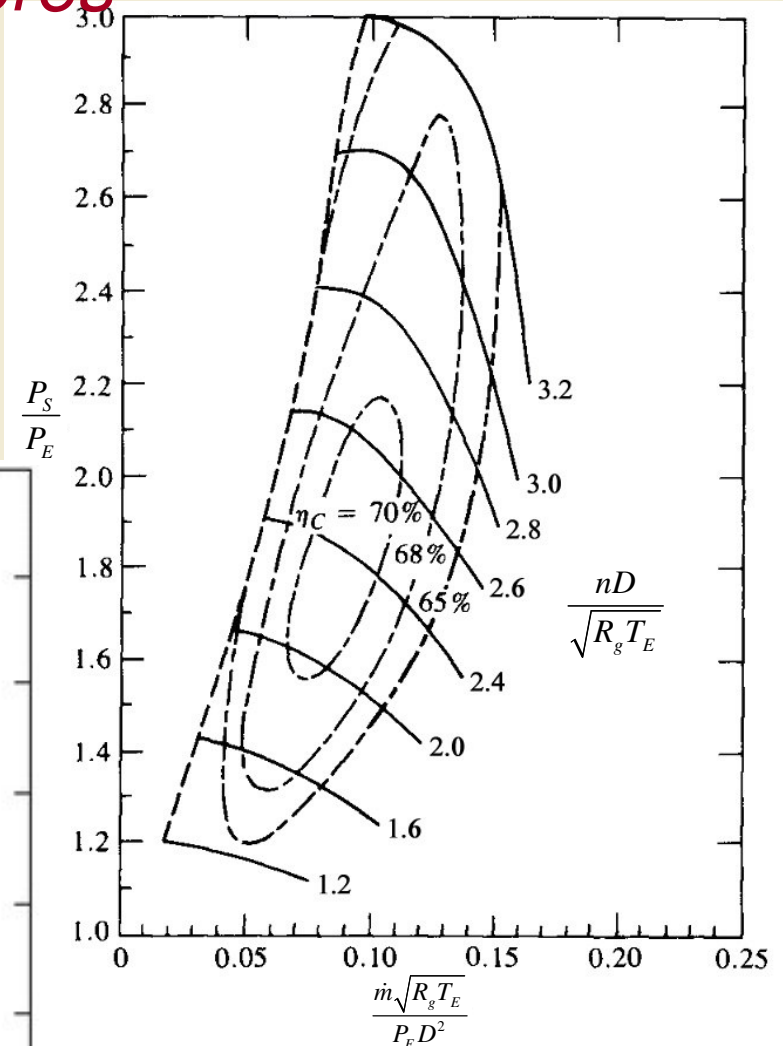
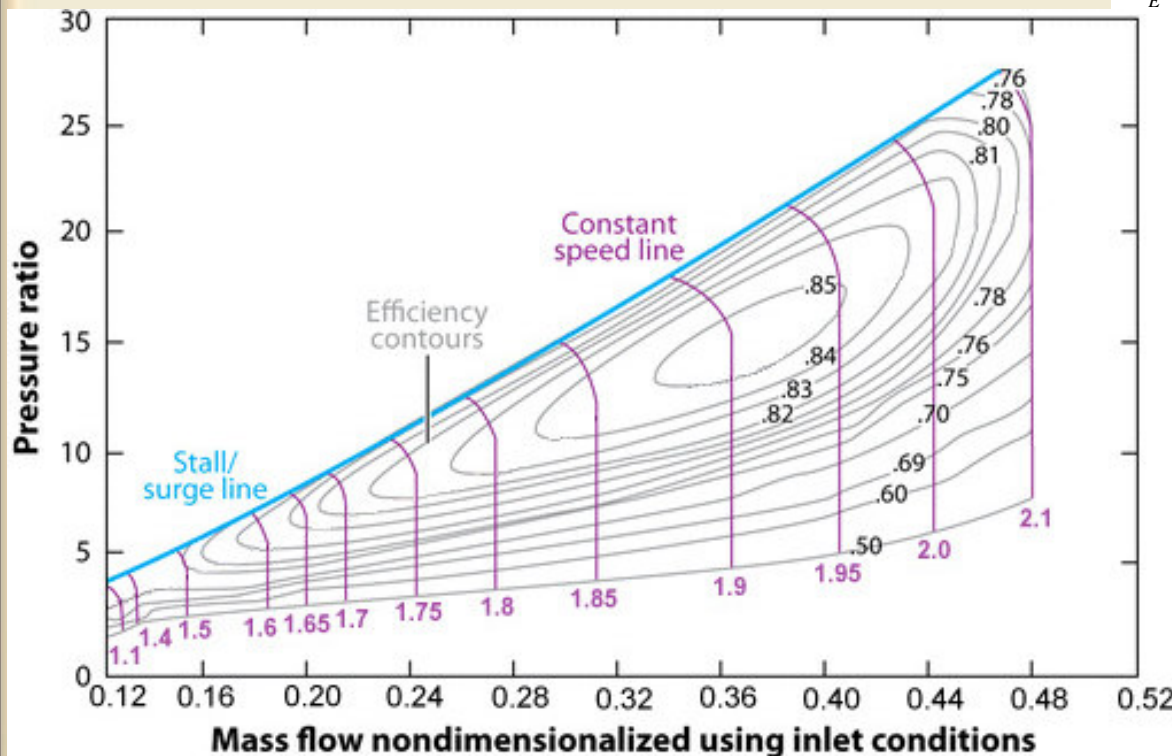
$$\frac{P_S}{P_E} = \varphi' \left(\frac{\dot{m}\sqrt{R_g T_E}}{P_E D^2}, \frac{nD}{\sqrt{R_g T_E}}, \gamma \right)$$

Para un modelo adimensional determinado y para: $0,2 < \frac{Re}{Re'} < 5$

4.- Dependencia funcional y curvas características de compresores

- Curvas características de compresores

Compresor axial multiescalón, adaptado de "Annu. Rev. Fluid Mech. 2010. 42:275–300"



Compresor centrífugo monoescalón, adaptado de "SAE paper 820441"

4.- Dependencia funcional y curvas características de compresores

• Curvas características de un compresor

Consideraciones adicionales:

- En lugar de las variables adimensionales: $\frac{\dot{m}\sqrt{R_g T_E}}{P_E D^2}$ y $\frac{nD}{\sqrt{R_g T_E}}$; es usual emplear: $\frac{\dot{m}\sqrt{T_E}}{P_E}$ y $\frac{n}{\sqrt{T_E}}$. Esto implica que han de especificarse las unidades empleadas y sólo se retiene el efecto de variación de condiciones de entrada.
- Las curvas adimensionales se pueden usar para distintos gases, pero están definidas para determinado valor de la relaciones de calores específicos: γ .
- El efecto del número de Reynolds puede ser especialmente relevante cerca de la línea de entrada en pérdida "stall".

Pregunta de autoevaluación:

¿A partir de las curvas del fabricante de un compresor, sabría definir cual es el límite de aplicación a otro gas o a otro tamaño?

