



# Cap. 5.- Fundamentos de turbomáquinas.



Universidad  
Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior

Autores:

Pedro A. Rodríguez Aumente

Antonio Lecuona Neumann

*Autores:*

*P.A. Rodríguez*

*A. Lecuona*



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

La información contenida en este trabajo sirve de propósito exclusivo para la enseñanza y la de procedencia externa ha sido obtenida de las mejores fuentes que se han podido encontrar, generalmente de reconocido prestigio. No obstante los autores no garantizan la exactitud, actualización, disponibilidad o perfección de su contenido ni se responsabilizan del mismo. 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. Cualquier indicación de error u omisión será bienvenida. El contenido del documento pudiera estar sujeto a derechos de autor o de propiedad industrial o intelectual, por lo que su reproducción total o parcial queda prohibida.

# Fundamentos de turbomáquinas



## Objetivos:

Proporcionar herramientas de análisis de las turbomáquinas para comprender su funcionamiento y posibilitar su aplicación eficiente y segura a un sistema energético. Se parte de los principios físicos para llegar al funcionamiento real. Se concentra la atención en las de tipo axial por sencillez y concisión.

## Notas:

- En verde, fórmulas y otros ítems de referencia, p. e. (fórmulas) [Referencias].
- Las demostraciones de los balances de masa, cantidad de movimiento y de la fórmula de Euler son a título ilustrativo, al objeto de conocer las hipótesis asumidas y sus consecuencias.
- Los paréntesis quebrados  $\langle \ \rangle$  indican dependencia funcional.
- La llaves  $\{ \ \}$  o  $\} \ \}$  indican opciones o unión de ecuaciones.
- $\doteq$  significa definición.
- $f, \zeta, \xi, \varpi, \varrho, \varsigma, \chi, \varphi$  y  $\phi$  representan funciones genéricas.
- $\alpha$  y  $\beta > 0$  en el sentido de giro de la TM.
- Material de ampliación: [Fotos de turbomáquinas](#). [Turbomaquinaria](#). [Una introducción](#). [Una introducción en inglés](#). [Un fabricante](#). [Compresor axial](#). [Desprendimiento en compresores](#).

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA



# Fundamentos de turbomáquinas

## Nomenclatura

### Latinas

*A* área de paso  
*a* velocidad del sonido  
*b* cuerda axial  
*C* par  
*c* calor específico, cuerda  
*D* resistencia aerodinámica, diámetro exterior del rotor  
*D<sub>s</sub>* diámetro específico  
*E* energía  
*F* fuerza  
*g* aceleración de la gravedad  
*Ha* número de De Haller  
*h* entalpía específica  
*h* altura del álabe  
*ī* vector unidad  
*i* incidencia de la corriente media  
*k* conductividad térmica  
*L* sustentación  
*M* número de Mach  
*N<sub>s</sub>* velocidad específica  
*m* masa  
*n* régimen de giro  
*p* presión  
*Q* calor  
*R* grado de reacción  
*Re* número de Reynolds  
*R<sub>g</sub>* constante del gas ideal  
*r* radio  
*S* entropía  
*S* separación entre álabes  
*SC* superficie de control  
*s* entropía específica  
*T* temperatura absoluta  
*t* tiempo

*U* velocidad de arrastre  
*u* energía interna específica  
*V* velocidad absoluta  
*∂* volumen específico  
*W* velocidad relativa  
*W* potencia mecánica  
*Z* número de escalones  
*z* altura geográfica

### Griegas

*α* inclinación corriente absoluta  
*β* inclinación corriente relativa, con ' es inclinación de la línea media del álabe  
*Δ* incremento  
*δ* desviación de la corriente media  
*η* eficiencia  
*θ* deflexión geométrica  
*φ*: deflexión de la corriente media  
*Π* relación de presiones  
*Π<sub>m</sub>* parámetro de gasto  
*Π<sub>n</sub>* parámetro de vueltas  
*Φ* parámetro de caudal  
*Ψ* parámetro de carga  
*σ* irreversibilidad interna  
*ρ* densidad  
*ω* velocidad angular de giro del rotor  
*μ* viscosidad dinámica  
*τ* trabajo específico  
*γ* relación de calores específicos  
*κ* factor de potencia

### Subíndices

#### Latinos

0 entrada a estator previo  
1 entrada al rotor  
2 salida del rotor  
3 salida de estator posterior  
I escalón primero

*c* compresor  
*cri* de bloqueo sónico  
*e* turbina  
*e* entrada  
*es* estator  
*ex* hacia el exterior, exterior, periférico  
*fl* hacia el flujo  
*I* índice para escalones  
*i* índice numérico, ideal  
*in* interior  
*m* mecánico, de gasto, en radio medio  
*n* normal, de régimen  
*p* a presión constante, politrópico  
*pm* pérdidas mecánicas  
*ro* rotor  
*r* en dirección radial creciente  
*rel* relativo  
*s* isentrópico  
*s* salida  
*t* de remanso o total  
*tt* total a total  
*v* a volumen constante  
*vc* del volumen de control  
*z* a lo largo del eje de la turbomáquina, corriente abajo

#### Griegos

*θ* tangencialmente y en el sentido de giro

### Adornos

' línea media del perfil del álabe.

### Siglas

GE globalmente estacionario  
GICP gas ideal caloríficamente perfecto  
LICP líquido ideal caloríficamente perfecto  
TM turbomáquina

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

# Fundamentos de turbomáquinas

## Contenido

1. [Repaso de Termodinámica](#)
  - [Transferencia de energía](#). [Variables de remanso](#).
2. [Fundamentos de turbomaquinaria](#)
  - [Propósito y operativa de las turbomáquinas](#)
  - [Transferencia de trabajo](#). [Fórmula de Euler de las turbomáquinas](#)
  - [Transferencia de trabajo y de energía](#). [Eficiencia](#)
  - [Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible](#)
3. [Anexos](#)
4. [Ejercicios](#)
5. [Cuestiones de autoevaluación](#)
6. [Bibliografía](#)

**Introducción:** la primera parte sienta las bases de la teoría de las turbo-máquinas, a título informativo del estudiante y con el objetivo de conocer las hipótesis simplificadoras asumidas en un estudio de volumen de control de una máquina real. Permite conceptualizar y valorar sus fundamentos. Una segunda parte se centra en la morfología funcional de las turbomáquinas, lo que permite entender su forma y funcionamiento. Éste es sintetizado en las curvas características, las cuales se necesitan para entender los motores térmicos, al formar parte de ellos. Los **Anexos** son para ampliar o justificar más ampliamente la teoría. 4



*Autores:*

*P.A. Rodríguez*

*A. Lecuona*



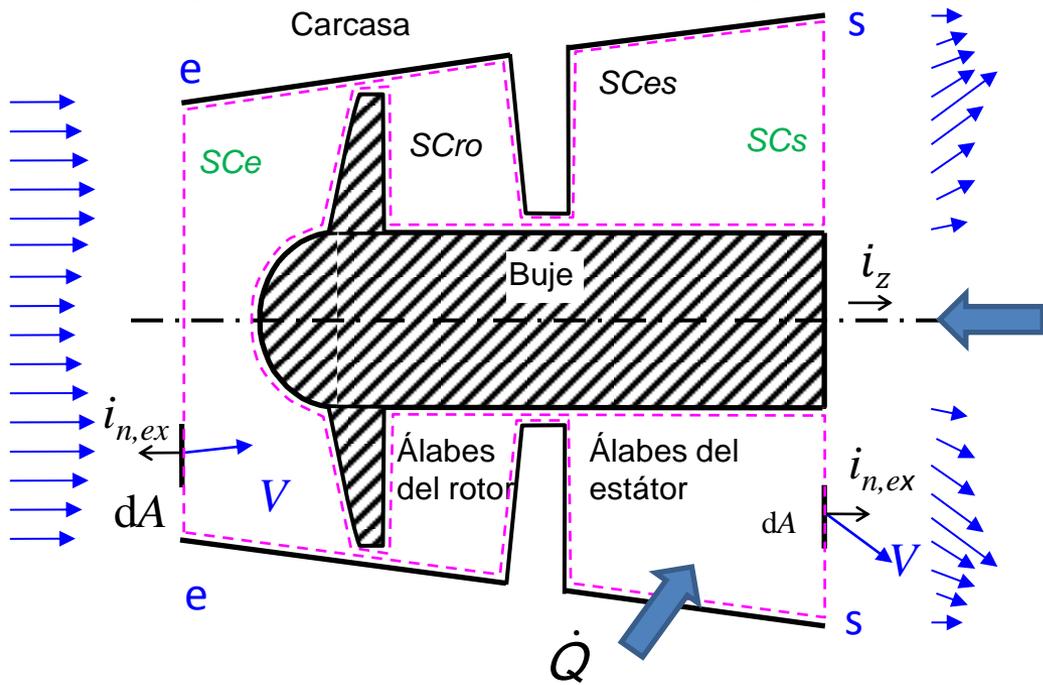
MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA



# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (*volver*)

## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía



Volumen de control *vc* en línea de trazos fucsia conteniendo, al menos, un rotor y un estator.

Moja internamente la máquina (superficies fijas y móviles) y dos superficies permeables al flujo, entrada e y salida s.

### • Ecuaciones de conservación:

**Masa:** 
$$\frac{\partial m_{vc}}{\partial t} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Hipótesis frecuente en turbomaquinaria: El giro de los álabes es la única no estacionariedad, luego los procesos son globalmente estacionarios, ver [Anexo I](#).

$$\dot{m} = \int_{sc} \rho \vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex} \cdot dA \quad ; \quad \frac{\partial}{\partial t} = 0 \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

**Energía:** 
$$\frac{\partial E_{vc}}{\partial t} = \dot{Q} + \{W_{fl} - W_{\Delta\theta}\} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_{z,e}^2 + g \cdot z_e \right) - \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_{z,s}^2 + g \cdot z_s \right) \quad (5.2)$$

Hipótesis frecuentes en turbomaquinaria:

- Variaciones despreciables de energía potencial:
- No se realiza trabajo por variación de volumen del *vc*, solo queda la potencia de flujo  $W_{fl}$ , ver [Anexo 0](#):

$$g(z_e - z_s) \ll h_e - h_s$$

$$W_{\Delta\theta} = \int_{vc} p \cdot d\mathcal{G} = 0 \quad (5.4)$$

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica

2. Fundamentos de Turbomaquinaria

3. Anexos

4. Ejercicios

5. Autoevaluación

6. Bibliografía

# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (cont.) ([volver](#))

**Energía (cont.):** (5.4)

Entalpía de remanso:  $h_t \doteq h + \frac{1}{2}V^2 \Rightarrow$

**Ecuación de transferencia de energía**

Despreciable en TM

$$W_{fl} = \dot{Q} + \dot{m}(h_{t,e} - h_{t,s}) \quad (5.5)$$

**Cantidad de movimiento: incluyendo en  $F_i$  las fuerzas de presión normal y tangencial**

2ª Ley de Newton:  $\sum_i \vec{F}_i = \frac{d(m \cdot \vec{V})_{vc}}{dt}$

Teorema del transporte de Reynolds:  $\frac{d(m \cdot \vec{V})_{vc}}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \int_{vc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\mathcal{G} \right\} + \int_{Avc} \rho \cdot \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex}) \cdot dA$

$$\sum_i \vec{F}_{i,fl} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \int_{vc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\mathcal{G} \right\} + \int_{Avc} \rho \cdot \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex}) \cdot dA$$

Empleando el caudal másico y teniendo en cuenta que el volumen no varía y las velocidades se repiten periódicamente con el giro (globalmente estacionario GE, [Anexo I](#)):

$$\sum_i \vec{F}_{i,fl} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \int_{vc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\mathcal{G} \right\} + (\dot{m} \cdot \vec{V})_s - (\dot{m} \cdot \vec{V})_e \quad (5.9)$$

**• Balance de entropía (no se conserva):**

Globalmente Estacionario (GE)  $\frac{\partial S_{vc}}{\partial t} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{m}_e \cdot s_e - \dot{m}_s \cdot s_s + \dot{\sigma}_{vc} \quad ; \quad \dot{\sigma}_{vc} \geq 0 \quad (5.10)$

↓  
Irreversibilidad interna (viscosidad)

Para evaluar  $s$ :

**• Ecuaciones de Gibbs**, masa de control en equilibrio y desdeñando por ahora la energía cinética, que se añadirá posteriormente. Se inventa una evolución reversible arbitraria entre los estados inicial y final, por ser  $s$  una función de estado:

$$\left. \begin{aligned} Tds &= du - pdv \\ dh &= du + d(pv) \end{aligned} \right\} \rightarrow Tds = dh - vdp \quad (5.11)$$

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica

2. Fundamentos de Turbomaquinaria

3. Anexos

4. Ejercicios

5. Autoevaluación

6. Bibliografía

# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (cont.) *(volver)*

## Modelo de Gas Ideal Calorímicamente Perfecto (GICP), para simplificar:

Ecuación de estado GI:  $\frac{p}{\rho} = R_g \cdot T$

Energía interna entre cualesquiera e y s:  $u = u \langle T \rangle \rightarrow u_s - u_e = \int_{T_e}^{T_s} c_v \langle T \rangle \cdot dT$

Con la hipótesis de CP:  $c_v = cte \rightarrow u_s - u_e = c_v (T_s - T_e)$

Entalpía:  $h = u + p \cdot v = u + \frac{p}{\rho} = u + R_g \cdot T \rightarrow h = h \langle T \rangle \rightarrow h_s - h_e = \int_{T_e}^{T_s} c_p \langle T \rangle \cdot dT$  (5.12)

Con la hipótesis de CP:  $c_p = cte \rightarrow h_s - h_e = c_p (T_s - T_e)$

Entropía (empleando las ecuaciones de Gibbs para calcular la variable de estado *s*, imaginando un proceso reversible entre e y s, caracterizado por *p* y *T*), Ecs. (5.11) y (5.12):

$s_s - s_e = \int_{T_e}^{T_s} \frac{c_p \langle T \rangle dT}{T} - R_g \cdot \ln \left( \frac{p_s}{p_e} \right) \rightarrow s_s - s_e = c_p \cdot \ln \left( \frac{T_s}{T_e} \right) - R_g \cdot \ln \left( \frac{p_s}{p_e} \right)$  (5.14)

GICP:  $c_p = cte.$

- Una vez expresada *s* como función de las dos variables independientes de interés, éstas pueden ser cualesquiera, p. e. resultado de un proceso irreversible entre dos estados cualesquiera, e y s, en equilibrio, usándose *T* y *p* reales. Válido también si hubiera intercambio de calor, y por supuesto, también para evoluciones reversibles.
- Por la aditividad de la energía, la energía cinética se agrega de la entalpía, constituyendo las variables de remanso:

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica

- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

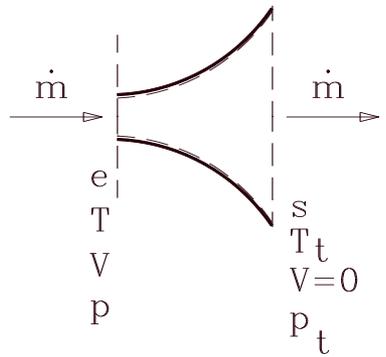
Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (cont.) ([volver](#))

**Variables de remanso o totales:** Las que se alcanzan tras un proceso estacionario de deceleración adiabática reversible (i.e. isoentrópica) hasta velocidad nula, sin realización de trabajo con variación despreciable de energía potencial.



**Entalpía de remanso**, bastando la adiabaticidad y trabajo nulo en el balance de energía **Ec. (5.4)**:

$$h_{t,e} = h_{t,s} = h_t = h + \frac{1}{2}V^2 \quad (5.15)$$

**Temperatura de remanso:**

Balance de energía:  $h_{t,e} = h_{t,s} = h + \frac{1}{2}V^2$

**A) Con la hipótesis de GICP:**

$$h_t - h = c_p \cdot (T_t - T) = \frac{1}{2}V^2 \rightarrow T_t = T + \frac{1}{2} \frac{V^2}{c_p} = T \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{V^2}{c_p T} \right) \quad (5.16)$$

**Presión de remanso:** es necesario agregar hipótesis

Balance de entropía, (agregando reversibilidad):  $s_e = s_s \rightarrow s_t = s \quad (5.17)$

Con la hipótesis de GICP, de la **Ec. (5.14)**:  $\left. \begin{aligned} T_t \cdot p_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} &= T \cdot p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \\ \gamma &= c_p / c_v \end{aligned} \right\} \rightarrow p_t = p \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{V^2}{c_p \cdot T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.18)$

**Densidad de remanso:**

Ecuación de estado:  $\frac{p_t}{\rho_t} = R_g \cdot T_t \rightarrow \text{GICP: } \rho_t = \rho \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{V^2}{c_p \cdot T} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (5.19)$



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica

- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona

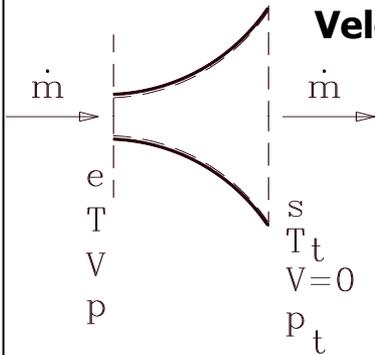


MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (cont.) ([volver](#))

## Modelo de Gas Ideal Caloríficamente Perfecto (GICP):

**Variables de remanso:** Las que se alcanzan tras un proceso estacionario de deceleración adiabática reversible (i.e. isentrópica) hasta velocidad nula, sin realización de trabajo con variación despreciable de energía potencial. Introduzcamos el número de Mach, por utilidad:



**Velocidad del sonido:**  $a = \sqrt{\gamma \cdot R_g \cdot T}$

**Número de Mach:**  $M \doteq \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma \cdot R_g \cdot T}}$

**Temperatura de remanso:**

$$T_t = T \left[ 1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) \cdot M^2 \right] \tag{5.22}$$

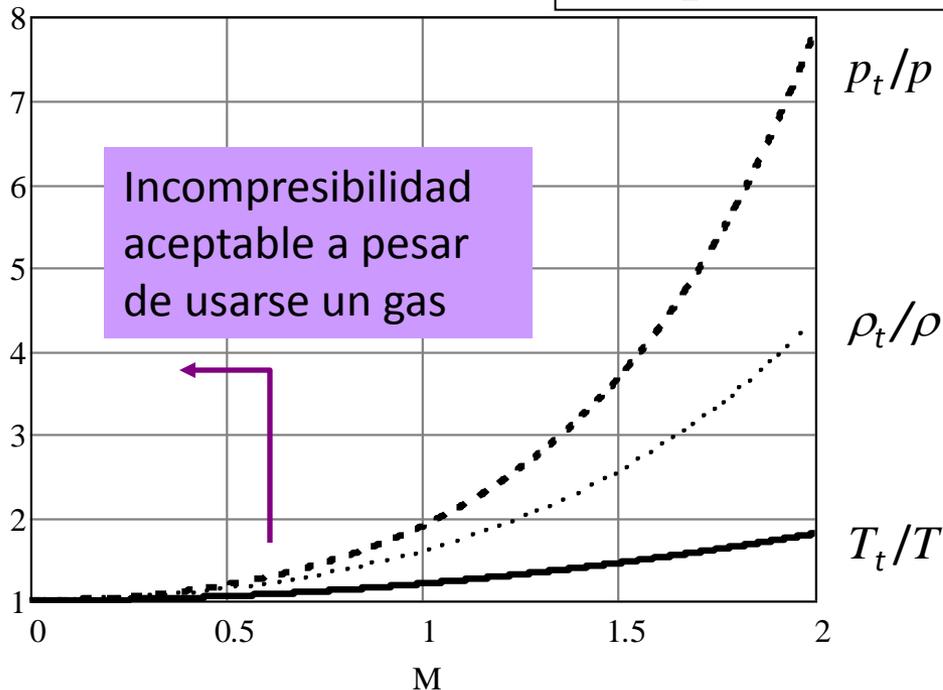
**Presión de remanso:**

$$p_t = p \left[ 1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) \cdot M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{5.23}$$

**Densidad de remanso:**

$$\rho_t = \rho \left[ 1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) \cdot M^2 \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

$M < 1$  subsónico  
 $M = 1$  sónico  
 $M > 1$  supersónico



# 5.1.- REPASO DE TERMOFLUIDODINÁMICA (cont.) ([volver](#))



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termofluidodinámica

2. Fundamentos de Turbomaquinaria

3. Anexos

4. Ejercicios

5. Autoevaluación

6. Bibliografía

## B) Líquido Ideal caloríficamente perfecto (LICP) Válido para gases a $M \ll 1$ :

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Ec. (5.15): } h_t = h + \frac{1}{2}V^2 \\
 \text{Ec. (5.12): } h = u + p/\rho \\
 \text{LI: } \rho = \text{cte.} \rightarrow \vartheta = \text{cte.} \\
 s_t \equiv s_s = s \equiv s_e \\
 \text{Ec. (5.11): } Tds = du - pd\vartheta
 \end{array} \right\} \rightarrow u_t = u \left\{ \begin{array}{l}
 \text{sin necesidad de } s = \text{cte.: } h_t = u + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}V^2 \\
 u_t = u
 \end{array} \right. \quad (5.25)$$

Añadiendo la hipótesis de caloríficamente perfecto:

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Ec. (5.11): } Tds = du - pd\vartheta \\
 \text{LI} \rightarrow d\vartheta = 0; du = cdT \\
 \text{CP: } c = \text{cte.} \\
 s_t \equiv s_s = s \equiv s_e
 \end{array} \right\} \rightarrow s_s - s_e = c \ln \frac{T_s}{T_e} \rightarrow \boxed{T_t = T}$$

### Densidad de remanso:

$$\text{Ecuación de estado} \rightarrow \mathcal{G}_t = \mathcal{G} \rightarrow \boxed{\rho_t = \rho}$$

### Presión de remanso:

$$\text{Balance de energía: } h_t = h + \frac{1}{2}V^2 \rightarrow \cancel{u}_t + \frac{p_t}{\rho} = \cancel{u} + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}V^2 \rightarrow \boxed{p_t = p + \frac{1}{2}\rho V^2}$$

Ecuación de Bernoulli, [Anexo III](#).

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA ([volver](#))

**Propósito y operativa de las turbomáquinas:** Intercambiar energía mecánica con un fluido por medio de un rotor para alguna de las siguientes aplicaciones:

1. Aumentar la presión del fluido. Compresores, bombas ( $M \ll 1$ ).
2. Proporcionar velocidad al fluido, tras aumentar la presión. Ventiladores ( $M \ll 1$ ).
3. Mover otra máquina con un eje. Turbinas.
4. Propulsar un móvil. Aerorreactores y hélices.

### • Elementos:

- Superficies giratorias (rotores).
  - Superficies fijas (estatores).
  - Conexión mecánica con el exterior (eje).
- Los rotores y estatores forman una corona de [álabes](#), que son superficies esbeltas con sección de perfil aerodinámico.
- Es característico de las turbomáquinas:
- La existencia de un salto de presión entre la entrada y la salida.
  - Altas velocidades en su interior.

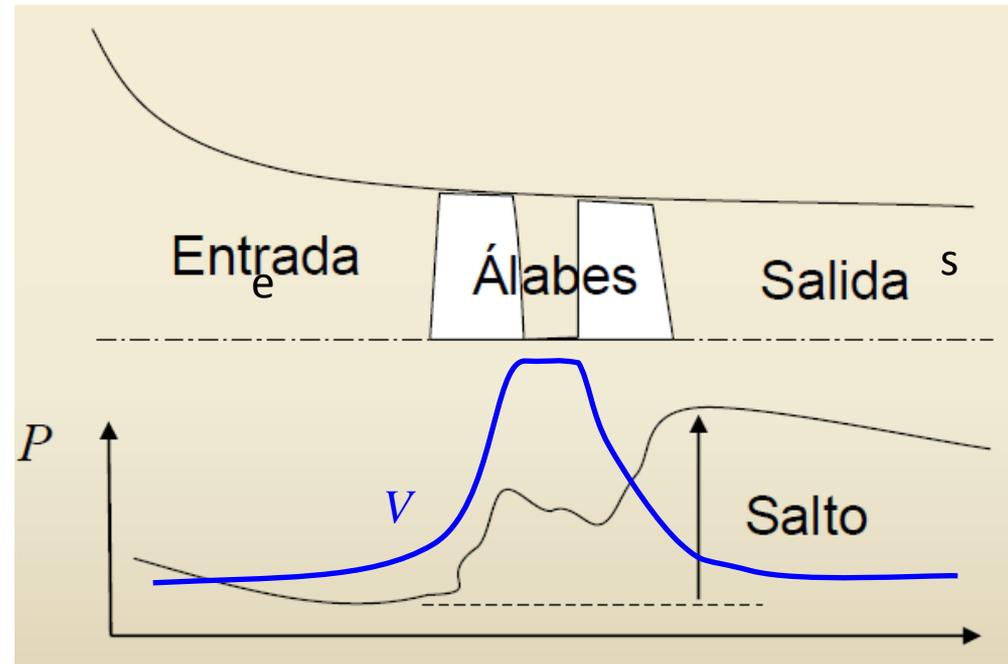


Fig. (5.4). Esquema de una turbomáquina, compresora.



## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

**Propósito y operativa de las turbomáquinas:** sección de álabe (en este caso axial), [Anexo IX](#).

### FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINAS

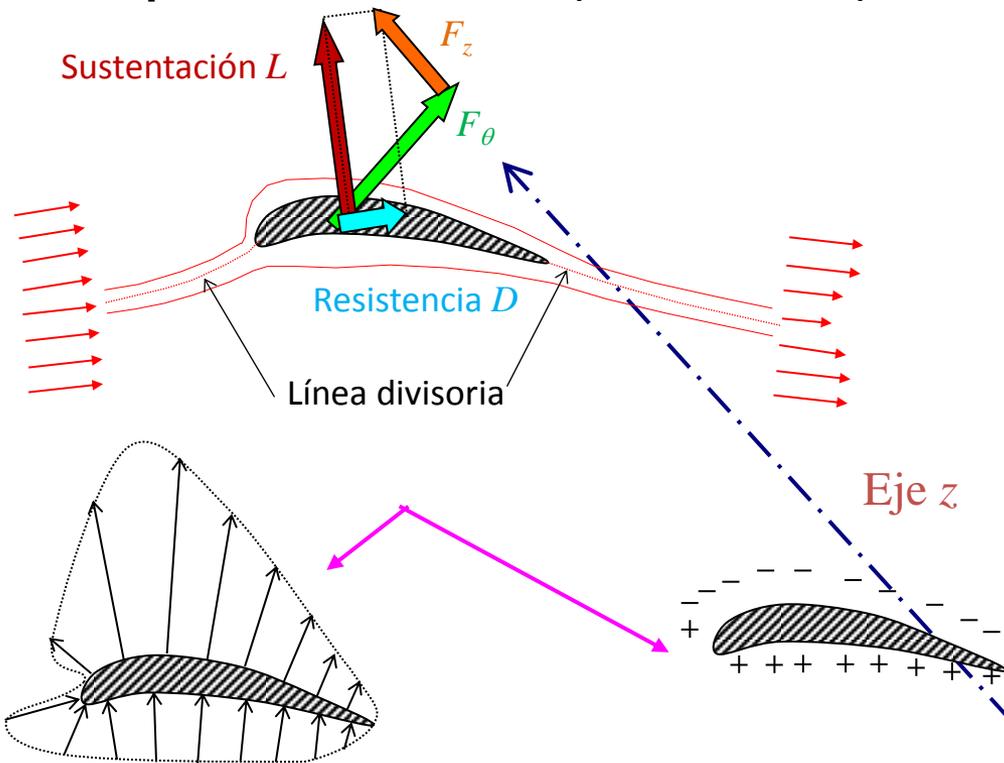
1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomáquina
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

La corriente incidente a un elemento en  $r = \text{cte.}$  del rotor es la relativa a él, de velocidad  $W(z, \theta)$

$$\vec{V} = \vec{W} + U \cdot \vec{i}_\theta$$

$$\underbrace{F}_{\substack{\text{Fluido} \\ \text{sobre} \\ \text{el álabe}}} = - \underbrace{F_{fl}}_{\substack{\text{Álabe} \\ \text{sobre} \\ \text{el fluido}}}$$

Fig. (5.5)



Fuerzas aerodinámicas ejercidas por el fluido sobre los álabes de la turbomáquina:

- **Sustentación ( $L$ ):** perpendicular a la corriente incidente.
- **Resistencia ( $D$ ):** paralela a la corriente incidente.

Para calcular el trabajo realizado por el fluido procede hacer la siguiente descomposición:

- **Componente tangencial ( $F_\theta$ ):** perpendicular al eje de giro de la turbomáquina. Es la que permite la transferencia de energía mediante rotación de dicho eje, al actuar sobre el rotor de la turbomáquina  $W_{fl} = -F_\theta r \omega$ . Debido al desplazamiento necesario del rotor, el proceso, en ejes fijos es **no estacionario**. Esta no estacionariedad se pierde al alejarnos del rotor.
- **Componente axial ( $F_z$ ):** paralela al eje de giro de la turbomáquina. Sirve para la propulsión.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



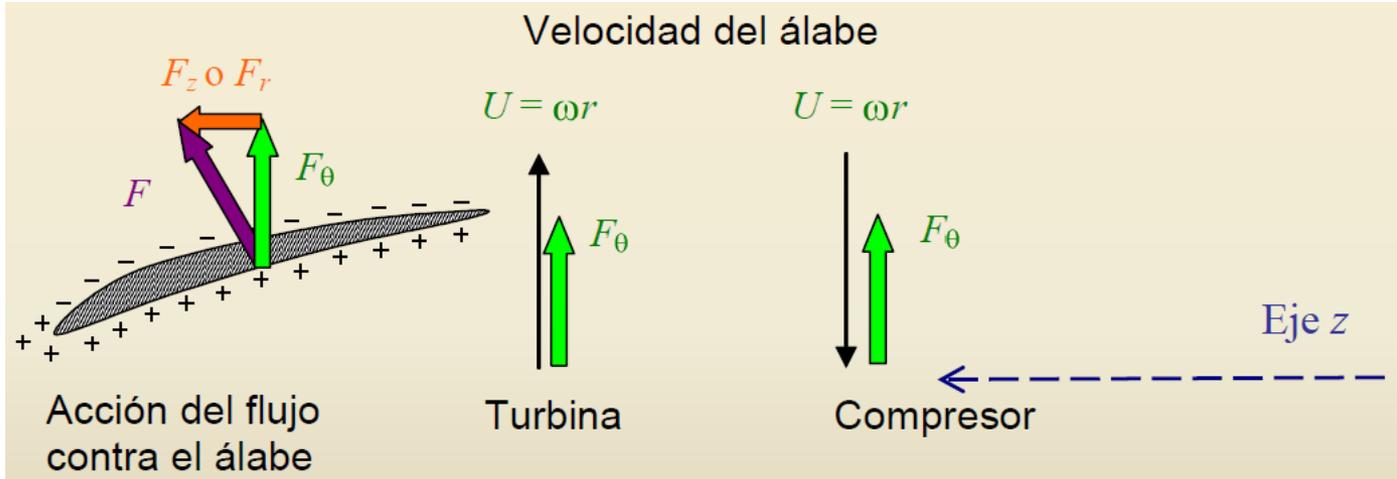
**FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS**

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

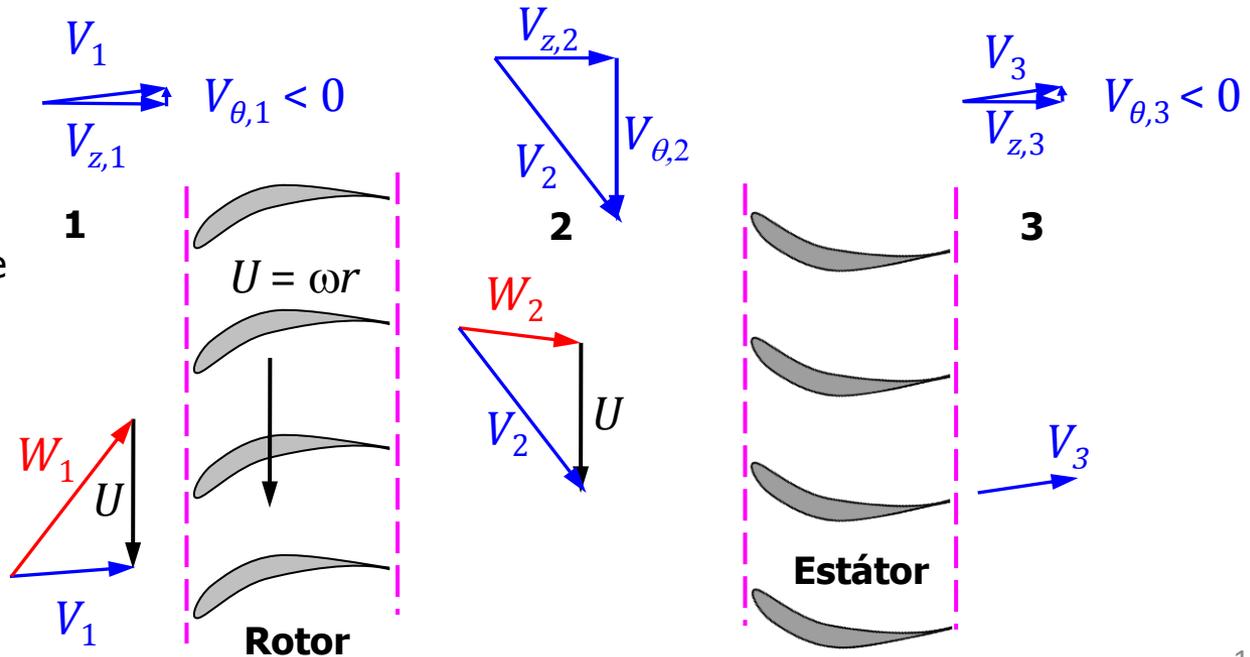
# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