5.- Dependencia funcional y curvas características de turbinas térmicas

- Dependencia funcional de las actuaciones de una turbina térmica

Parámetros de actuaciones:

- El estudio de parámetros de actuaciones y análisis dimensional de una turbina térmica es el mismo que se realiza para un compresor, con la salvedad de que la relación de presiones suele presentarse como $P_E/P_S > 1$ (relación de expansión).

$$\frac{P_E}{P_S} = \phi' \left(\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_E}}{P_E D^2}, \frac{nD}{\sqrt{R_g T_E}}, \gamma \right)$$

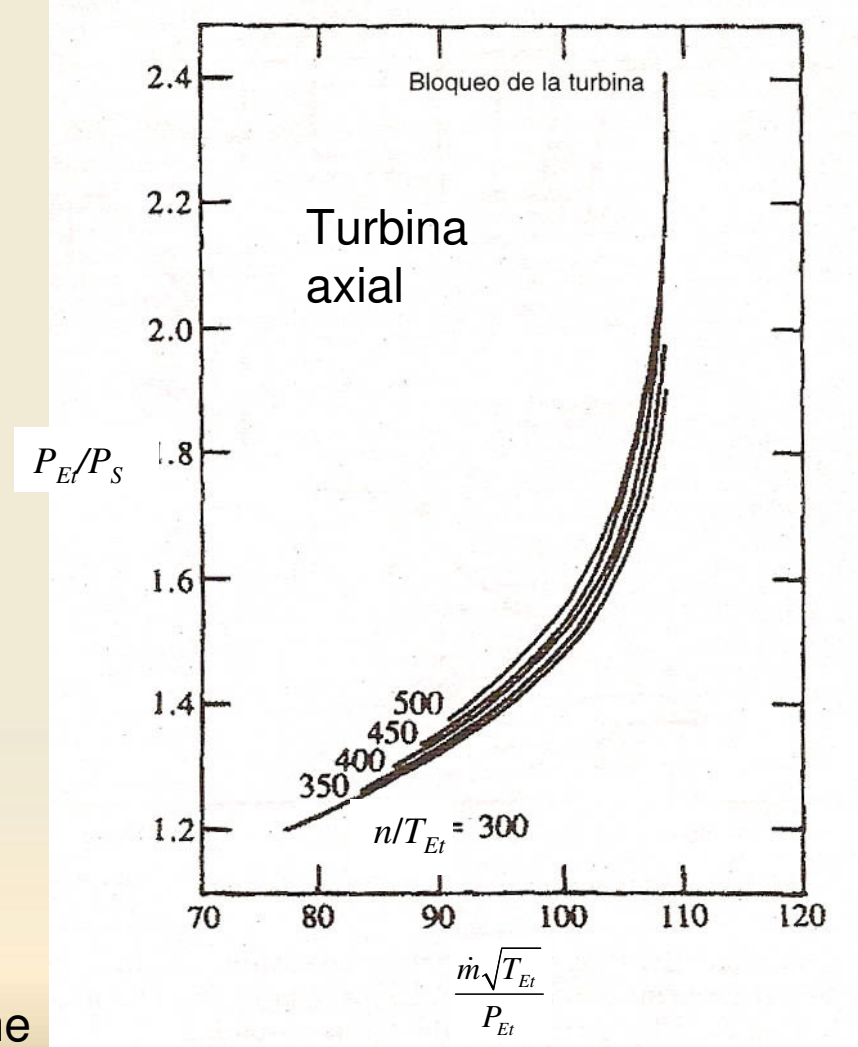
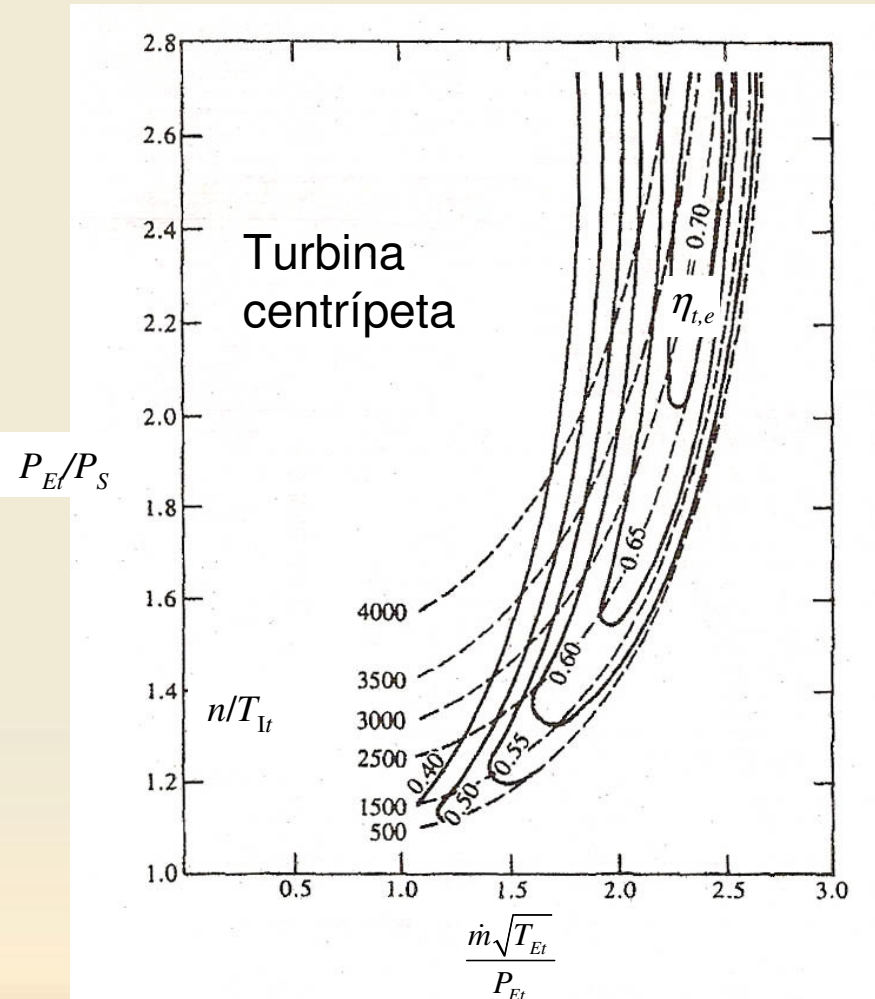
Para un modelo adimensional determinado y para: $0,2 < \frac{Re}{Re'} < 5$

Consideraciones adicionales:

- Debido a la dificultad de superponer las curvas de iso-rendimiento sobre las de relación de expansión, en ocasiones se presentan por separado o se modifica el parámetro de gasto multiplicándolo por el de régimen de giro.
- Se llaman caudales y regímenes corregidos aquellos que se refieren a unas condiciones estándar.

5.- Dependencia funcional y curvas características de turbinas térmicas

- Curvas características de turbinas térmicas

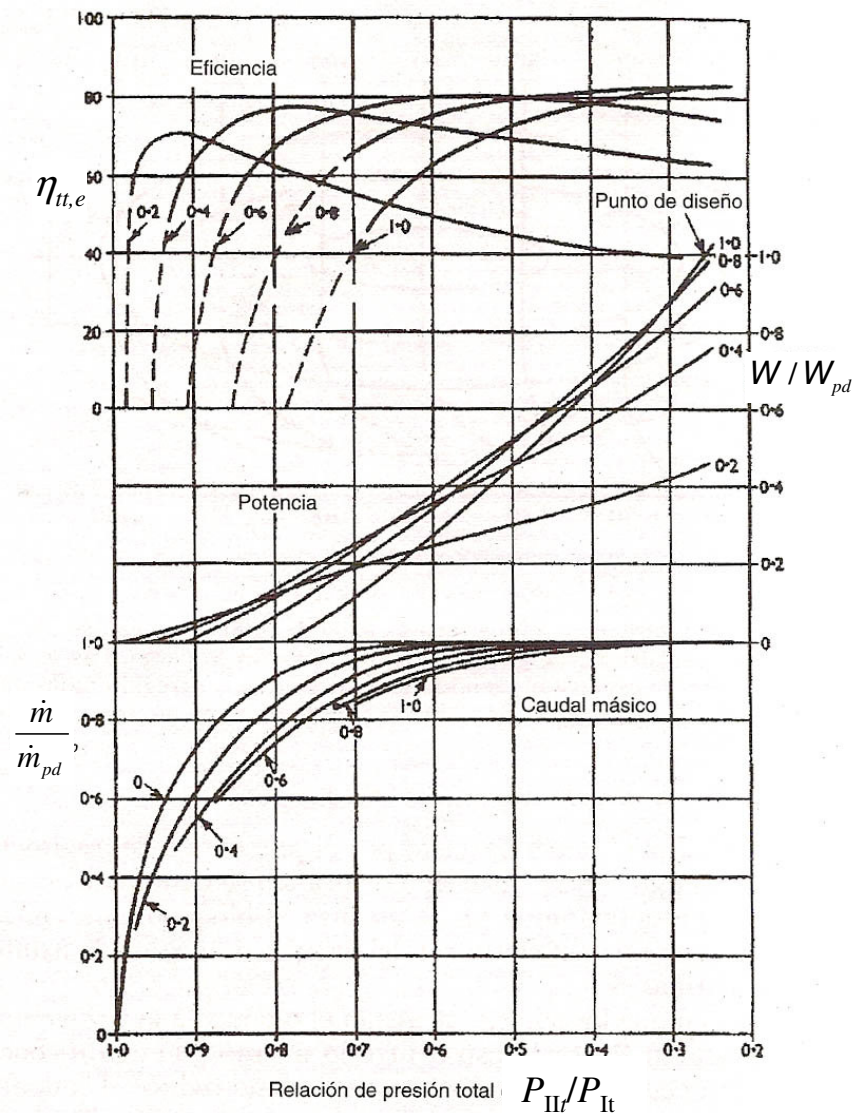


Fuente: Watson and Janota "turbocharging the Internal Combustion Engine" Ed. Wiley 1982

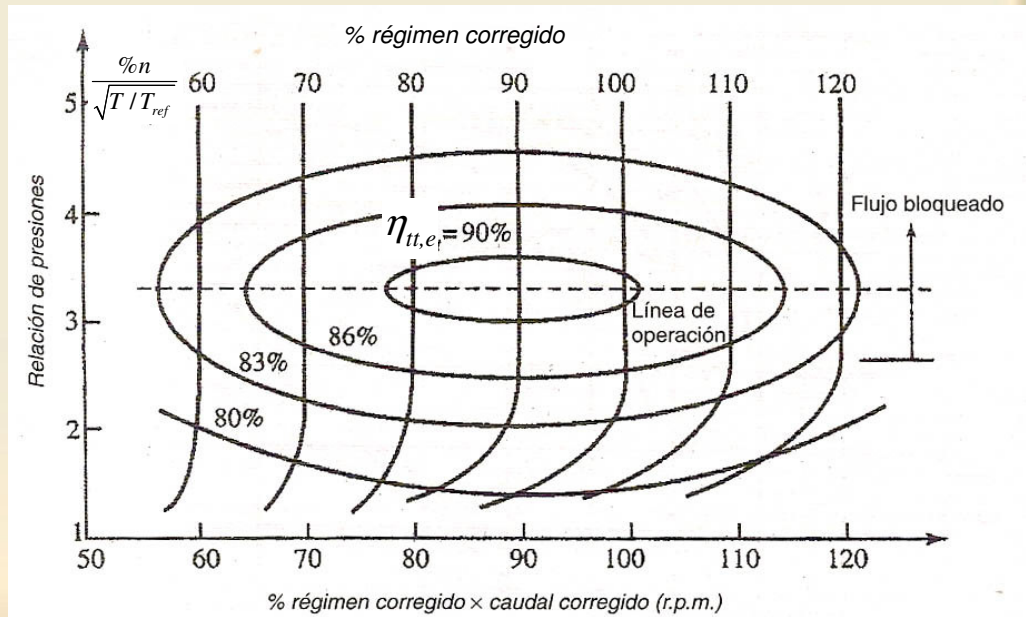
Unidades: P [bar]; T [K]; flujo [kg/s]; n [rpm]

5.- Dependencia funcional y curvas características de turbinas térmicas

- Curvas características de turbinas térmicas



Ejemplos de estrategias para presentar de forma clara las curvas de eficiencia. *pd* significa punto de diseño.



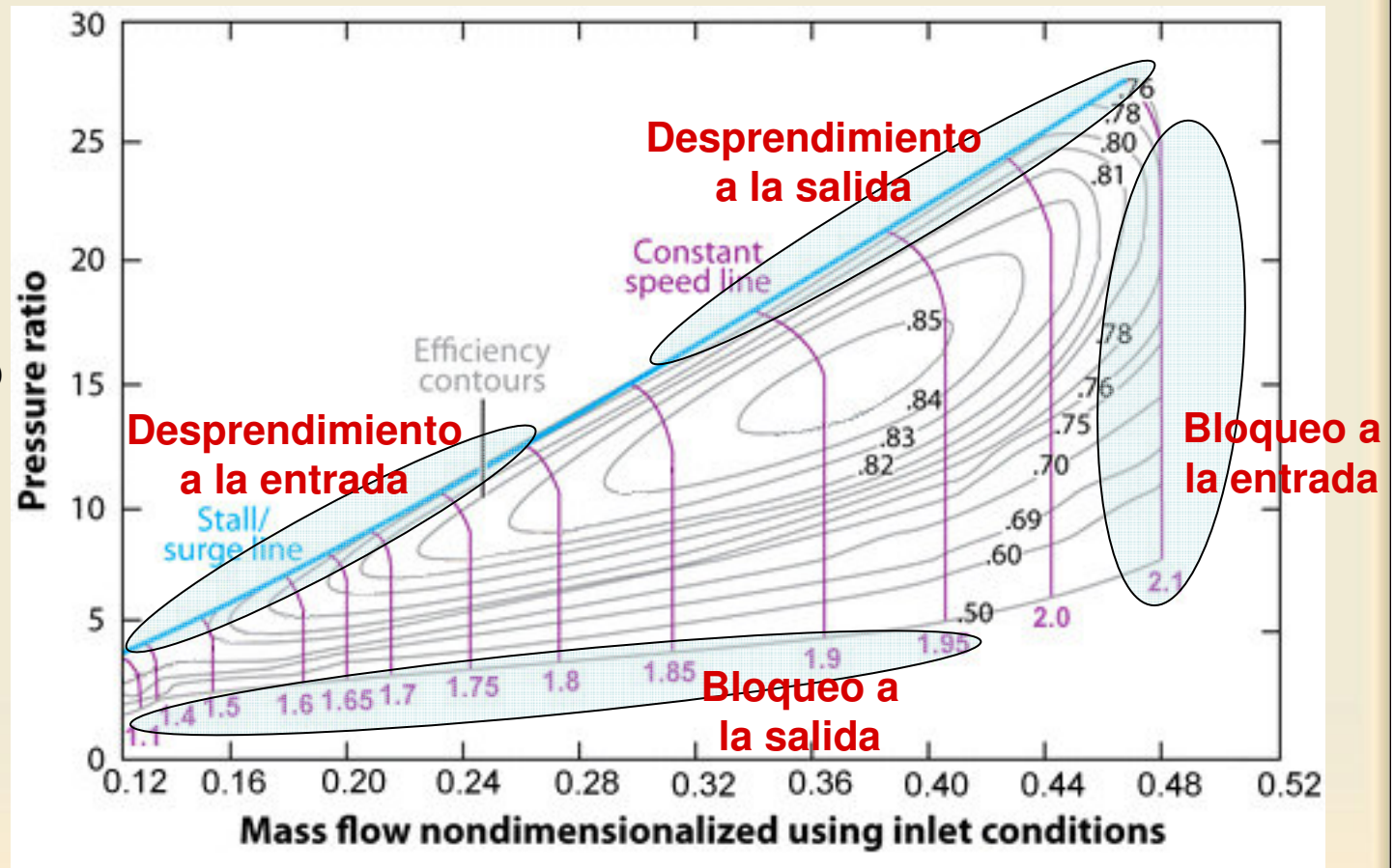
Fuente: Lecuona y Nogueira 2000

6.- Límites de la envolvente de trabajo de un compresor y sistemas de arranque

- Bloqueo sónico y desprendimiento o entrada en pérdida

Cuando la relación de compresión se aleja de la de diseño, la velocidad del flujo presenta las correspondientes variaciones a lo largo de la turbomáquina. En consecuencia aparecen desprendimientos a bajo caudal y bloqueos para caudales más altos.

En el arranque del compresor, pueden necesitarse sistemas de sangrado, división en varios ejes independientes “spools” o geometría variable para evitar esta problemática en el transitorio de incremento de presión de la turbomáquina.