## Propósito y operativa de las turbomáquinas:

Velocidad absoluta ( $\vec{V}$ ) = Velocidad relativa ( $\vec{W}$ ) + Velocidad de arrastre ( $\vec{U} = \omega r \vec{i}_\theta$ ).  
 (ejes fijos) (ejes ligados al álabe) (la del álabe respecto del estátor)



**Compresor:**  
 rotor seguido de estator. En este caso, axial.



Autores:  
 P.A. Rodríguez  
 A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

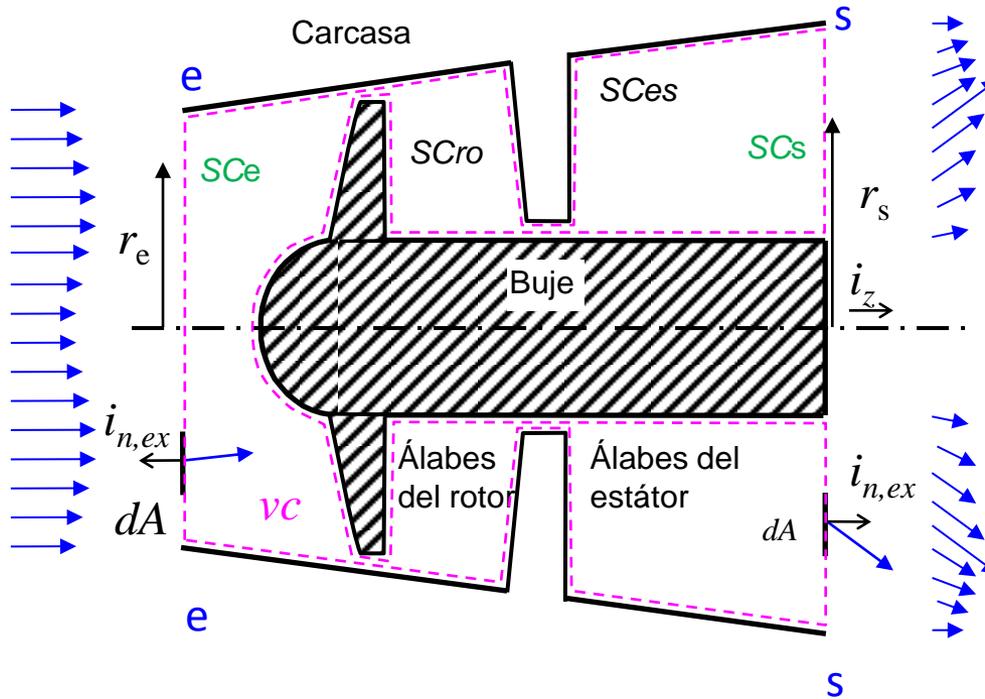


FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

## Transferencia de trabajo: Fórmula de Euler de las turbomáquinas.



Mismo *vc*

$$\vec{V} = V_z \cdot \vec{i}_z + V_\theta \cdot \vec{i}_\theta + V_r \cdot \vec{i}_r$$

>0 en el sentido del giro

**Balance de cantidad de movimiento en el *vc*, Ec. (5.9):**

$$\sum_i \vec{F}_{i,fl} = \int_{Avc} \rho \cdot \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex}) \cdot dA$$

Tomando el momento respecto del eje z se obtiene la [fórmula de Euler](#). Teniendo en cuenta que:

- Las componentes axial y radial no dan momento.
- Las integral de superficie es distinta de cero solamente en los orificios "SCe" y "SCs".
- El producto  $(\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex})$  da lugar a un escalar (<0 a la entrada y >0 a la salida), siendo la velocidad la que confiere el carácter vectorial.

$$C_{fl} = F_{\theta,fl} \cdot r = \int_{Avc} \rho \cdot V_\theta \cdot r \cdot (\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex}) \cdot dA = \int_{SCe} V_\theta \cdot r \cdot dm + \int_{SCs} V_\theta \cdot r \cdot dm$$

$$dm = \rho \cdot (\vec{V} \cdot \vec{i}_{n,ex}) \cdot dA$$

>0 en el sentido del giro

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

Autores:  
 P.A. Rodríguez  
 A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo: Teoría unidimensional de las turbomáquinas.

El cálculo del par ejercido sobre el fluido a partir de la Ecuación de Euler de las turbomáquinas, requiere un conocimiento detallado del campo fluido en las superficies de control *SCe* y *SCs*, más sucintamente e y s. Puede obtenerse una aproximación útil mediante propiedades medias, llamada también **teoría de la línea media**:

$$C_{fl} = \left( \overline{V_{\theta,s}} \cdot r_s - \overline{V_{\theta,e}} \cdot r_e \right) \dot{m} \quad \text{Los álabes, sean fijos o móviles, producen cambios en } V_{\theta}$$

Observaciones:

- Con el criterio de signos adoptado,  $C_{fl}$  es el par ejercido sobre el fluido.
- $C_{fl}$  es suma de los pares ejercidos por rotor y estator (incluyendo carcasas y bujes), si están dentro del **vc**:  $C_{fl} = C_{ro} + C_{es}$
- A efectos de calcular la potencia que se transfiere al fluido:  $W_{fl} = C_{ro} \cdot \omega$
- **Factor de potencia** ( $\kappa$ ): Considerando las secciones 1 y 2 justo delante y detrás del rotor, [Anexo VII](#), existen unas ciertas superficies estáticas dentro de dicho **vc**, que no podemos separar, p.e. carcasa y buje. Si además tomamos un radio medio  $r_m$ :

$$C_{ro} = \kappa \left( \overline{V_{\theta,2}} \cdot r_{m,2} - \overline{V_{\theta,1}} \cdot r_{m,1} \right) \dot{m} \quad r_m = \frac{r_{in} + r_{ex}}{2}$$

Luego:  $W_{fl} = C_{ro} \cdot \omega = \kappa \left( \overline{V_{\theta,2}} \cdot r_{m,2} - \overline{V_{\theta,1}} \cdot r_{m,1} \right) \dot{m} \cdot \omega$

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo: Teoría unidimensional de las turbomáquinas.

- Introduciendo la velocidad de arrastre ( $U = \omega \cdot r$ ) la potencia mecánica transferida al fluido:

$$W_{fl} = \kappa \left( \overline{V_{\theta,2}} \cdot \overline{U_2} - \overline{V_{\theta,1}} \cdot \overline{U_1} \right) \dot{m}$$

- Y el trabajo específico transferido al fluido:

$$\tau_{fl} = \frac{W_{fl}}{\dot{m}} = \kappa \left( \overline{V_{\theta,2}} \cdot \overline{U_2} - \overline{V_{\theta,1}} \cdot \overline{U_1} \right) \quad (5.39)$$

- Solo es necesario conocer la componente tangencial media a la entrada 1 y salida 2 del rotor.
- Véase que es necesario cambiar la componente tangencial de la velocidad absoluta para a través del rotor para intercambiar trabajo. Si  $U$  cambia se logra un efecto adicional.
- $\kappa > 1$  en compresores;  $\kappa < 1$  en turbinas. Para TM axiales es  $\kappa \approx 1$ . Para radiales se separa más de 1, p. e. en un compresor centrífugo puede llegar a 1,15.
- Las expresiones de Euler son aplicables tanto a flujos compresibles como incompresibles, reversibles o no, con o sin transferencia de calor, cosa que raramente ocurre en una turbomáquina (TM).

(En adelante se suprime la indicación de valor medio, aunque se continúa utilizando)



FUNDAMENTOS DE  
TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA



FUNDAMENTOS DE  
TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo: Teoría unidimensional de las turbomáquinas.

Configuraciones comunes, véase [Anexo VII](#):

#### 1. Escalón de compresores, $c$ : $\tau_{fl} > 0$

Generalmente un rotor recibe con  $V_{\theta,1} \approx 0$ , comprime y deja  $V_{\theta,2} > 0$ . Un estator corriente abajo endereza la corriente  $V_{\theta,3} \approx 0$ , comprimiendo más, pues el área inter-álabe es divergente.

1.1.- Axiales:  $U_1 \approx U_2$

1.2.- Centrífugos:  $U_1 < U_2$ , con lo que  $\tau_{fl}$  aumenta.

#### 2. Escalón de turbinas, $e$ : $\tau_{fl} < 0$

Un estator recibe con  $V_{\theta,0} \approx 0$ , expande y deja  $V_{\theta,1} > 0$ . Un rotor corriente abajo defleca la corriente dejando  $V_{\theta,2} \approx 0$ .  $W_{\theta,2} < 0$ .

1.1.- Axiales:  $U_1 \approx U_2$

1.2.- Centrípetas  $U_1 > U_2$ , con lo que  $|\tau_{fl}|$  aumenta.

3 **Hélices y turbinas eólicas**: se prescinde de estator, con lo que se desperdicia  $V_{\theta,2}$  y se trata de que sea pequeña  $\rightarrow \tau_{fl}$  pequeño.

- Los escalones se repiten hasta lograr el salto de presión requerido.
- Los escalones primeros de compresor y últimos de turbinas pueden tener 2 estatores y 1 rotor para mejorar sus prestaciones, [Anexo VII](#).

Considerando la [Ec. \(5.5\)](#) de transferencia de energía, al igualar con  $\tau_{fl}$  de la [Ec. \(5.39\)](#) podemos hablar de  $h$ , y hablar de  $T$  y  $p$  usando las [Ecs. \(5.16-19\)](#).

Autores:

P.A. Rodríguez

A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA



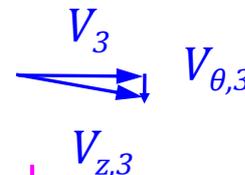
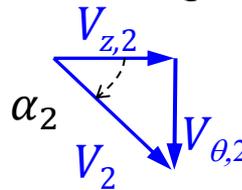
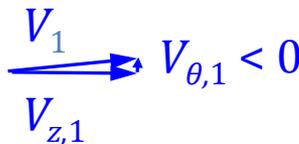
FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

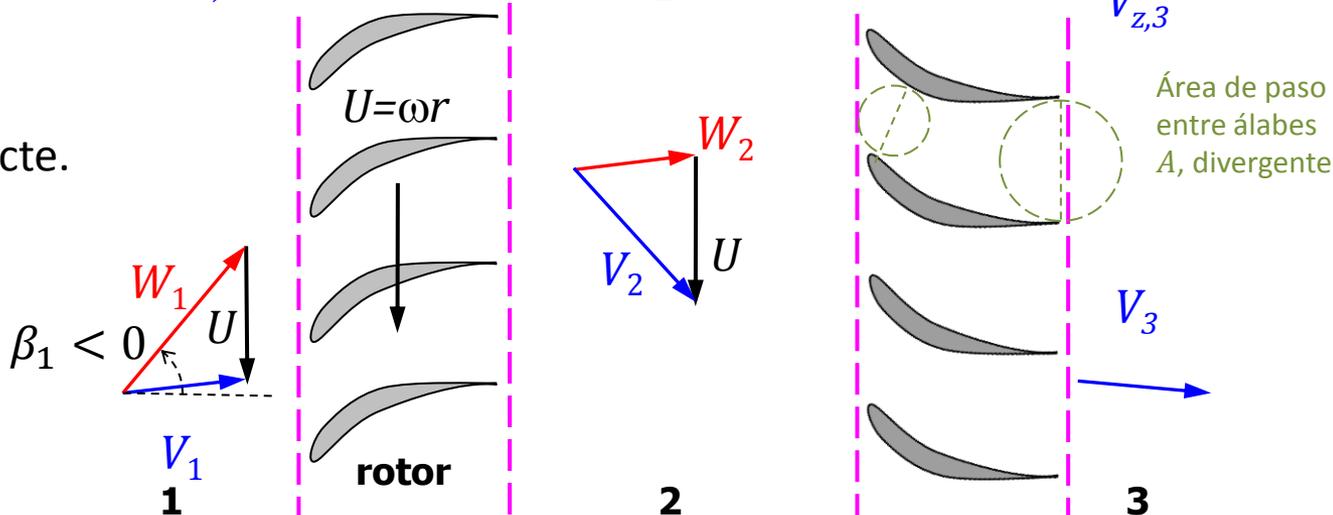
# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) (volver)

## Transferencia de trabajo y energía:

**Compresor axial:**



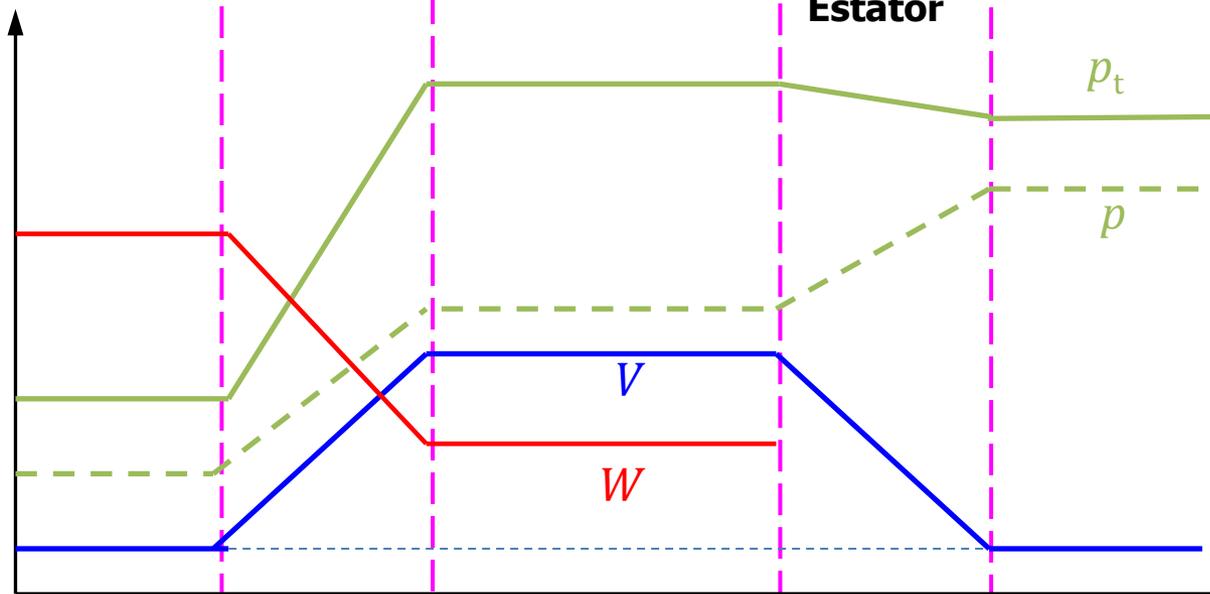
Sección  $r = \text{cte.}$



Aceptemos que:

- ✓ El aporte de trabajo reversible aumenta  $p_t$ , véase Anexo II.
- ✓ Bernoulli es aplicable en flujo relativo también ( $p_t = \text{cte.}$ ), Anexo III  $\rightarrow p$  aumenta al difundir.

Fig. (5.9).



Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### I Transferencia de trabajo y energía: Rotor de compresor.

$$1 \rightarrow 2: \text{ Euler en el rotor, Ec. (5.39): } C_{ro} = \kappa (V_{\theta,2} \cdot r_2 - V_{\theta,1} \cdot r_1) \dot{m} > 0 \quad W_{fl,ro} = W_{fl} = C_{ro} \cdot \omega > 0$$

Todo el escalón

$$\text{Balance de energía en el rotor, Ec. (5.5): } W_{fl} = (h_{t,2} - h_{t,1}) \cdot \dot{m} > 0$$

- Aumenta la entalpía de remanso porque se agrega energía al fluido.
- Se trasfiere par al fluido haciéndole girar.
- El área de paso puede ser divergente o bien constante. Controla  $V_z$ .
- El cambio de densidad, requiere una variación suave en la altura del álabe al movernos para mantener  $V_z$  constante.

### II Transferencia de trabajo y energía: Estátor de compresor. Para solo el par de los álaves del estator se define $\kappa_{es}$ :

$$2 \rightarrow 3: \text{ Euler en el estátor: } C_{es} = \kappa_{es} (V_{\theta,3} \cdot r_3 - V_{\theta,2} \cdot r_2) \dot{m} < 0 \quad W_{fl,es} = C_{es} \cdot \omega = 0$$

$$\text{Balance de energía en el estátor: } h_{t,2} = h_{t,3} \rightarrow u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} V_2^2 = u_3 + \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{1}{2} V_3^2$$

- Si no hay transferencia de calor, se conserva la entalpía de remanso.
- Se convierte energía de cinética al término de presión.
- Se extrae par del fluido reduciendo su componente tangencial (sin estátor, la corriente saldría girando; en ese caso  $R \approx 1$ ), pero no potencia al no haber movimiento de los álaves.
- El área de paso suele ser divergente.
- Como hay cambio de densidad, se requiere una variación en la altura del álabe al movernos por él en la dirección axial para mantener  $V_z$  constante.