7.- Límites de la envolvente de trabajo de una bomba

- Cavitación en máquinas hidráulicas

Fuente: <http://i201.photobucket.com/>

La cavitación ocurre cuando localmente la presión desciende por debajo de la presión de vapor. Suele aparecer en el extradós de los álabes. Las burbujas colapsan al llegar a zonas de mayor presión o se mantienen en los núcleos de los vórtices desprendidos donde la presión se mantenga por debajo de la de vapor.

El colapso asimétrico de las burbujas en las proximidades de una superficie genera micro-chorros a alta velocidad, capaces de dañar la superficie de los álabes e inutilizar una turbomáquina en cuestión de horas, por lo que hay que evitar la aparición de la cavitación



7.- Límites de la envolvente de trabajo de una bomba

- Cavitación en bombas: *NPSH*

El parámetro que define la aparición de cavitación en una bomba es la “Net Pressure Suction Head”:

$$NPSH = \frac{P_{Et} - P_v \langle T \rangle}{\rho g}$$

Este parámetro nos indica la presión total que ha de tenerse, como mínimo, a la entrada de la bomba, P_{Et} , para evitar la cavitación en el punto más crítico que tenga la bomba. Dicha presión se ve afectada por la temperatura de trabajo del fluido a través de la presión de vapor del mismo, $P_v(T)$, y aparece dividida por ρg para expresar dicha diferencia de presiones presión como altura de columna de líquido.

Por otro lado, referido a una superficie libre a presión, $P_{atm.}$, y despreciando pérdidas de carga, la presión a la entrada de la bomba cumple la expresión:

$$P_{Et} = P_{atm.} - \rho g h$$

La relación entre ambas expresiones nos indica la altura, $h > 0$, a la que una bomba puede situarse sobre la superficie libre (una vez cebada) o si ha de colocarse bajo dicha superficie, y a qué profundidad $h < 0$.

7.- Límites de la envolvente de trabajo de una bomba

• Curva de cavitación y parámetro de thoma

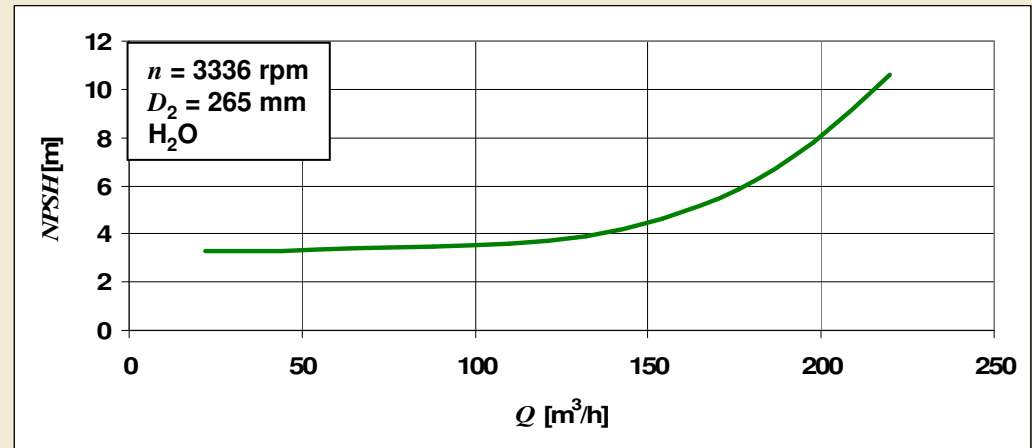
El *NPSH* de una bomba, en función de su punto de funcionamiento suele indicarse en una curva.

Dado que, en realidad, se trata de una diferencia de presión (entre la entrada y el punto más exigido del interior de la

turbomáquina), este parámetro puede adimensionalizarse para poder inferir como se comportaría dicha bomba a distinta escala, régimen de vueltas o con un fluido distinto. La adimensionalización sería dependiente de la misma combinación de variables que cualquier diferencia de presión ($\rho n^2 D^2$), pudiéndose optar por adimensionalizar con otra diferencia de presión de la misma máquina. Esto es lo que se ha hecho tradicionalmente definiendo el parámetro de Thoma, σ :

$$\sigma = \frac{NPSH}{\Delta H} = \varphi''' \left(\frac{Q}{nD^3}, Re \right)$$

(Donde la dependencia con Re es secundaria frente al efecto del parámetro de caudal como en el resto de parámetros adimensionales comentados)

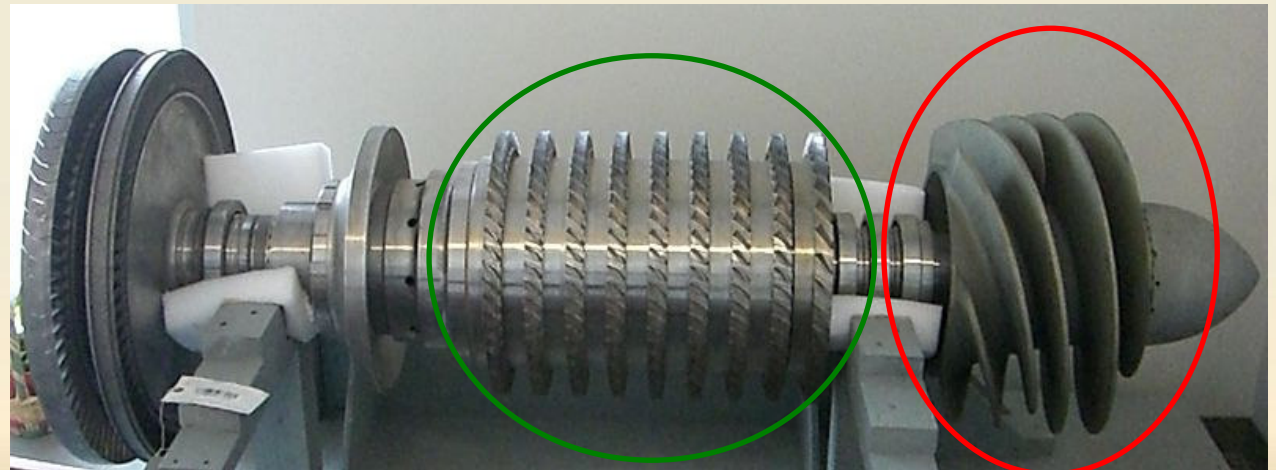
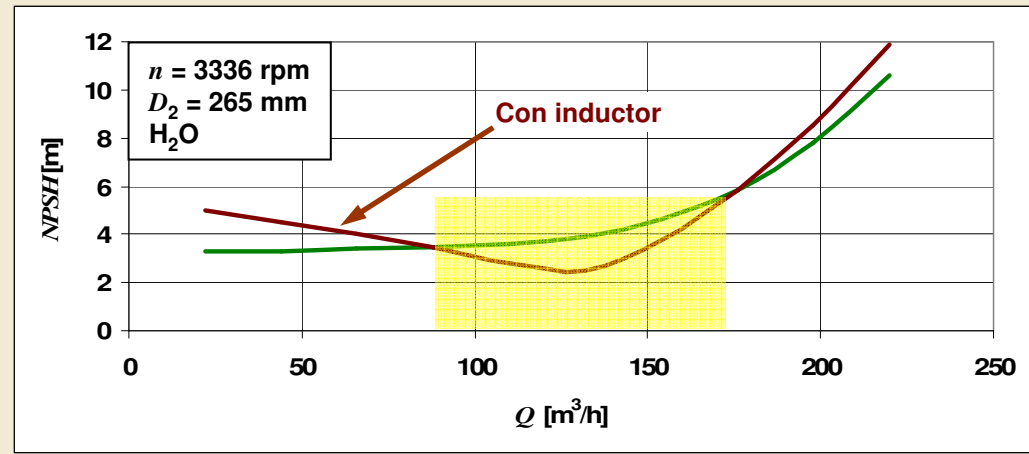


7.- Límites de la envolvente de trabajo de una bomba

• Uso de inductores

El *NPSH* de una bomba puede reducirse para un régimen determinado, situando un inductor al comienzo de la misma. Suele tratarse de unos alabes en forma espiral que aumentan ligeramente la presión antes de que el flujo penetre en el resto de la turbomáquina, en un intervalo operativo reducido.

En la figura se observa el inductor de una turbo-bomba diseñada para el motor cohete M-1.



Rotor de bomba axial

Inductor

Fuente: Selevercin at en.wikipedia
(Georgia Institute of Technology's combustion laboratory)

8.- Comparación entre turbomáquinas

- Estrategia de comparación de turbomáquinas hidráulicas

Existe una estrategia para comparar turbomáquinas de flujo incompresible, no semejantes, y poder seleccionar el tipo de turbomáquina a emplear en una aplicación determinada. Consiste en caracterizar cada turbomáquina por un par de valores representativos de sus actuaciones.

Un par de valores que caracteriza una turbomáquina son los parámetros de presión y de caudal en el punto de rendimiento máximo. Es decir:

$$C_P|_{\eta=\eta_{max}} = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2} \Big|_{\eta=\eta_{max}} \quad y \quad C_Q|_{\eta=\eta_{max}} = \frac{Q}{nD^3} \Big|_{\eta=\eta_{max}}$$

Como se indicó en los apartados de análisis dimensional, este par de parámetros es equivalente usar los coeficientes de carga y de flujo en dicho punto de rendimiento máximo:

$$\Psi|_{\eta=\eta_{max}} = \frac{\tau_{fl}}{U_2^2} \Big|_{\eta=\eta_{max}} \quad y \quad \Phi_m|_{\eta=\eta_{max}} = \frac{V_M}{U_1} \Big|_{\eta=\eta_{max}}$$

Ambas caracterizaciones se usan indistintamente en la literatura. En lo que sigue, se obviará el subíndice “máximo” entendiéndose que nos referimos a dicho valor si no se indica lo contrario.

8.- Comparación entre turbomáquinas

- **Diámetro específico y velocidad específica**

Los parámetros anteriores pueden no ser explícitos en algunas aplicaciones. Por ejemplo, si se conoce el ΔP y Q de una aplicación, saber que tamaño y régimen de giro requiere una turbomáquina definida por C_P y C_Q en su punto óptimo implica operar matemáticamente. Por conveniencia, para dichos casos se han definido dos combinaciones de C_P y C_Q que los sustituyen: el diámetro específico, D_s , (proporcional al diámetro y sin que intervenga el régimen de giro) y la velocidad específica, N_s , (proporcional al régimen de giro y sin que intervenga el diámetro). Sus expresiones, siempre en el punto de rendimiento óptimo, son las siguientes:

$$D_s = \frac{C_P^{1/4}}{C_Q^{1/2}} = D \frac{(\Delta P/\rho)^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad \text{y} \quad N_s = \frac{C_Q^{1/2}}{C_P^{3/4}} = n \frac{Q^{1/2}}{(\Delta P/\rho)^{3/4}}$$

8.- Comparación entre turbomáquinas

- Estrategia de comparación de turbomáquinas térmicas

En prediseño, para comparar turbomáquinas de flujo compresible, no semejantes, y poder seleccionar el tipo de turbomáquina a emplear en una aplicación determinada, se suelen usar los mismos parámetros de partida que para flujo incompresible. En cada caso habrá que comprobar que valores se han empleado para construir el diámetro específico y la velocidad específica, pero es bastante usual recurrir al caudal a la entrada de la turbomáquina (ya que en este caso, el caudal volumétrico no es constante y varía en el interior de la misma) y sustituir $\Delta P/\rho$ por el incremento de entalpía isentrópico en la turbomáquina, Δh_s . Los parámetros pasan a denominarse diámetro específico isentrópico, D_{s_s} , y velocidad específica isentrópica, N_{s_s} :

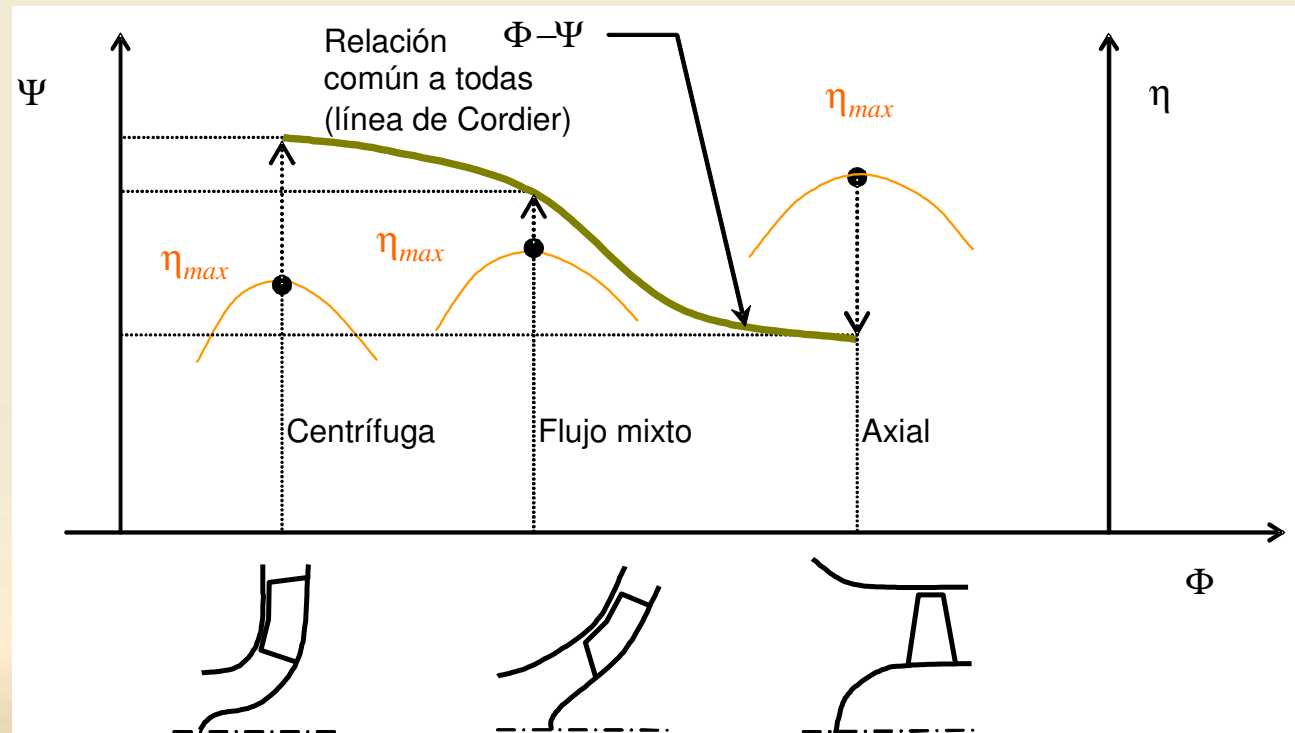
$$D_{s_s} = D \frac{\Delta h_s^{1/4}}{Q_E^{1/2}} \quad \text{y} \quad N_{s_s} = n \frac{Q_E^{1/2}}{\Delta h_s^{3/4}}$$

8.- Comparación entre turbomáquinas

- Geometrías óptimas para una sollicitación determinada: Línea de Cordier para un escalón.