**Grado de reacción:** indica reparto entre rotor y estator, véase [Anexo IV](#). (5.45)

$$R \doteq \frac{\Delta h_{ro}}{\Delta h_{t,ro}} = \frac{\Delta h_{ro}}{\Delta h_{t,escalón}}$$

El cambio de presión se reparte entre rotor y estátor  $\rightarrow R \approx 0,5$   
De impulso:  $R \approx 0$  no es posible en compresores por desprendimiento de la corriente.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

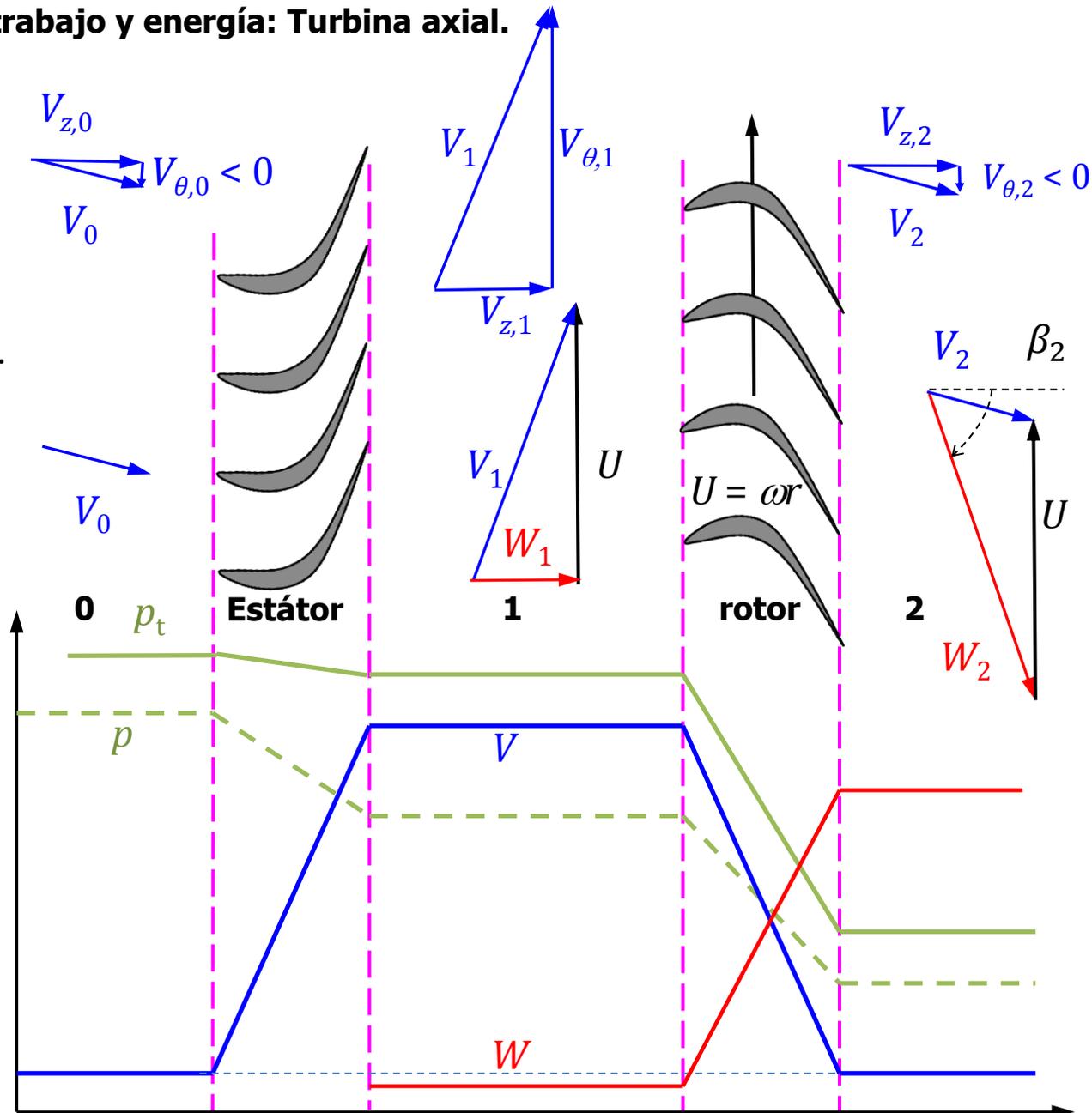
1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) (volver)

## Transferencia de trabajo y energía: Turbina axial.

Turbina axial:

Sección  $r = \text{cte.}$



- Mayores deflexiones que los compresores.
- Para evolución de la presión, véase [Anexo IV](#).

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### I Transferencia de trabajo y energía: estator de turbina.

0→1: Euler en el **estátor**:  $C_{es} = \kappa_{es} (V_{\theta,1} \cdot r_1 - V_{\theta,0} \cdot r_0) \dot{m} > 0$        $W_{fl,es} = C_{es} \cdot \omega = 0$   
=0

Balance de energía en el **estátor**:  $h_{t,0} = h_{t,1} \rightarrow u_0 + \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{1}{2}V_0^2 = u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2}V_1^2$

- Como no hay transferencia de calor, se conserva la entalpía de remanso.
- Se convierte energía de presión en cinética.
- Se transfiere par al fluido haciéndole girar, pero potencia no, al no haber movimiento de los álabes.
- El área de paso entre álabes puede ser convergente (estátor subsónico) o convergente-divergente (estátor transónico), a modo de tobera curvilínea.
- El cambio de densidad, requiere una variación en la altura del álabe  $h = r_{ex} - r_{in}$ , al movernos por él en la dirección axial para mantener  $V_z$  constante y así reducir pérdidas por fricción con la carcasa.

### II Transferencia de trabajo y energía: rotor de turbina tras un estator.

1→2: Euler en el **rotor**:  $C_{ro} = \kappa_{ro} (V_{\theta,2} \cdot r_2 - V_{\theta,1} \cdot r_1) \dot{m} < 0$        $W_{fl,ro} = W_{fl} = C_{ro} \cdot \omega < 0$

Balance de energía en el **rotor**:  $W_{fl} = (h_{t,2} - h_{t,1}) \cdot \dot{m}$

- No se conserva la entalpía de remanso porque se extrae energía del fluido.
- Se puede convertir energía de presión a cinética, expansionando.
- Se extrae par del fluido reduciendo su velocidad tangencial (sin estátor, la corriente saldría girando, como en una aeroturbina eólica).
- El área de paso puede ser convergente (incluso convergente-divergente) o bien constante.
- Como hay cambio de densidad, se requiere una variación en la altura del álabe al movernos por él en la dirección axial para mantener  $V_z$  constante.

**Grado de reacción:** Indica el reparto entre rotor y estator. Véase [Anexo IV](#).

**Ec. (5.45):**  $R = \frac{\Delta h_{ro}}{\Delta h_{t,ro}} = \frac{\Delta h_{ro}}{\Delta h_{t,escalón}}$       Turbina de reacción:  $R > 0,2$  (típ. próximo a 0,5)  
 Turbina de impulso o acción:  $R < 0,2$  ( $p$  en rotor = cte.)

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



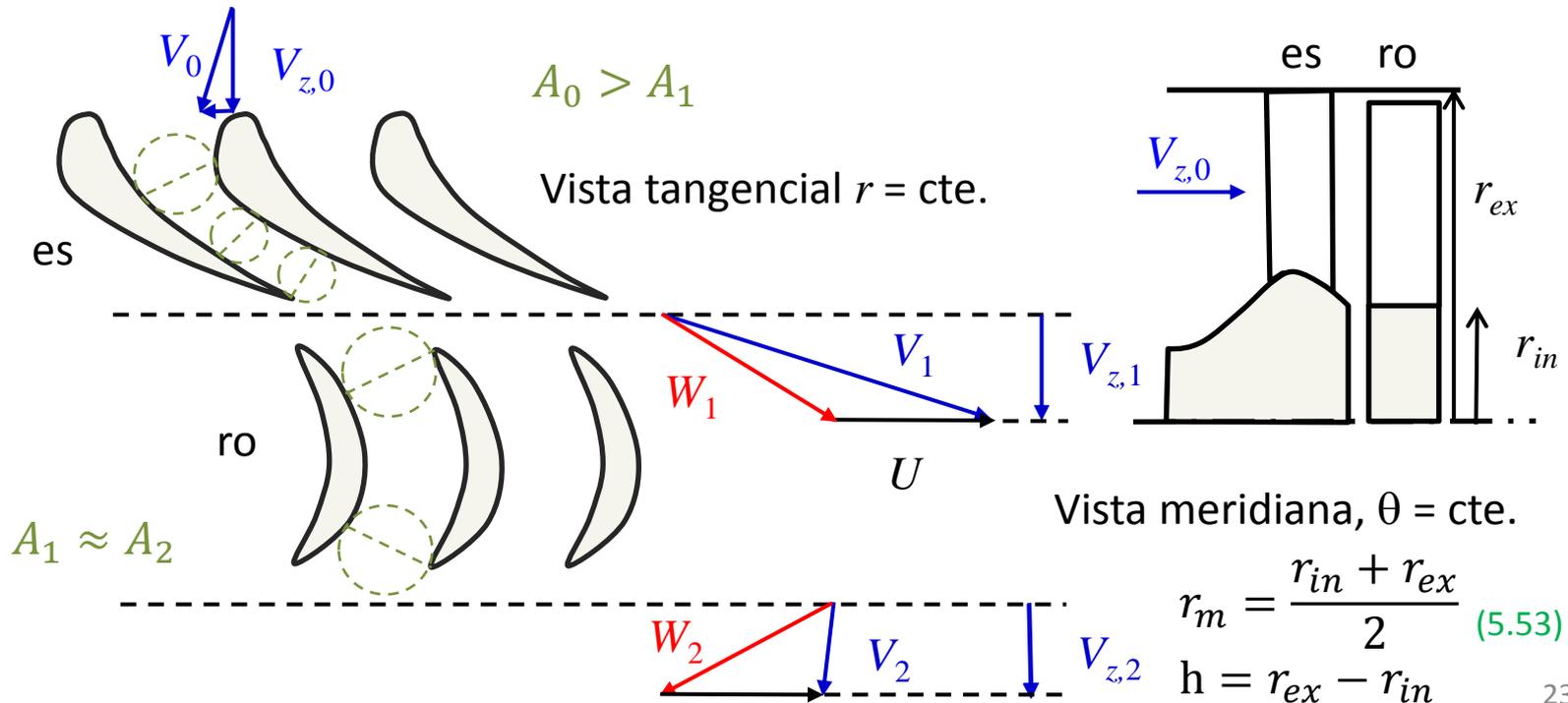


## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

**Transferencia de trabajo y energía: (llamamos  $m$  a las variables en el radio medio)**

- En ellas toda la expansión se realiza en el estator,  $R \approx 0$ . En este caso es de estator que puede llegar a sónico, al tener un área inter-álabe convergente.
- El área inter-álabe en el rotor es constante (indicada con los círculos de trazos), demostrando que no expande el flujo, solo lo defleca; subsónico al ser  $W_2 < V_2$ .

$$\left. \begin{aligned} V_{z,0} \cong V_{z,1} \cong V_{z,2} \\ W_{\theta,2} < 0; W_{\theta,1} > 0 \end{aligned} \right\} \text{ Como } r_m = \text{cte.} \rightarrow \begin{cases} V_{\theta,1} = W_{\theta,1} + U \\ V_{\theta,2} = W_{\theta,2} + U \end{cases} \quad \forall R \quad \tau_{fl} = \underbrace{\kappa U (W_{\theta,2} - W_{\theta,1})}_{\text{Grande para } R \approx 0} < \begin{matrix} < 0 & > 0 \end{matrix} \quad (5.52)$$



1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo y energía: Rendimientos de una TM.

- **Eficiencia o rendimiento interno:** Cociente entre la potencia y una potencia de referencia ideal  $i$ , generalmente la isoentrópica, entre iguales presiones e incluso iguales energías cinéticas, luego iguales  $p_t$  :

Máquina compresora: 
$$\eta_c = \frac{W_{fl,i}}{W_{fl}} \leq 1$$

Máquina expansora: 
$$\eta_e = \frac{W_{fl}}{W_{fl,i}} \leq 1$$

- **Rendimiento mecánico:** tiene en cuenta degradaciones externas  $ex$  al  $vc$ . Puede ser muy próximo a 1.

$c$ : 
$$\eta_{m,c} = \frac{W_{fl}}{W_{ex}}$$

Conservación de la energía: 
$$W_{ex} = W_{fl} + W_{pm}$$
  
Exterior o en el eje >0      >0      Pérdidas mecánicas >0

$$\rightarrow \eta_{m,c} = 1 - \frac{W_{pm}}{W_{ex}} \leq 1$$

$e$ : 
$$\eta_{m,e} = \frac{W_{ex}}{W_{fl}}$$

Conservación de la energía: 
$$|W_{fl}| = |W_{ex}| + W_{pm}$$
  
>0

$$\rightarrow \eta_{m,e} = 1 - \frac{W_{pm}}{|W_{fl}|} \leq 1$$

- **Rendimiento externo:** 
$$\eta_{ex,\{e\}} = \eta_{\{e\}} \cdot \eta_{m,\{e\}} = \begin{cases} \eta_{ex,c} = W_{fl,i} / W_{ex} \\ \eta_{ex,e} = W_{ex} / W_{fl,i} \end{cases}$$



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



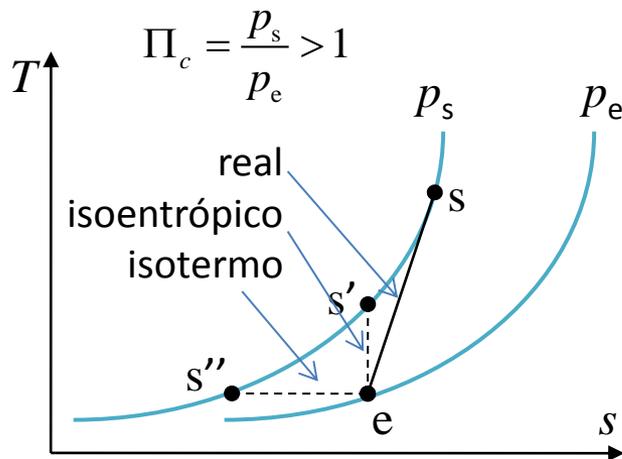
## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo y energía: Rendimientos de una TM. (cont.)

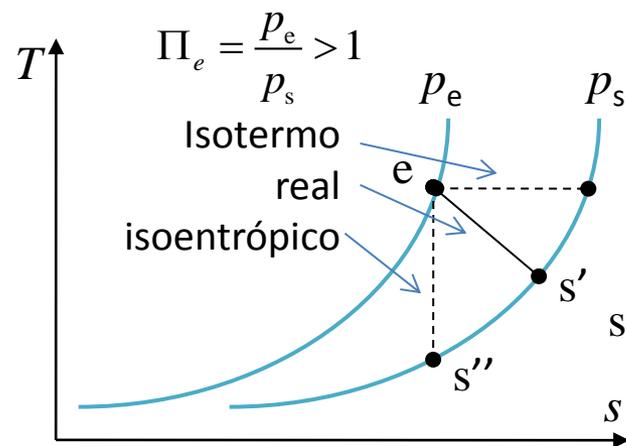
#### Evoluciones de referencia ( $i$ ) [2]:

- Un proceso isoterma entre la entrada y la salida e-s'' (se intercambia trabajo y contrarresta con calor en la misma cantidad de modo reversible;  $p/\rho = \text{cte.}$ ). **Rendimiento isoterma  $\eta_T$ .**
- Un proceso isoentrópico entre la entrada y la salida e-s'. **Rendimiento isoentrópico  $\eta$ .**
- Un proceso en el que cada escalón tiene el mismo rendimiento isoentrópico e-s. **Rendimiento politrópico  $\eta_p$ .** Tiene la ventaja de que no cambia al variar  $\Pi$  con máquina de escalones de igual rendimiento isoentrópico, véase la [Fig. \(5.15\)](#).

#### Hipótesis respecto del fluido de trabajo: **GICP**



Máquina compresora



Máquina expansora

También se define:  $\Pi_{c,tt} \doteq \frac{p_{t,s}}{p_{t,e}}$  y  $\Pi_{e,tt} \doteq \frac{p_{t,e}}{p_{t,s}}$  pues es necesario para el rendimiento.



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Transferencia de trabajo y energía: Rendimientos isoentrópicos ( $i \equiv s$ ) de una TM.

Hipótesis respecto del fluido de trabajo: **GICP**

### Rendimiento isoentrópico y trabajo específico de una máquina compresora,

véase [Anexo VIII](#):

$$\eta_c \doteq \frac{\tau_{fl,c,s}}{\tau_{fl,c}} = \frac{\Delta h_{t,s}}{\Delta h_t} = \frac{T_{t,s,s} - T_{t,e}}{T_{t,s} - T_{t,e}} = \frac{\frac{T_{t,s,s}}{T_{t,e}} - 1}{\frac{T_{t,s}}{T_{t,e}} - 1} = \frac{\Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{t,s}}{T_{t,e}} - 1} \left\{ \begin{array}{l} T_{t,s} = T_{t,e} \left( 1 + \frac{\Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) \\ \tau_{fl,c} = \frac{c_p \cdot T_{t,e}}{\eta_c} \left( \Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \end{array} \right. \quad (5.61)$$

### Rendimiento isoentrópico y trabajo específico de una máquina expansora:

$$\eta_e \doteq \frac{\tau_{fl,e}}{\tau_{fl,e,s}} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{t,s}} = \frac{T_{t,e} - T_{t,s}}{T_{t,e} - T_{t,s,s}} = \frac{1 - \frac{T_{t,s}}{T_{t,e}}}{1 - \frac{T_{t,s,s}}{T_{t,e}}} = \frac{1 - \frac{T_{t,s}}{T_{t,e}}}{1 - \frac{\Pi_{e,tt}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\Pi_{e,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \left\{ \begin{array}{l} T_{t,s} = T_{t,e} \left[ 1 - \eta_e \cdot \left( 1 - \frac{1}{\Pi_{e,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] \\ \tau_{fl,e} = c_p \cdot \eta_e \cdot T_{t,e} \left( 1 - \frac{1}{\Pi_{e,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \end{array} \right. \quad (5.62)$$

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

Transferencia de trabajo y energía: Rendimientos **isoentrópicos** ( $i \equiv s$ ) de una TM.