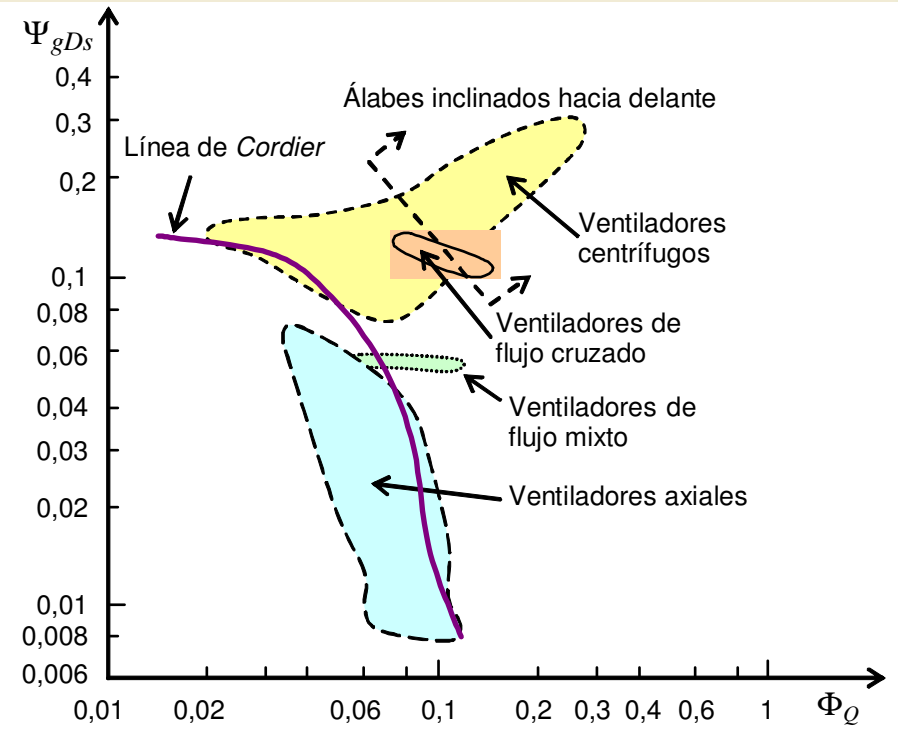
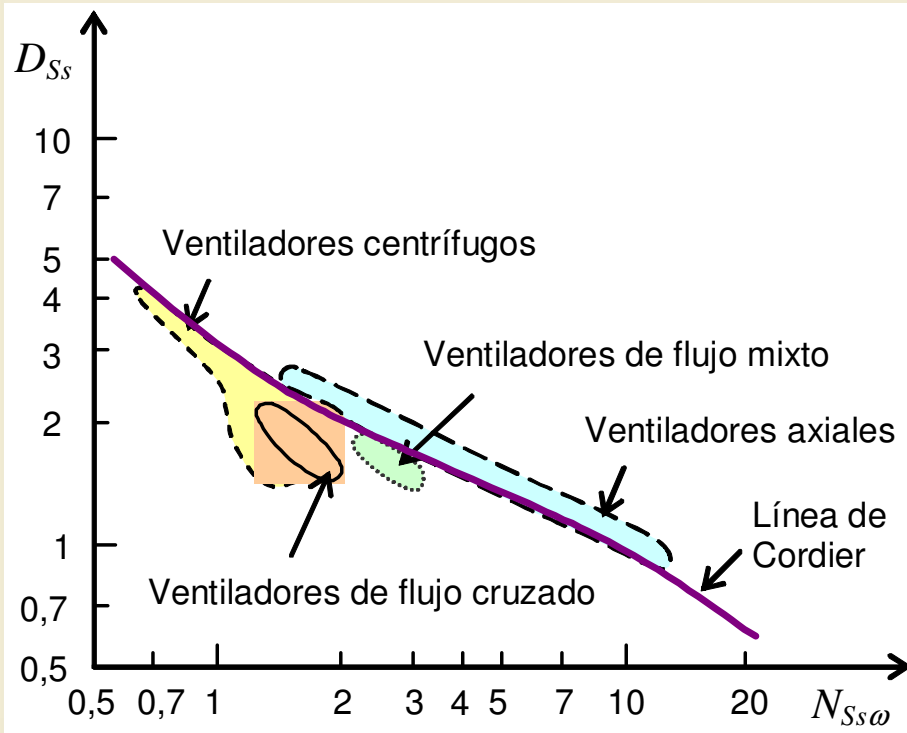
Con cualquiera de las parejas de parámetros que se han comentado, para caracterizar una turbomáquina, se pueden representar en un gráfico las turbomáquinas construidas, con los mejores rendimientos. Si se hace esto, se descubre que los valores de estos parámetros no cubren todo el espacio, sino que se agrupan en

torno a una línea. Esta curva se denomina línea de Cordier y nos indica que, para un valor dado de uno de estos parámetros, su pareja está definida. La figura presenta un esquema para bombas:



8.- Comparación entre turbomáquinas

- Ejemplo de líneas de Cordier para ventiladores

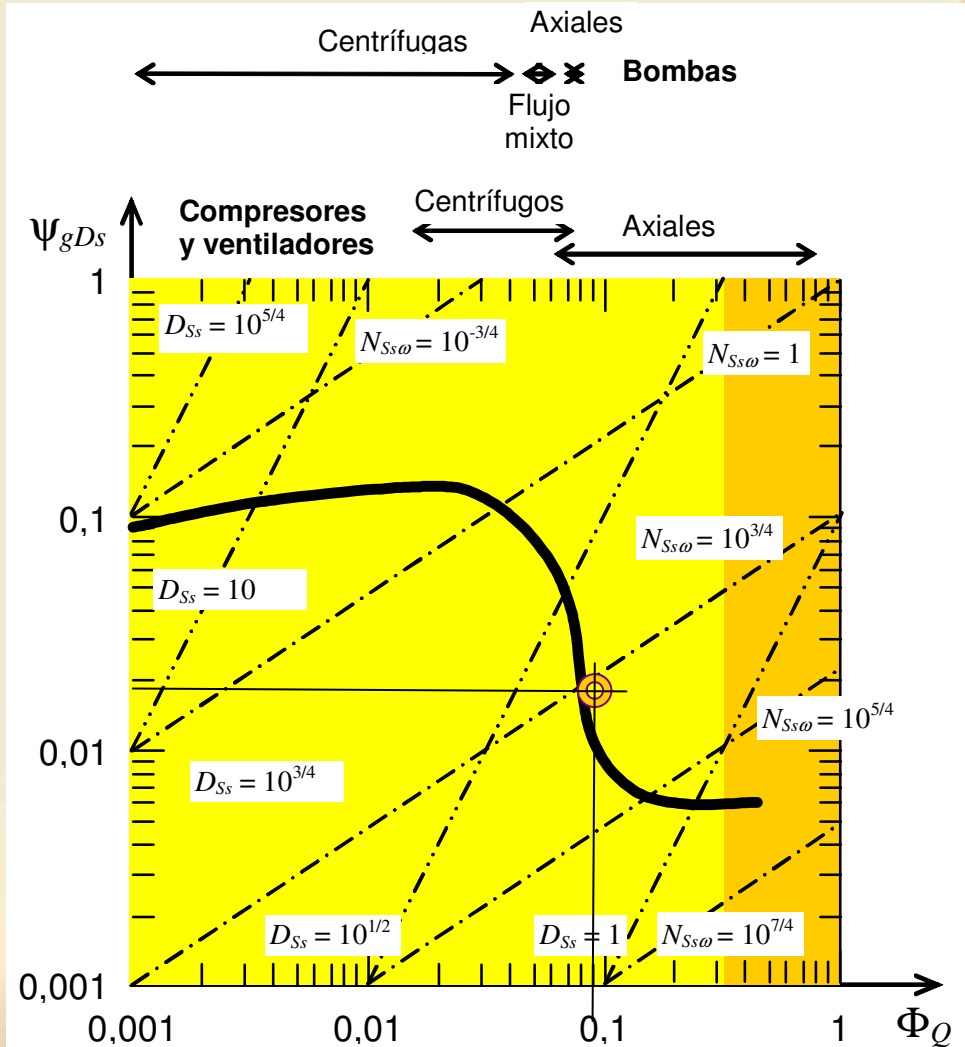
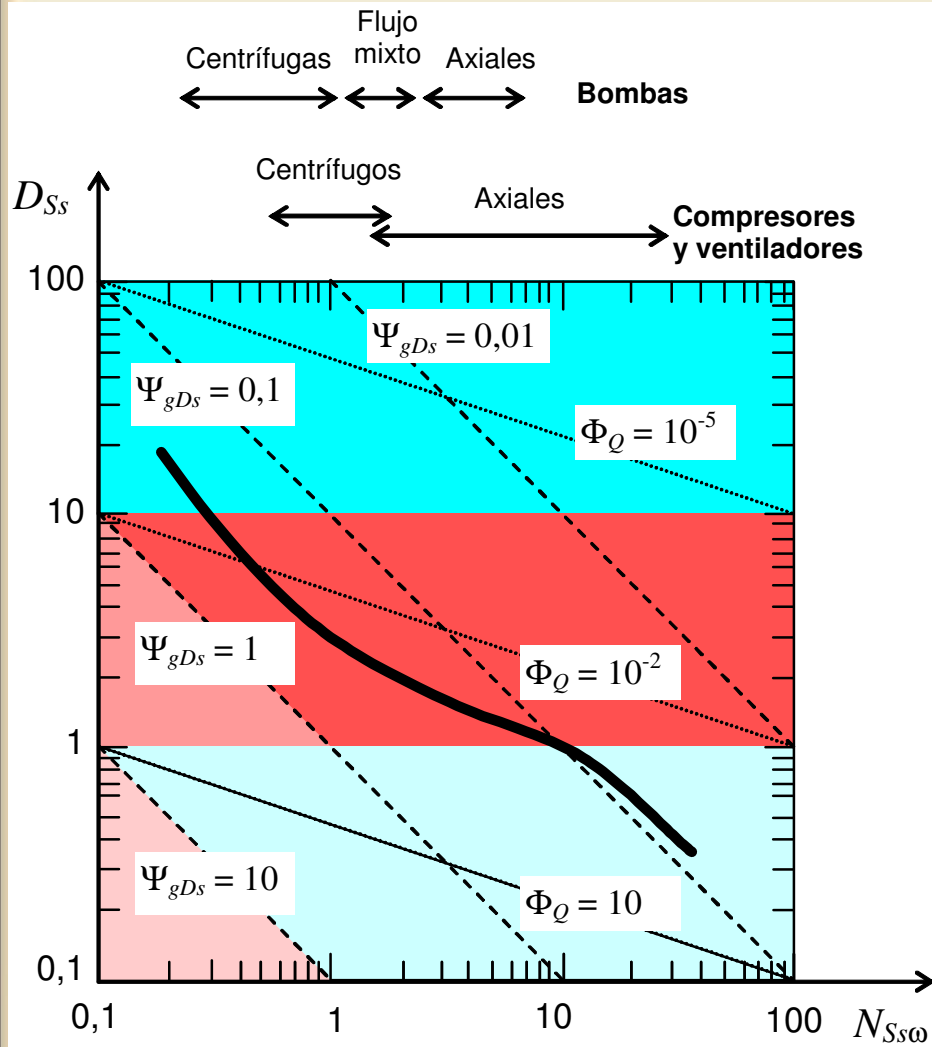