Hipótesis respecto del fluido de trabajo: **GICP**

Rendimiento politrópico de máquina compresora ( $\eta_{c,p}$ ) y expansora ( $\eta_{e,p}$ ):

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\{e\},p} &= \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \eta = \frac{dT_{t,\{s\}}}{dT_{t\{s\}}} \\ \frac{dT_{t,s}}{T_t} &= \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dP_t}{P_t} \\ \eta_{\{e\},p} &= \text{cte. entre e y s} \end{aligned} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{T_{t,s}}{T_{t,e}} &= \Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{c,p}}} \\ \frac{T_{t,s}}{T_{t,e}} &= \Pi_{e,tt}^{\frac{-(\gamma-1)\eta_{e,p}}{\gamma}} \end{aligned} \right.$$

Insertando en la definición de  $\eta$ , Ecs. (5.61) y (5.62) obtenemos la relación con  $\eta_p$ :

$$\eta_c = \frac{\Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\Pi_{c,tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{c,p}}} - 1}$$

$$\eta_e = \frac{1 - \Pi_{e,tt}^{\frac{-(\gamma-1)\eta_{e,p}}{\gamma}}}{1 - \Pi_{e,tt}^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}}}$$

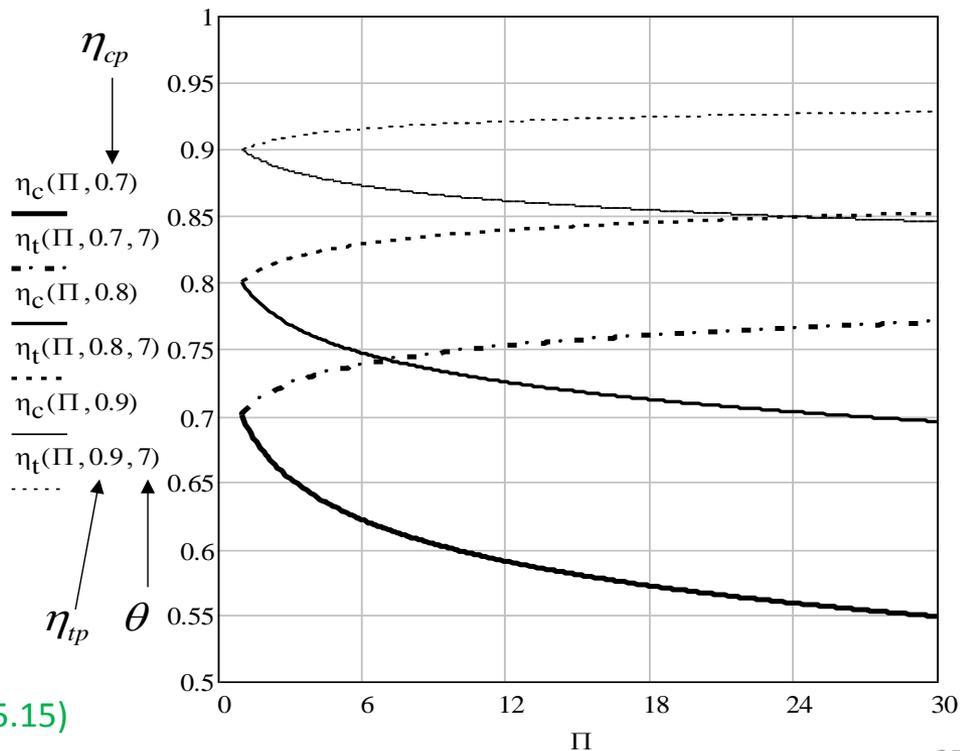


Fig. (5.15)

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona

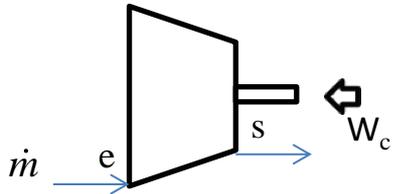


MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



## 2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible: COMPRESORES.



$$\dot{m} = \zeta \left\langle \underbrace{p_e, p_s, T_e, \dot{n}, R_g, \mu, c_p, k}_{\text{Fluido}}, \underbrace{D, \text{Modelo de compresor}}_{\text{Geometría}} \right\rangle$$

Adimensionalizando convenientemente con  $p_e$ ,  $T_e$ ,  $R_g$  y  $D$  (diámetro exterior), se obtiene:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_e}}{p_e D^2} = \varphi \left\langle \frac{p_s}{p_e}, \frac{nD}{\sqrt{R_g T_e}}, \frac{\mu \sqrt{R_g T_e}}{p_e D}, \gamma, \frac{k \sqrt{T_e}}{p_e \sqrt{R_g} D}, \text{Modelo de compresor} \right\rangle$$

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

- La experiencia indica que el efecto del número de Reynolds  $Re$  y de la conductividad térmica  $k$  son secundarios.
- La [relación de presiones](#) se suele expresar como función del de flujo másico en lugar de lo contrario. Véase [Anexo VI](#). El rendimiento también, pues es función de las mismas variables independientes y es independiente de  $\Pi$  al añadir la variable independi.  $T_s$ :

$$\left. \begin{matrix} \Pi_c = \frac{p_s}{p_e} \\ \eta_c \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} \varphi' \\ \varphi'' \end{matrix} \right\} \left\langle \underbrace{\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_e}}{p_e D^2}}_{\Pi_m}, \underbrace{\frac{nD}{\sqrt{R_g T_e}}}_{\Pi_n}, \gamma \right\rangle$$

Para un modelo de TM determinado y para un rango:

$$0,2 < \frac{Re}{Re'} < 5$$

Puede usarse  $\Pi_{tt}$  e incluso  $T_{t,e}$  y  $p_{t,e}$ ; véase transformación en [Ecs. \(5.16-19\)](#).

(5.69)

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





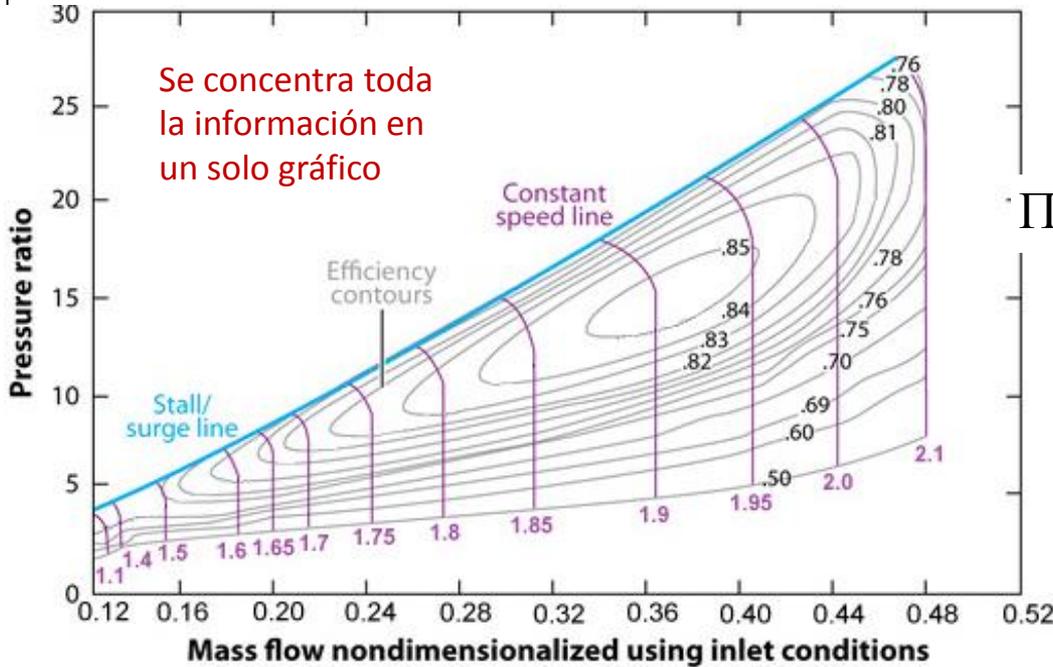
FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

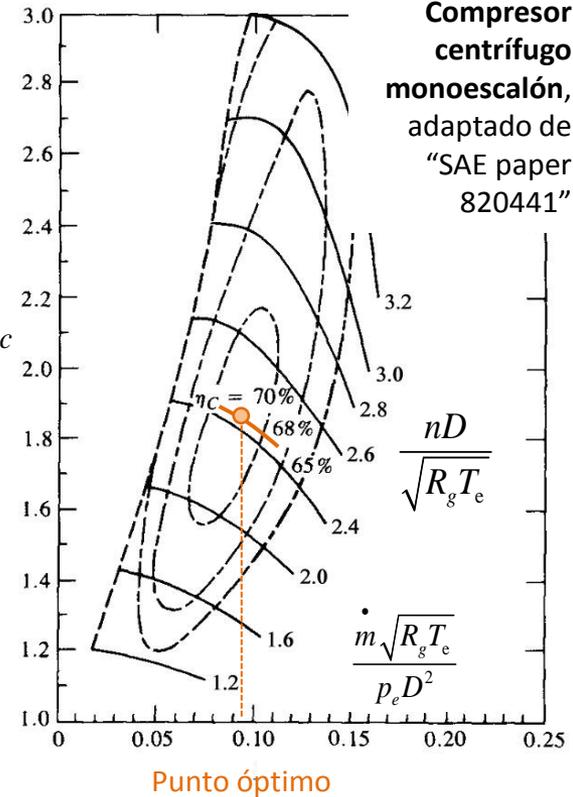
# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

## Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible: COMPRESORES.

Compresor axial multiescalón, aire, adaptado de [5]



Se concentra toda la información en un solo gráfico



Compresor centrífugo monoescalón, adaptado de "SAE paper 820441"

Fig. (5.17). Combinación de  $\phi'$  y  $\phi''$ .

### 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 no se tiene en cuenta un cambio de fluido.
- Las curvas adimensionales se pueden usar para distintos gases, pero están definidas para determinado valor de la relaciones de calores específicos:  $\gamma$ .
- La línea de entrada en pérdida, bombeo, "stall" o "surge": A la izquierda de ella el compresor falla, pues se pide alto  $\Pi_c$  con simultáneo caudal bajo. La corriente se desprende del contorno de los álabes y se vuelve turbulenta por incidencia  $|i|$  excesiva. Vibraciones y posible rotura, por ello se prohíbe esta zona.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



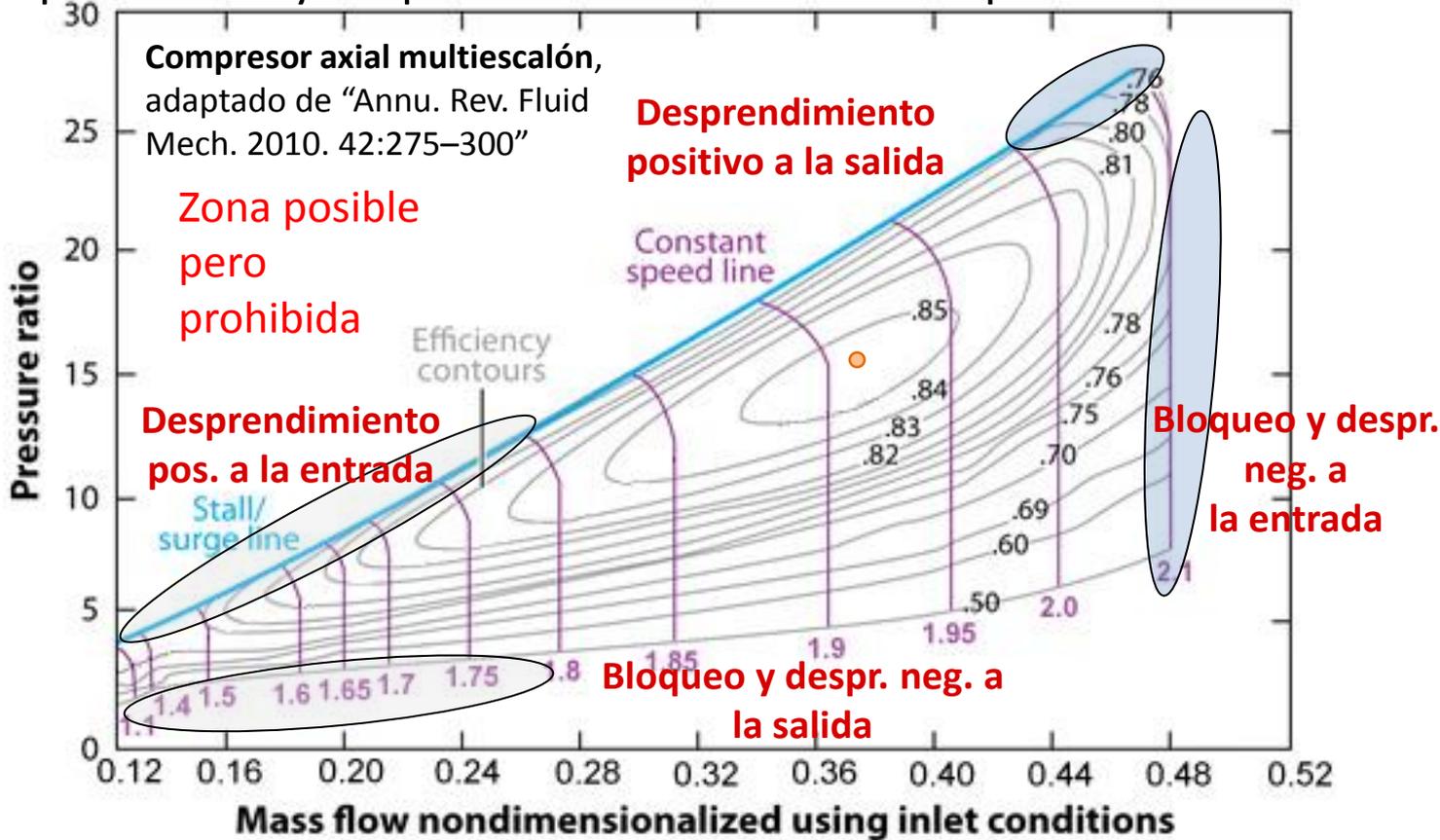
FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) (volver)

## Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible: COMPRESORES.

- Bloqueo sónico y desprendimiento o entrada en pérdida:



- En el punto óptimo  $i \approx 0$  es  $\approx$  el mismo para todos los escalones  $V_z \approx \text{cte.}$ . Fuera de él,  $V_z$  presenta las correspondientes variaciones a lo largo de la turbomáquina. [Ejercicio 1](#), [Ec. \(5.II.1\)](#).
- A la derecha, zonas azules,  $V_z$  disminuye con  $z$  pues  $\Pi > \Pi_{\acute{o}p} \rightarrow i$  a la entrada  $< i$  a la salida.
- A la izquierda, zonas grises,  $V_z$  aumenta con  $z \rightarrow i$  a la entrada  $> i$  a la salida. Al ir acelerando desde el arranque del compresor,  $n$  bajo, para homogeneizar  $i$  pueden necesitarse a) sistemas de sangrado en algún escalón intermedio, b) división en varios ejes independientes "spools", o c) geometría variable, y así evitar el reducido margen de  $\Pi_m$ .

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

## Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible: TURBINAS.

### 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  $\Pi_e = p_e/p_s > 1$  (relación de expansión).

$$\left. \begin{matrix} \Pi_e \\ \eta_e \end{matrix} \right\} = \frac{p_e}{p_s} = \left\{ \begin{matrix} \phi' \\ \phi'' \end{matrix} \right\} \left\langle \underbrace{\frac{\dot{m} \sqrt{R_g T_e}}{p_e D^2}}_{\Pi_m}, \underbrace{\frac{nD}{\sqrt{R_g T_e}}}_{\Pi_n}, \gamma \right\rangle$$

Para un modelo determinado y para  $Re \gg 1$  y:  $0,2 < \frac{Re}{Re'} < 5$  (5.70)

### Consideraciones adicionales:

- Puede usarse  $\Pi_{tt}$  e incluso  $T_{t,e}$  y  $p_{t,e}$ ; véase transformación en [Ecs. \(6.16-19\)](#).
- Debido a la dificultad de superponer las curvas de iso-rendimiento sobre las de relación de expansión, especialmente en las axiales, 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.
- Las curvas de las turbinas se parecen a las de un orificio. Especialmente las axiales. Alrededor de  $\Pi = 2$  ocurre el bloqueo sónico. En contraste con compresores, fuera de las curvas no es posible operar.
- En las turbinas axiales no hay sitio suficiente para indicar  $\eta$  en el mismo gráfico.
- Las regiones de  $\eta$  alto son más amplias que las de compresores.

- Repaso de Termodinámica
- Fundamentos de Turbomaquinaria**
- Anexos
- Ejercicios
- Autoevaluación
- Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

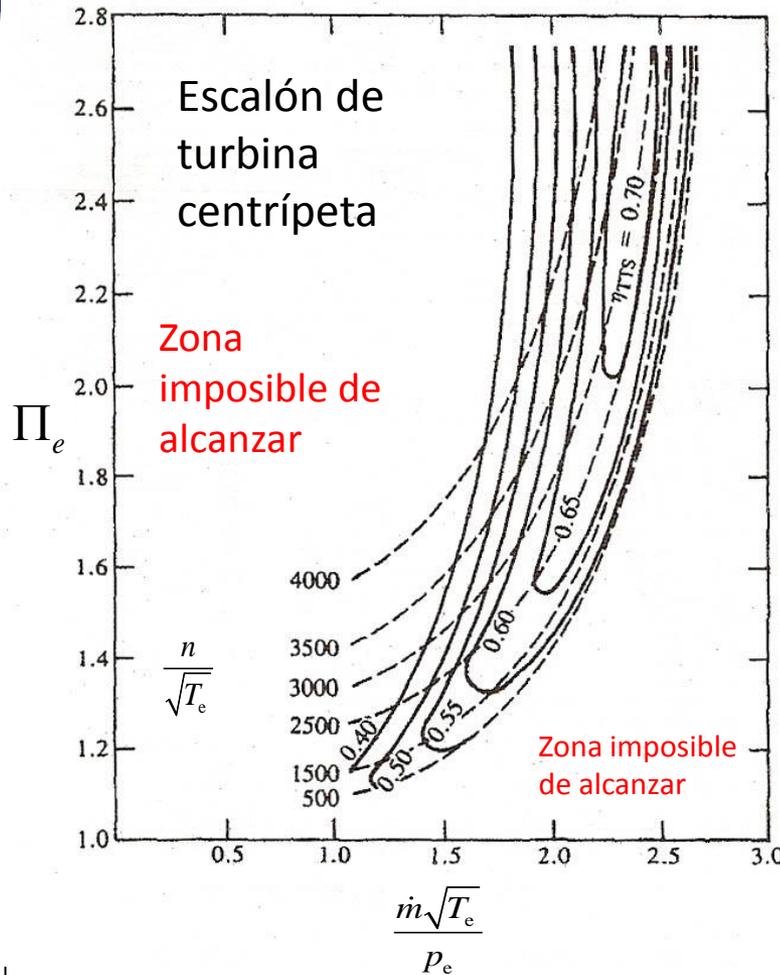
Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

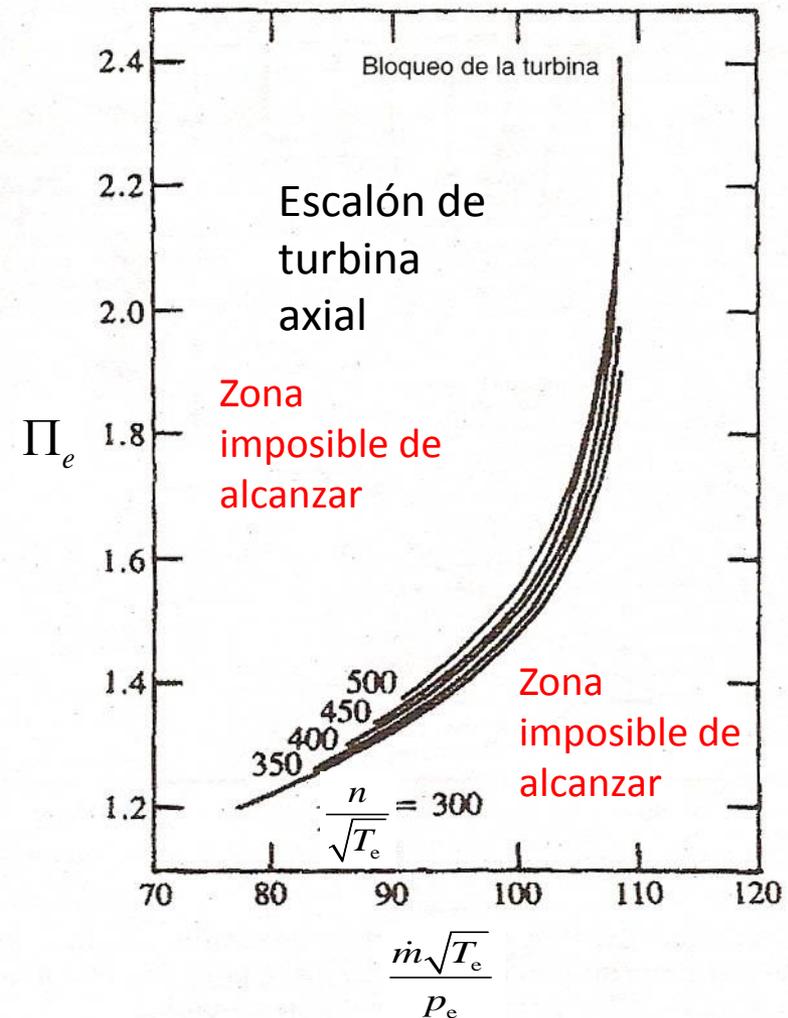
## Curvas características de turbomáquinas de flujo compresible: TURBINAS.



Fuente: [6]

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

Nota: Puede observarse que la turbina axial es de mayor caudal que la centrípeta al tener  $\Pi_m$  mayores. Además  $\Pi_n$  menores por no usar la disminución de radio.



Fuente: [1]



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) [\(volver\)](#)

### Turbomáquinas. PARÁMETROS DE COMPARACIÓN

**Coefficiente de carga ( $\Psi$ ) y coeficiente de flujo ( $\Phi$ ):** alternativa equivalente a  $\Pi_m$  y  $\Pi_n$  y escalando con  $D$ :

$$\Psi_{g,D} = \frac{\Delta h_t}{\omega^2 D^2} \quad \Phi_Q = \frac{Q_e}{\omega D^3} = \frac{\dot{m}}{\rho_e \omega D^3} \quad (5.71)$$

Pues  $\Delta h_t = \zeta \langle \eta, \Pi \rangle$ . Además para compresible depende de  $c_p T_e$  y  $\gamma$ .

Adimensionales que eliminan el efecto del tamaño. Desgraciadamente dependen simultáneamente de  $n$  y de  $D \equiv 2r_{ex}$ . Conviene separarlos.

En prediseño, y para poder seleccionar el diámetro y régimen en una aplicación determinada, se suelen usar los mismos parámetros que para flujo incompresible. En cada caso habrá que comprobar qué valores se han empleado, pero es bastante usual recurrir al caudal a la entrada de la turbomáquina  $Q_e$  (en compresible, el caudal volumétrico no es constante y varía en el interior). Como en incompresible  $\Delta h_{t,s} = \Delta P_t / \rho$  se usa  $\Delta h_{t,s}$  que es lo que se quiere. Los parámetros pasan a denominarse **diámetro específico**,  $D_{S,s}$ , y **velocidad específica**,  $N_{S,s}$ , isentrópicos en este caso:

$$D_{S,s} = D \frac{\Delta h_{t,s}^{1/4}}{Q_e^{1/2}} \quad N_{S,s,\omega} = \omega \frac{Q_e^{1/2}}{\Delta h_{t,s}^{3/4}}$$

Conociendo su valor apropiado, se determinan directamente  $D$  y  $n$  para una aplicación dada por  $\Delta h_{t,s}$  y  $Q_e$ . A veces se usa  $\Delta h_s$ .

Ambas parejas de parámetros están relacionadas, siendo en general:

$$\Psi = \frac{1}{N_S^2 D_S^2} \quad \Phi = \frac{1}{N_S D_S^3}$$

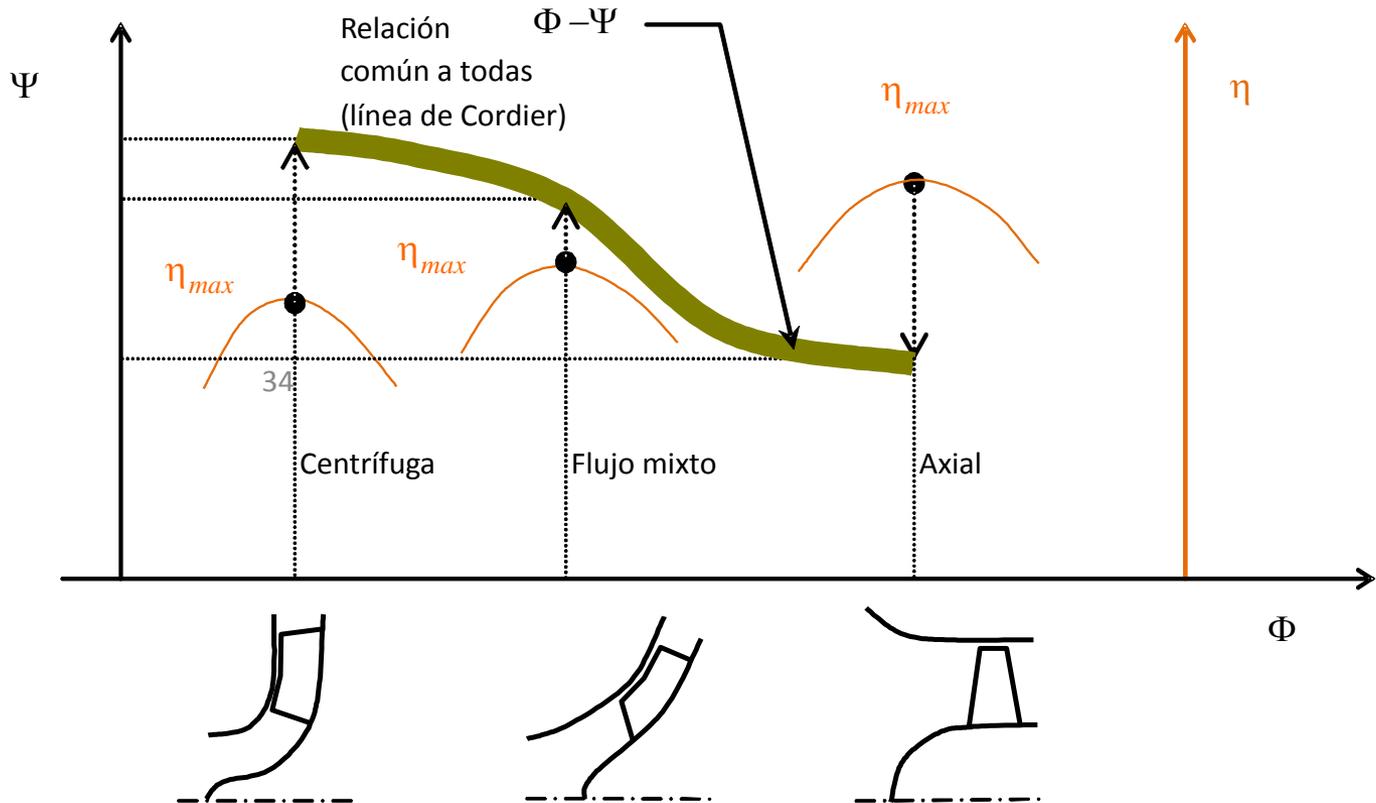


## 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

### Turbomáquinas. PARÁMETROS DE COMPARACIÓN

- Geometrías adimensionales 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, que dan los mejores rendimientos y en su punto operativo de máximo rendimiento, **punto óptimo**, para las curvas características de compresor centrífugo. 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. 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:



#### FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINAS

- Repaso de Termodinámica
- Fundamentos de Turbomaquinaria
- Anexos
- Ejercicios
- Autoevaluación
- Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

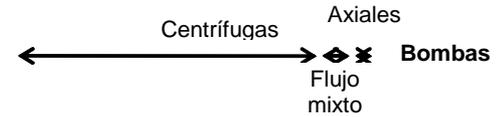
Fuente: Adaptado de [7]



# 5.2.- FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA (cont.) ([volver](#))

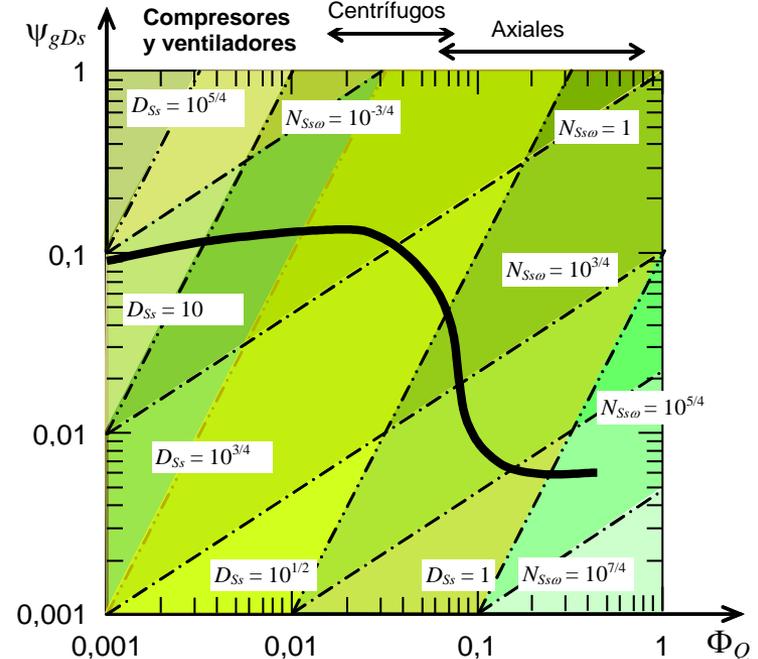
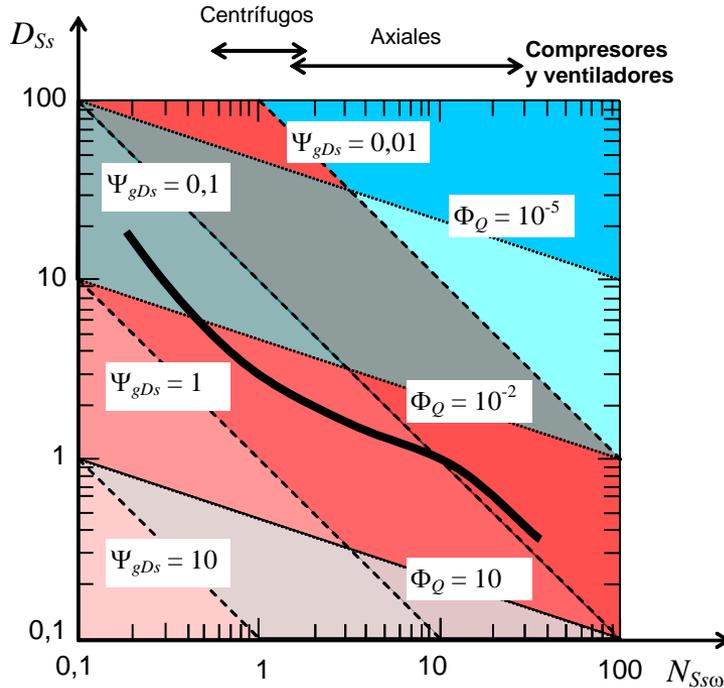
## Turbomáquinas. PARÁMETROS DE COMPARACIÓN

- Ejemplo de líneas de Cordier para ventiladores y compresores



### FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía



Fuente: Adaptado de originalmente [4]. Adaptado de [1]

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona

Se observa cierta dispersión en perpendicular a la línea de Cordier, que aquí no se indica. El subíndice  $\omega$ , indica que se usa  $\omega = 2\pi n$  en lugar de  $n$ . Se usa  $D$  para dejar claro que no se usa el radio del rotor y que se usa  $D$  en lugar de  $D_e$ .  $\Psi_{g,D,s}$  es equivalente a  $C_P$  y  $\Phi_Q$  a  $C_Q$ , pero estos últimos usan  $n$  en lugar de  $\omega$ .

Los rendimientos máximos conseguibles se suele indicar sobre la línea de Cordier.





### 5.3.- ANEXOS (*volver*)

0. Las turbomáquinas no varían su volumen, sólo giran. Sin embargo logran variar el volumen del fluido que las atraviesa. Se debe a la intervención de la energía cinética, generalmente no incluida en las formulaciones simples del primer principio de la Termodinámica. Esta variación se acomoda variando el área de paso ( $h$  y  $r_m$ , Ec. (5.53)) para mantener la velocidad  $V_z \sim$  constante, en las axiales.