Fuente: Adaptado de Lewis R. I. (1996) Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley

Se observa cierta dispersión en perpendicular a la línea de Cordier, debido a que, en el caso de ventiladores, consideraciones como la generación de ruido pueden primar sobre el rendimiento de la máquina. El subíndice ω , indica que se emplea ω en lugar de n . Ψ_{gD_s} es idéntico a C_P (no incluye el rendimiento) y Φ_Q a C_Q , de nuevo, ambos con ω en lugar de n .

8.- Comparación entre turbomáquinas

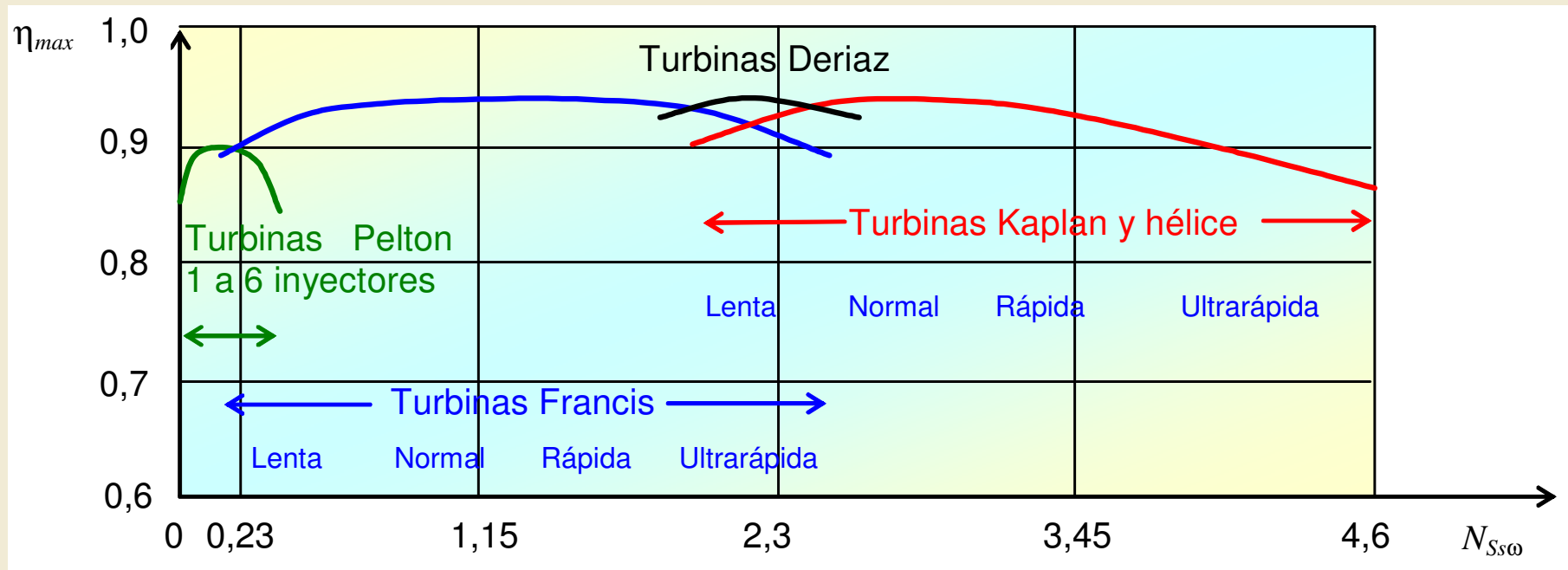
- Ejemplo de líneas de Cordier para bombas y compresores mono-escalón



Fuente: Adaptación de Lewis R. I. (1996) Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley.

8.- Comparación entre turbomáquinas

- Ejemplo de rendimientos obtenibles con turbinas hidráulicas



Notas:

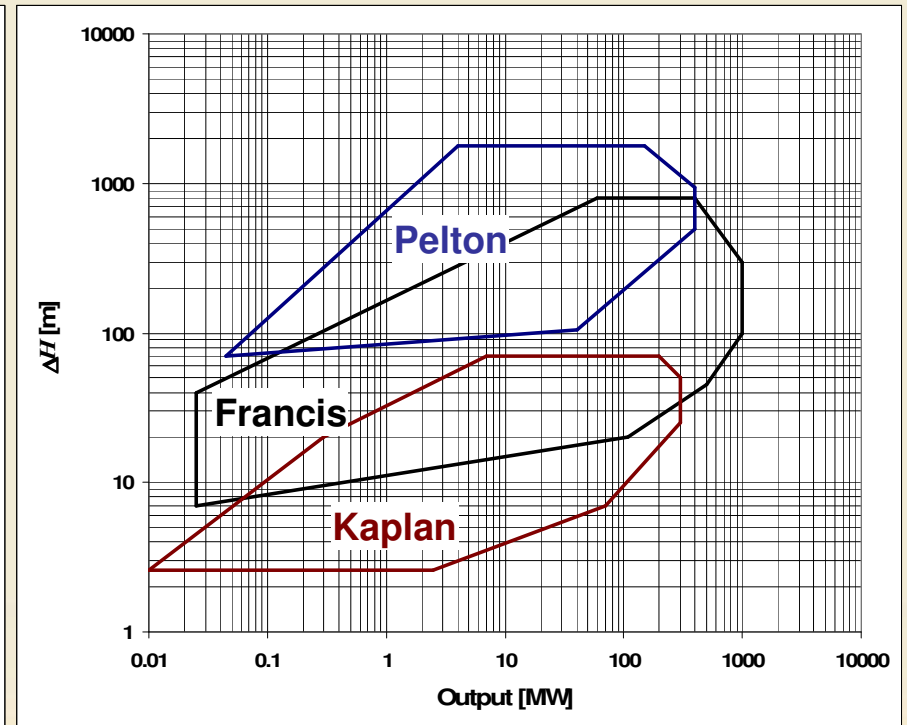
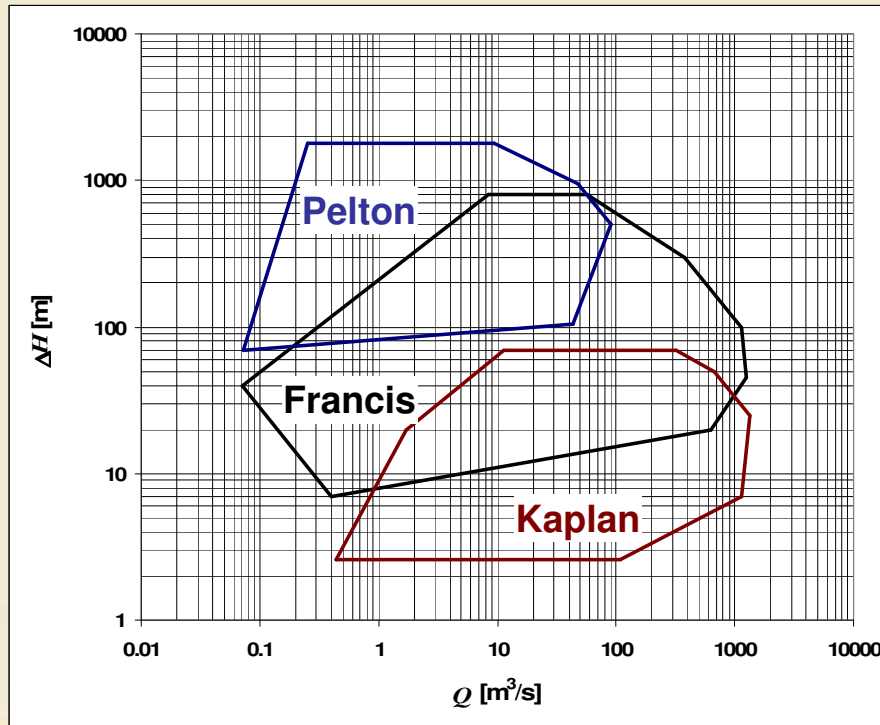
Se tiende a clasificar las máquinas de lentas o rápidas por su velocidad específica.

Cada curva no pertenece a una sola turbina, es la envolvente de las mejores turbinas operando en su de rendimiento máximo.

8.- Comparación entre turbomáquinas

- Otras correlaciones y comparaciones

A pesar de las ventajas de la adimensionalización, es común encontrar correlaciones y envolventes de trabajo con variables dimensionales, como en la figura.



Alturas hidráulicas de aplicación

	Pelton	Francis	Kaplan y hélice
1 inyector	100 m ÷ 2.000 m	30 m ÷ 800 m	4 m ÷ 80 m
2 inyectores	100 m ÷ 1.500 m		
4 inyectores	100 m ÷ 1.000 m		

Preguntas de autoevaluación

1. A partir de las curvas del fabricante de una bomba determinada, ¿es usted capaz de generar las curvas de ese modelo de bomba girando a revoluciones distintas, comprimiendo otro fluido y con otro tamaño?
2. Conociendo la geometría de una bomba y el rendimiento en un punto determinado, ¿es usted capaz de traducir los parámetros adimensionales de presión y caudal en coeficientes de carga y flujo?
3. Dadas la curvas de una instalación y un ventilador, ¿sabría definir si el funcionamiento va a ser estable, inestable o indiferente?
4. A partir de las curvas de operación de una turbina hidráulica a un régimen determinado, ¿sabría predecir las actuaciones a otro régimen?
5. Las curvas adimensionales de un compresor dado, operando con un gas determinado, ¿sirven para otro gas con la misma relación de calores específicos, γ ?
6. Las curvas adimensionales de un compresor dado, operando con un gas determinado, ¿sirven para otro gas con distinta relación de calores específicos, γ ?
7. Las curvas adimensionales de un compresor dado, operando con un gas determinado, ¿sirven para otro gas con distinto valor de R_g ?
8. ¿Puede indicar las razones que sitúan en una localización determinada del mapa de un compresor las cuatro zonas de desprendimiento/bloqueo a la entrada/salida de un compresor?

Preguntas de autoevaluación

9. Dada la $NPSH$ de una bomba y la $P_{atm.}$ de una superficie libre, ¿sabría indicar la altura máxima a la que puede colocarse la bomba?.
10. ¿Es usted capaz de traducir los parámetros adimensionales de presión y caudal de una turbomáquina, en el punto de rendimiento máximo, a parámetros de velocidad específica y diámetro específico?.
11. Dados los datos de funcionamiento, geometría y fluido de trabajo de una turbomáquina térmica, ¿sabría calcular su velocidad específica y diámetro específico?.
12. Conociendo el caudal de un río, la altura de un salto hidráulico en el mismo y la velocidad de giro a la que se quiere que funcione una turbina hidráulica, para generar electricidad a una frecuencia determinada,

Resumen

1. El estudio de la dependencia funcional de las actuaciones de una turbomáquina hidráulica (flujo incompresible) nos indica que los distintos parámetros adimensionales de funcionamiento (los de presión, rendimiento, potencia, etc.) dependen básicamente del parámetro de caudal. En turbinas suele entrar en juego un parámetro adicional de geometría variable. En todos los casos, existe una dependencia secundaria del número de Reynolds, que hay que considerar.
2. Los ventiladores presentan variaciones de presión suficientemente pequeñas como para ser analizados con la misma metodología que las turbomáquinas hidráulicas.
3. Los coeficientes de carga y de flujo estudiados en el ámbito del análisis y el diseño, son variables análogas e intercambiables con los parámetros adimensionales de presión y caudal en el ámbito de actuaciones.
4. El estudio de la dependencia funcional de las actuaciones de una turbomáquina térmica (flujo compresible) nos indica que los distintos parámetros adimensionales de funcionamiento (los de presión, rendimiento, potencia, etc.), para γ fijo, dependen básicamente de los parámetros de flujo másico y régimen de giro, con una dependencia secundaria del número de Reynolds.
5. Saber traducir los datos proporcionados por el fabricante en parámetros adimensionales permite predecir las actuaciones de una turbomáquina ante variación de condiciones de funcionamiento

Resumen

6. La envolvente de trabajo de un compresor está limitada principalmente por entrada en pérdida de los álabes (zonas de desprendimiento) y bloqueo sónico en el flujo. Estos fenómenos pueden implicar la necesidad de dispositivos especiales para el arranque de un compresor.
7. En la envolvente de trabajo de una bomba aparece una limitación basada en el posible cambio de fase del fluido de trabajo (cavitación). Esta limitación se define con el parámetro *NPSH*, cuya contrapartida adimensional se denomina parámetro de Thoma.
8. Se pueden comparar las actuaciones de turbomáquinas distintas caracterizando cada una por los valores de sus parámetros de presión y caudal particularizados en el punto de rendimiento máximo. Esto es equivalente a usar los valores de los coeficientes de carga y flujo en dicho punto.
9. Alternativamente, se pueden definir los parámetros de “Velocidad específica” y “Diámetro específico”, en función de las actuaciones en el punto de rendimiento máximo. Estos parámetros son combinación de los anteriores pero pueden presentar ventajas en cuanto a operaciones matemáticas a realizar.
10. Representando las parejas de valores que caracterizan a una turbomáquina mono-escalón, en un diagrama bidimensional, se observa que las máquinas de mejores rendimientos se alinean en una curva denominada “Línea de Cordier” que puede aconsejar el tipo de turbomáquina a diseñar en función de los requisitos a cumplir.