I. GLOBALMENTE ESTACIONARIO (GE): Las turbomáquinas no varían su volumen, sólo giran. Esto acarrea que el contenido (integral de volumen) de cualquier variable fluida  $X$  tenga tendencia a mantenerse constante en el tiempo,  $\int_{vc} X d\vartheta = cte.$ , p. e.  $\rho, V$  y sus combinaciones y momentos, p. e.  $rV_\theta$ . Refuerza este concepto el que se tomen medidas para evitar pulsaciones en el flujo, como poner el mismo número de álabes en coronas sucesivas. Se suele poner números primos de álabes en coronas consecutivas para lograr que solo haya un álabe en la estela de otro. Además, la perturbación del efecto que un álabe tiene sobre la corriente se amortigua muy rápido al alejarnos. P. e. tras una turbomáquina no percibimos el paso de los álabes individuales, sino un chorro.

II. El intercambio de trabajo modifica la presión de remanso. Por simplicidad, despreciando irreversibilidades, igualando Ecs. (5.39) y (5.5):

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{T_{t,2}}{T_{t,1}} &= 1 + \frac{\tau_{fl,s}}{c_p T_{t,1}} \\
 s = cte. \rightarrow \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} &= \left( \frac{T_{t,2}}{T_{t,1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}
 \end{aligned} \right\} \rightarrow \Pi_{tt} = \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} = \left( 1 + \frac{\tau_{fl,s}}{c_p T_{t,1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. **Anexos**
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

### 5.3.- ANEXOS (cont.) (volver)

III. La ecuación de Bernoulli es aplicable a flujo **incompresible**  $\rho = \text{cte.}$ , ideal estacionario, por lo tanto, sin intercambio de calor ni de trabajo. Si añadimos la ausencia de fuerzas másicas, ha de ser  $r = \text{cte.}$  a través de un flujo que gire, para evitar el trabajo de la fuerza centrípeta, Ec. (5.25):

$$\left. \begin{array}{l} \text{Flujo} \\ \text{ideal} \end{array} \right\} \rightarrow \dot{Q} = 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Estac.} \rightarrow \tau_{fl} = 0 \rightarrow h_t = \text{cte.} = u + \frac{\tilde{p}}{\rho} + \frac{V^2}{2} \\ \text{Ideal} \rightarrow s = \text{cte.} \rightarrow u = \text{cte.} \text{ pues} \\ \text{no se degrada energía cinética en calor} \end{array} \right\} \rightarrow \underbrace{\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}}_{\frac{p_t}{\rho}} = \text{cte.}$$

Notas:

- En estas condiciones un aumento de velocidad es a costa de la presión y viceversa.
- Un aumento del área de paso (divergente) se traduce en una deceleración y por lo tanto, un aumento de presión. Y viceversa (canal convergente).
- El flujo en ejes ligados al rotor se puede considerar estacionario, luego es aplicable Bernoulli con velocidades relativas  $W$  en vez de absolutas  $V$ . En estos ejes, no hay intercambio de trabajo.
- A través del rotor no es aplicable Bernoulli en ejes absolutos, pues hay intercambio de trabajo.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. **Anexos**
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

### 5.3.- ANEXOS (cont.) (*volver*)

IV. A) La relación entre cambio de entalpía y de presión es directa para flujo **compresible** isentrópico. Para flujo irreversible basta considerar que aunque la entalpía de remanso se conserva en un proceso de disipación viscosa,  $\sigma > 0$ , la presión de remanso cae, **Anexo VIII**. Por lo tanto, entre entrada  $e$  y salida  $s$ :

$$\left. \begin{array}{l} \text{GICP} \\ \text{Ec. (5.15)} \end{array} \right\} : \Delta h = c_p \Delta T = c_p T_e \left( \frac{\overbrace{\left( \frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{s=\text{cte.}} \frac{\tilde{T}_s}{T_e} - 1 \right) = \overbrace{\Delta h_t}^{\tau_{fl}} - \frac{1}{2} \overbrace{(V_s^2 - V_e^2)}^{\text{Aumento de energ. cinét.}}$$

Luego,  $\Delta h$ :

- Es creciente con el **cociente de presiones**. De ahí que R se base en  $\Delta h$ .
- Es creciente con el **aporte de trabajo**.
- Es creciente con la **disminución de velocidad**.

Para el flujo a través de un rotor es conveniente usar velocidades relativas y considerar que **entonces, sin cambio de radio,  $\Delta h_{t,ro} = 0$** :

$$\Delta h = -\frac{1}{2} (W_s^2 - W_e^2) = \text{Aumento de en. Cinética relativa}$$

Si los álabes son de impulso; esto es, simétrica su salida con respecto a su entrada,  $W_s = W_e$  y por lo tanto  $\Delta h = 0 \rightarrow p_s = p_e$  si  $\sigma = 0$ .

B) Para flujo **incompresible** isentrópico es, LI: 
$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho} = \overbrace{\Delta h_t}^{\tau_{fl}} - \frac{1}{2} \overbrace{(V_s^2 - V_e^2)}^{\text{Aumento de energ. cinét.}}$$

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. **Anexos**
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

### 5.3.- ANEXOS (cont.) ([volver](#))

V. En flujo **compresible** isentrópico, haciendo uso del **Anexo II** y de la definición de variables de remanso, para compresión  $c$  como turbina  $e$ :

$$\text{Rotor: } \Pi = \frac{p_2}{p_1} = \left[ \left( 1 + \frac{\overbrace{\tau_{fl}}^{0}}{c_p T_{t,1}} \right) \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} ; M = \frac{V}{a} \quad (5.V.1)$$

Puesto que en un estator  $\tau_{fl} = 0$ , esta ecuación se puede escribir para todo el conjunto del escalón I→II , o e → s, en general para cualquier etapa, isentrópica. Así:

- El aporte de trabajo,  $\tau_{fl} > 0$  se traduce en  $\Pi > 1$  salvo que  $M_2 \gg M_1$ .
- La extracción de trabajo,  $\tau_{fl} < 0$  se traduce en  $\Pi < 1$  salvo que  $M_2 \ll M_1$ .
- Sin intercambio de trabajo, remansar la corriente se traduce en  $\Pi > 1$  y acelerarla en  $\Pi < 1$ .
- Para líquidos  $M = 0$  y  $\gamma = 1$ , inaplicable.

VI. Debido a que la entrada y salida de las turbomáquinas suele hacerse a bajo  $M$ , **Fig. (5.17)**, por sencillez no suele precisarse: i) si  $\Pi$  usa las presiones de remanso, con lo que es total a total  $\Pi_{tt}$ , de ii) si es total ( $_e$ ) a estático ( $_s$ )  $\Pi_t$  o iii) estático a estático, cociente de presiones estáticas  $\Pi$ . Para las presiones y temperaturas ocurre lo mismo.

VII. Una turbomáquina puede tener varios escalones. Un escalón está constituido por etapas. El escalón más completo consta de tres etapas: estator, rotor y estator. La entrada y salida de un escalón se denomina con números romanos. El de las etapas, con números árabes, siendo 1 y 2 siempre la entrada y salida del rotor.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. **Anexos**
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

### 5.3.- ANEXOS (cont.) ([volver](#))

VIII. Una aplicación interesante de la ecuación de Gibbs nos permite anticipar que, la temperatura a la salida de una turbomáquina real, es superior a la ideal entre las mismas presiones, estáticas, o de remanso. Usemos las estáticas:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ec. (5.10)} \\ \text{Ec. (5.14)} \\ \text{Flujo adiabático } \rightarrow s_s - s_e = \sigma \\ \text{GICP} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{T_s}{T_e} = \left[ \frac{P_s}{P_e} \exp\left(\frac{\sigma}{R_g}\right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.VIII.1)$$

Esto nos permite aseverar que los rendimientos isentrópicos son  $< 1$ , [Ecs. \(5.61\)](#) y [\(5.62\)](#) y ver que éstos valoran las irreversibilidades internas  $\sigma$ . La inevitable viscosidad degrada la energía cinética en calor, que se constituye en una fuente de calor interna que calienta el fluido sin aporte exterior.

Análogamente, si consideramos un flujo adiabático y sin intercambio de trabajo, será, usando variables de remanso:

$$\left. \begin{array}{l} h_{t,s} = h_{t,e} \rightarrow T_{t,s} = T_{t,e} \\ \text{Ec. (5.VIII.1)} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{p_{t,s}}{p_{t,e}} = \exp\left(-\frac{\sigma}{R_g}\right) < 1$$

La presión de remanso cae irremediabilmente, denominándose **pérdida de carga**. La estática depende de si se acelera o se decelera el flujo, [Ec. \(5.V.1\)](#).

Las turbomáquinas maximizan la eficiencia minimizando las irreversibilidades frente al salto reversible producido.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. **Anexos**
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

*Autores:*  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

## 5.3.- ANEXOS (cont.) ([volver](#))

- IX. Las secciones de un [álabe](#) a lo largo de la corriente (perfil) suelen ser de formas esbeltas y algo afiladas o redondeadas en su borde de entrada y especialmente afiladas o esquinadas en su borde de salida.
- El objeto de usar bordes agudos en el borde de salida es provocar el desprendimiento en el mismo borde de las corrientes de extradós, de intradós o preferiblemente ambas simultáneamente al encontrarse, evitando así que la corriente rodee el borde de salida y logrando que [sigan suavemente](#) la forma del álabe. De esta manera, entre ambas superficies guían la corriente, deflectándola; esto es, cambiando la dirección de la corriente media y con ello imprimiendo una cantidad de movimiento transversal, fundamento del funcionamiento de las turbomáquinas y origen de una [sustentación](#)  $L$ , [Fig. \(5.5\)](#).
- Los [perfiles alares](#) funcionan de la misma manera. La diferencia con las turbomáquinas es que en éstas la conjunción perimetral de todos los álabes de la corona logra un cambio de dirección finito de la corriente en sentido tangencial. En las alas la deflexión disminuye paulatinamente al alejarnos de ella [\[1\]](#).
- Esta configuración vale tanto para compresores y turbinas, sean axiales, radiales o mixtas. Las deflexiones provocadas en turbinas pueden ser hasta mayores de  $100^\circ$ , mientras que en compresores apenas se suelen superar algunos grados, especialmente en la zona periférica. Es por estar sometida la [capa límite](#) a un gradiente adverso de presión que tiende a [desprender la corriente](#) antes de llegar al borde de salida, con lo que se pierde guiado y con ello sustentación.
- La viscosidad del fluido, causante de irreversibilidades, hace que inevitablemente aparezca una fuerza sobre el álabe en dirección del flujo, [resistencia aerodinámica](#)  $D$ . En turbomáquinas las fugas de fluido entre el extremo del álabe y la carcasa o buje, ocasionan irreversibilidades incluso mayores. Por ello, la holgura se trata de minimizar.
- Cuando el álabe se enfrenta a una corriente supersónica aparecen [ondas de choque](#) que suponen una irreversibilidad adicional que resulta inevitable si se quieren elevadas potencias.



- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

## 5.4.- EJERCICIOS (*volver*)

**Ejercicio I.-** Se pretende seleccionar un compresor axial multiescalón para su uso en una turbina de gas. Los requerimientos en condiciones operativas nominales de dicho compresor son: una relación de presiones  $\Pi_{tt} = 25$  y un gasto másico de aire en el punto de diseño de  $\dot{m} = 100$  kg/s. Asuma que:

- El aire que entra al compresor está a  $T_{amb} = 15$  °C y  $P_{amb} = 1$  bar.
- Por resistencia estructural la velocidad de punta de álabe de cualquiera de los escalones queda limitada a  $U_{ext} = 420$  m/s. (supersónica para los primeros escalones)
- El aumento de entalpía total de todos los escalones es el mismo (pero no lo será  $\Pi$ ).

1.- **Determine:** el número de escalones  $Z_c$  necesario.

Será el mínimo para lograr un funcionamiento eficiente. Asumimos que el incremento de presión y de temperatura en la línea media, generalmente usada para representar a todo el compresor axial, coinciden con los de la punta, por aplicarse en cada escalón el mismo  $\tau_{fl}$  con un mismo rendimiento de radio interior a exterior. De los [gráficos de Cordier](#), el  $D_s - N_s$  no nos conviene, pues separa  $\omega$  y  $D$ , y nos interesan juntos para configurar  $U_{ex}$  que viene limitada. Nos conviene el gráfico equivalente  $\Phi - \Psi$ . En concreto, el coeficiente de carga global isentrópico, idóneo de cualquiera de los escalones se busca en el rango de compresores axiales y hacia la izquierda, para dar un  $\Psi$  alto, pero sin apurar el rango:

$$0,03 \approx \Psi_{g,D,s} = \frac{\Delta h_{t,s}}{\omega^2 (2r_{ext})^2} \rightarrow \Delta h_{t,s} = 0,12 U_{ext}^2 \left. \begin{array}{l} \\ \text{Radio medio entre 1 y 2: } U_{ext} = \omega r_{ex} = 420 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{array} \right\} \rightarrow \Delta h_{t,s} = 21,2 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \rightarrow \Delta T = 21,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El salto entálpico isentrópico para todo el compresor es, de acuerdo a la [Ec. \(5.61\)](#) y con un  $\gamma$  medio:

$$\Delta h_{t,s} = c_p T_{t,e} \left( \Pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = 1.000 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} (25 + 273,15) \text{K} \left( 25^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right) = 389 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

Dividiendo ambas cantidades y redondeando por arriba, resultan  $Z_c = 19$  escalones.

2.- **Determine el diámetro del primer escalón.**

Del mismo gráfico de Cordier  $\Psi - \Phi$ , leyendo en abscisas, se deduce que asumiendo  $D_1 = 2r_{ext}$ :

$$0,07 \approx \Phi_Q = \frac{\dot{m}}{\rho_e \omega 2r_{ext} D_1^2} \rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{\dot{m}}{0,14 \rho_e U_{ext}}} = \sqrt{\frac{100 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,14 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 420 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 1,19 \text{ m}$$

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.4.- EJERCICIOS (*volver*)

**Ejercicio II.-** (de ampliación) Con lo expuesto en teoría se dispone de dos expresiones del trabajo específico  $\tau_{fl}$ . Una lo relaciona con las velocidades a la entrada y salida del rotor, Ec. (5.39) y la otra con el rendimiento (de todo el escalón si se desea el efecto de todo él, o de solo el rotor) y también con lo que estamos interesados: la relación de presiones  $\Pi$ , Ec. (5.61). Por sencillez particularizaremos para compresores de geometría dada, axiales  $\rightarrow U_2 = U_1 = U$  sin corona de álabes guía antes del rotor  $\rightarrow V_{\theta,1} = 0$ .

Para entender la forma de las curvas características iguálense ambos trabajos específicos y de los triángulos de composición de las velocidades medias de un compresor axial. De ello obténgase una expresión genérica de  $\Pi$  como función del régimen de giro  $n$  y del radio medio  $r_m$ . Procédase con los siguientes pasos:

1.- Obtenga la incidencia del rotor, sin álabes guía, como función de la geometría y de variables operativas. En primer lugar considérese, Fig. (5.12), que los álabes pueden admitir una incidencia  $i$  de la corriente media, pequeña para evitar el desprendimiento de la corriente (positivo  $i > 0$  o negativo  $i < 0$ ) y que además la deflexión geométrica impuesta por el álabe  $\theta$  está minorada por una desviación de la dirección marcada por la línea media del perfil  $\delta$ , pequeña y cuasi-constante, salvo desprendimiento de la corriente. Así, la deflexión de la corriente es:  $\phi = \theta + i - \delta$ . Por lo tanto, la incidencia positiva aumentará  $\phi$  y con ello  $V_{\theta,2}$  y con ello  $\tau_{fl}$ , como se puede ver.

Los ángulos de la corriente, en coherencia, son todos  $> 0$  si viendo desde la entrada hacia la salida, aumentan  $U$ , Fig. (5.14).

$$\left. \begin{array}{l} \text{Inclinación de la corriente relativa: } \beta_1 = -\text{atan} \left( \frac{U}{V_{z,1}} \right) \\ V_{z,1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_{z,1}}; \text{ Area de paso axial: } A_{z,1} = \pi r_m h; U = 2\pi n r_m \\ \text{Inclinación de la línea media el su borde de entrada: } \beta'_1 < 0 \end{array} \right\} \rightarrow i = \beta'_1 + \text{atan} \left( \frac{U}{V_{z,1}} \right) \quad (5.II.1)$$

$\propto \Pi_n \Pi_m^{-1}$ , Ec.(5.69)  
 ceteris paribus  
 $> 0$  si  $U$  es alto frente a  $V_{z,1}$   
 y  $\beta'_1$  poco negativo

Los desprendimientos, sea por  $i$  demasiado positivo o negativo, originan un aumento de irreversibilidad interna  $\sigma$  que se traduce en una disminución de  $\eta$ . Ello justifica que en la Fig. (5.17) se observen caídas de  $\eta$  en los extremos inferior y superior de  $\Pi_m$ , a la izquierda por ángulo a la izquierda por desprendimiento positivo y a la derecha por desprendimiento negativo, seguido de la aparición de una sección entre álabes donde  $M = 1$  y ondas de choque.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.4.- EJERCICIOS [\(volver\)](#)

### Ejercicio II (cont.).

2.- Obtenga  $V_{\theta,2}$  como función de los parámetros básicos de las curvas características. Asuma que  $V_{z,2} = V_{z,1} = V_z$  por ligera reducción de la altura del álabe  $h$  al ir corriente abajo.

$$\left. \begin{aligned} \text{Fig. (5.II.a): } V_{\theta,2} &= V_z \tan(\beta_2) + U \\ \beta_2 &= \beta'_2 - \delta; \beta'_2 = \beta'_1 + \theta \\ \beta'_1 &= \beta_1 + i \quad (5.II.b) \end{aligned} \right\} \rightarrow V_{\theta,2} = V_z \tan \left[ \beta_1 + \overbrace{i + \theta - \delta}^{\phi = \text{deflexión}} \right] + U \quad (5.II.2)$$

3.- De la igualdad de los trabajos específicos obtenga la curva característica  $\Pi_{c,tt} = \varphi'(\Pi_m, \Pi_n, \gamma)$ , Ec. (5.69):

Enunciado:  $V_{\theta,1} = 0$ ; Ec. (5.39):  $\tau_{fl} = \kappa UV_{\theta,2}$

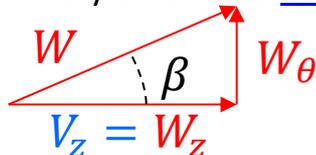
$$\text{Ec. (15.61): } \Pi_{c,tt} = \left[ 1 + \eta_c \frac{\tau_{fl}}{c_p T_{t,e}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \Pi_{c,tt} = \left[ 1 + \underbrace{\eta_c}_{\zeta(\Pi_m, \Pi_n)} \kappa \frac{U^2}{c_p T_{t,e}} \underbrace{\left( 1 + \frac{V_z}{U} \tan \left[ \underbrace{\beta'_1 + \theta}_{\text{ctes. geom.}} + \underbrace{i}_{i = \xi(\Pi_m)} - \underbrace{\delta}_{\delta = \chi(i)} \right]}_{\beta_2} \right)}_{\varrho(\Pi_n^2, \Pi_m)} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.II.3)$$

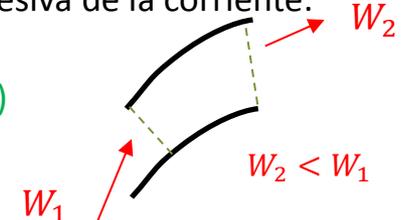
Ec.(5.22)      Ec.(5.69)      Ec.(5.IIb)

Las variables coloreadas son conocidas y las negras son experimentales. Esta ecuación indica:

- $\Pi_{c,tt}$  puede determinarse si se miden o se estiman  $\eta_c = \zeta(\Pi_m, \Pi_n)$  y  $\delta = \zeta(\Pi_m)$  (o equivalentemente  $\phi$ ) y  $\kappa$ . A mayor  $\eta$  mayor  $\Pi$ .
- $\Pi_{c,tt}$  **crece rápidamente con  $U$**  ( $2, \frac{\gamma}{\gamma-1} > 1$ ) y algo menos rápidamente con  $\beta_2, \frac{V_z}{U}, i$  y  $\eta$ .
- $\Pi_{c,tt}$  crece si  $\delta$  decrece (buen guiado y ausencia de desprendimientos y entrada en pérdida).
- $\beta_2 = \beta_1 + \phi$ .  $\phi$  **esta limitado por la entrada en pérdida**, a un valor orientativo dado por el número y criterio de [De Haller](#), con  $i \approx 0$ , que evita una difusión excesiva de la corriente:



$$Ha = \frac{W_2}{W_1} = \frac{\tan(\beta_1)}{\tan(\beta_2)} > 0,7 \quad (5.II.4)$$



Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona





FUNDAMENTOS DE  
TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona

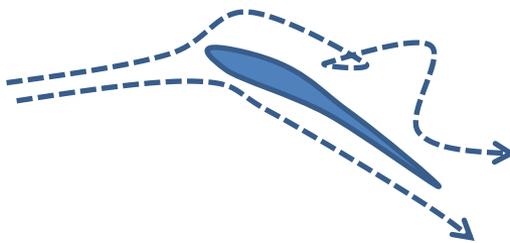


MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

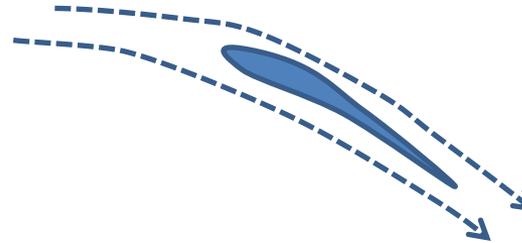
## 4.- EJERCICIOS ([volver](#))

### Ejercicio II (cont.).

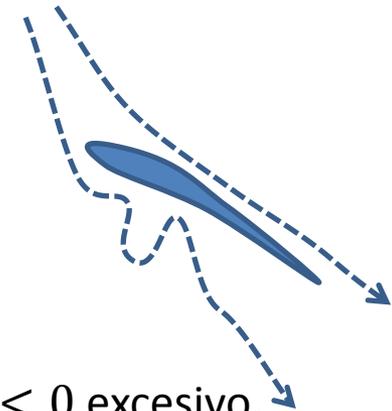
- Puede lograrse un compresor (y un ventilador) axial con placas planas  $\theta = 0$ , simplemente provocando incidencia  $i$ , si bien, con bajo  $\eta$  porque la corriente se desprende.
- Dado que  $U = \omega r$ , para un mismo  $\Pi_c$ , hacia la periferia del álabe es necesario reducir  $\theta$ , y aumentarlo hacia el centro para compensar el efecto de la variación de  $U$ . A la vez es necesario hacer más negativo  $\beta'_1$  hacia el centro para tener la incidencia deseada, Ec (5.II.1). Esta evolución del álabe de raíz a punta se conoce como torsión.
- Partiendo de un valor de  $\pi_m$  próximo al de  $\eta_{max}$ , corresponderá a  $i \approx 0$ . A  $\pi_n = cte.$ , Al variar  $\pi_m$ , Ec. (5.II.1):
  - Una reducción hace aumentar  $i$ , aumentando las pérdidas hasta la llegada al bombeo (entrada en pérdida).
  - Un aumento hace disminuir  $i$ , y al entrar en pérdida negativa el perfil,  $i < 0$ , ocasiona un chorro sónico que impide aumentos de  $\pi_m$ .
  - A  $\Pi$  elevados, como  $M_z = V_z/a$  es alto, la entrada en bloqueo sónico es antes, por lo que el rango entre bombeo y bloqueo se estrecha.



$i > 0$  excesivo.  
Desprendimiento  
positivo



$i \approx 0$  correcto,  
desprendimiento simultáneo  
en el borde de salida



$i < 0$  excesivo.  
Desprendimiento  
negativo.



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. Bibliografía

## 5.4.- EJERCICIOS (*volver*)

**Ejercicio III.-** Obtenga la deflexión media de la corriente  $\phi_{ext}$  necesaria para el primer escalón del compresor axial del [Ejercicio I](#). Para ello se sugiere la siguiente secuencia:

1.- Calcule  $V_{z,ext}$  y comente el resultado:

Usemos la definición del coeficiente de flujo  $\Phi$ :

$$\left. \frac{V_z}{U} \Big|_{ex} = t \frac{\overbrace{V_z \pi r_{ex}^2}^q}{\omega \pi \left(\frac{D_I}{2}\right)^3} = \frac{8}{\pi} \Phi_Q, \text{ según la Ec. (5.71)} \right\} \rightarrow V_{z,ex} = \frac{8}{\pi} 420 \frac{\text{m}}{\text{s}} 0,07 = 75 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ejercicio I:  $\Phi_Q = 0,07$

Es mucho menor que la velocidad de arrastre, cosa que cambia al ir hacia el eje, pues  $V_z$  suele permanecer relativamente constante a lo largo de todo el álabe, mientras que  $U$  disminuye hacia el eje.

2.- Calcule la velocidad relativa al rotor, asumiendo que éste no va precedido de una corona de álabes-guía (estator de pre-giro) y comente el resultado:

Esto significa que la corriente incidente carece de velocidad tangencial, luego:  $V_{\theta,1} = 0$ , con lo que:

$$W_{1,ex} = \sqrt{V_{z,ex}^2 + U_{ex}^2} = 427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El álabe es supersónico en la zona de la punta, al ser  $a \approx 340 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  a nivel del mar.

3.- Calcule la inclinación de la corriente media incidente a la punta de los álabes del primer rotor:

$$\beta_{1,ex} = -\arctan\left(\frac{U}{V_z}\right)_{ex} = -79,9^\circ \text{ Para que } i \approx 0, \text{ el álabe ha de estar muy inclinado en su punta.}$$

4.- Calcule  $\phi_{ext}$ , introduciendo un valor estimado del rendimiento del rotor  $\eta_{tt} = 0,9$ :

$$\left. \begin{aligned} \text{Ec. (5.5): } V_{\theta,2} &= V_z \tan[\beta_1 + \phi] + U \\ \text{Ec. (5.II.3): } \Delta h_t &= \frac{\Delta h_{t,s}}{\eta_{tt}} = \kappa U V_{\theta,2}; \kappa \cong 1 \text{ por ser axial} \end{aligned} \right\} \rightarrow \phi_{ex} = \underbrace{\arctan\left[\left(\frac{4\Psi_{g,D,s}}{\eta_{tt}} - 1\right) \frac{\pi}{8\Phi_Q}\right]}_{\beta_{2,ext} = -78,4^\circ} - \beta_{1,ex} = 1,5^\circ$$

Es una deflexión difícil de alcanzar en supersónico sin infligir irreversibilidades excesivas. El número de De

Haller es, [Ec. \(5.II.4\)](#):  $Ha = \frac{w_2}{w_1} = \frac{\tan\beta_2}{\tan\beta_1} = 0,87 > 0,7$ , corroborando la viabilidad del diseño.

Autores:  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA



FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

- 1. Repaso de Termodinámica
- 2. Fundamentos de Turbomaquinaria
- 3. Anexos
- 4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación
- 6. Bibliografía

Autores:  
 P.A. Rodríguez  
 A. Lecuona



MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

## 5.4.- EJERCICIOS (*volver*)

**Ejercicio IV.-** Continuemos con los datos del [Ejercicio I](#). Para determinar en primera aproximación el diseño de la turbina adecuada para el compresor ya estudiado, se puede hacer la suposición de que cada etapa de cada escalón expansiona lo mismo, lo cual es coherente con el diseño, de alta eficiencia, con [grado de reacción](#)  $R \approx 0,5$ . Para más simplificación, podemos asumir que en condiciones nominales de funcionamiento cada etapa acelera hasta la velocidad del sonido, al ser esto próximo a la realidad, y por ser habitualmente tanto en estator como en rotor conductos convergentes. Además, si se acepta  $R = 0,5$  el diagrama de composición de velocidades de rotor es simétrico del de estator, significando ello el mismo valor absoluto de los ángulos y las mismas velocidades, [Fig. \(5.12\)](#). Para mantener  $V_z$  constante, la menor densidad corriente abajo se acomoda aumentando la altura del álabe  $h$  y  $r_m$ , [Ec. \(5.53\)](#).

1.- Calcule el número de escalones de turbina necesarios  $Z_e$ :

Asumimos que todos los escalones se componen de estator seguido de rotor (en el último escalón no hay enderezador de corriente). La expansión isentrópica hasta el bloqueo sónico es, [Ec. \(5.23\)](#) con  $M = 1$  y un valor apropiado para los gases quemados a las temperaturas típicas de una TG,  $\gamma = 1,33$ :  $\Pi_{t,cri} \doteq \frac{p_{0t}}{p_1} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,85$ . Si el rotor recibe la corriente con un Mach relativo  $M_{rel} \doteq \frac{W}{a} < 1$  y por ello la presión es continua. Según la, [Ec. \(5.23\)](#) es:

$$\Pi_{t,rel} \doteq \frac{p_{1t}}{p_1} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{rel}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

El rotor repite la expansión sónica y finalmente deja una corriente absoluta también con  $M_r$  por identidad con el rotor. Luego, su expansión total es igual que la del estator  $\Pi_{t,cri} \Pi_{t,rel}^{-1}$ . En consecuencia, la expansión por escalón es, si tomamos un valor aproximado  $M_r = 0,4$ :

$$\Pi_{tt,I} = \frac{p_{0t}}{p_{2t}} = \left(\Pi_{t,cri} \Pi_{t,rel}^{-1}\right)^2 = 2,77$$

Es de destacar que el cociente de temperaturas de remanso, asumiendo isentropía, es igual pero sin elevar a  $\frac{\gamma}{\gamma-1}$ , por lo que se puede decir que el salto de entalpía  $\Delta h_t$  es mayor en los primeros escalones, práctica habitual para aliviar la carga térmica de los escalones siguientes al primero. El número de escalones viene dado del cociente de la relación de expansión de todo el conjunto y la de un escalón:

$$25 = 2,77^{Z_e} \rightarrow Z_e = \frac{\ln 25}{\ln 2,77} = 3,2, \text{ optamos por 3 escalones, por la proximidad a esa cifra. Nótese que } Z_e < Z_c.47$$



## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación**
6. Bibliografía

*Autores:*  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

## 5.5.- CUESTIONES DE AUTOEVALUACIÓN ([volver](#))

Preguntas:

1. Para obtener la temperatura de remanso ¿hace falta algo más que una evolución adiabática y sin aporte de trabajo?
2. Para obtener la presión y densidad de remanso ¿hace falta que la evolución sea isentrópica?
3. La fórmula de Euler ¿expresa un cálculo exacto del par en un volumen de control globalmente estacionario?
4. La fórmula de Euler ¿permite un cálculo exacto del trabajo aportado al flujo?
5. ¿En que se notan las irreversibilidades internas en el flujo a través de una turbomáquina?
6. El calentamiento por irreversibilidades internas ¿a costa de qué energía se produce?
7. ¿En qué componente difieren la velocidad absoluta y la relativa en ejes solidarios al rotor?
8. ¿Cómo evoluciona el área inter-álabe de los compresores a lo largo de la corriente?
9. En un compresor axial ¿cómo evoluciona la presión en rotor y estator?
10. En una turbina axial ¿Cae más la presión de remanso en el rotor que en el estator?
11. El rendimiento politrópico de un compresor ¿es mayor que su rendimiento isentrópico?
12. ¿Se presenta el fenómeno del bombeo en turbinas?
13. ¿De cuántos parámetros adimensionales dependen mayoritariamente las prestaciones de una turbomáquina para un fluido determinado?
14. ¿Tienen las turbinas zonas operativas posibles, pero prohibidas?
15. La velocidad y el diámetro específicos ¿son equivalentes a los parámetros de caudal y de régimen?



## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
- 5. Autoevaluación**
6. Bibliografía

*Autores:*  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

## 5.5.- CUESTIONES DE AUTOEVALUACIÓN ([volver](#))

Respuestas:

1. No hace falta nada más.
2. Si, hace falta que sea isentrópica.
3. Si, expresa el par total de las paredes sobre el flujo.
4. No, salvo que no hubiera pared alguna estática en el volumen de control. La inexactitud se tiene en cuenta con el factor de potencia.
5. En un calentamiento interno, a pesar de que no se aporta calor desde fuera.
6. A costa de la presión de remanso, que es la suma del trabajo de flujo (presión) y de la energía cinética, por unidad de volumen.
7.  $V$  y  $W$  difieren en solamente la componente tangencial.
8. Creciente corriente abajo, es decir, divergente.
9. La presión aumenta corriente abajo, en ambos, rotor y estator.
10. Si, la presión de remanso cae más en el rotor, por la extracción de trabajo.
11. Si, el rendimiento politrópico de un compresor es mayor que su isentrópico.
12. En turbinas no es posible el bombeo, pues al caer la presión corriente abajo, la capa límite no se desprende del álabe.
13. Las prestaciones de una turbomáquina dependen de dos parámetros, el de caudal y el de régimen.
14. Las turbinas no tienen una zona posible pero prohibida, como la zona de bombeo de los compresores, aunque podrían tener un régimen máximo que no se puede sobrepasar.
15. Estas dos parejas de parámetros son equivalente, pues pueden obtenerse una de la otra, pero la velocidad y el diámetro específicos incorporan  $D$ , permitiendo compararlas con tamaños diferentes.



## FUNDAMENTOS DE TURBOMÁQUINAS

1. Repaso de Termofluidodinámica
2. Fundamentos de Turbomaquinaria
3. Anexos
4. Ejercicios
5. Autoevaluación
6. **Bibliografía**

*Autores:*  
P.A. Rodríguez  
A. Lecuona



MOTORES DE  
COMBUSTIÓN  
INTERNA

## 5.6.- BIBLIOGRAFÍA (volver)

1. A. Lecuona y J. I. Nogueira. Turbomáquinas. Procesos, análisis y tecnología. Ariel. 2000. ISBN: 84-344-8029-8.
2. D. G. Wilson and T. Korakianitis. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines. Prentice Hall. 1998. ISBN: 0-13-312000-7.
3. M. Legrand, R. Ventas y P.A. Rodríguez. Ingeniería Térmica. Principios de termodinámica técnica y transferencia de calor. Garceta. 2014. ISBN: 978-84-1545-288-1.
4. R. I. Lewis (1996) Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley.
5. Annu. Rev. Fluid Mech. 2010. 42:275–300.
6. Watson and Janota “Turbocharging the Internal Combustion Engine” Ed. Wiley 1982.

Para ampliación:

7. C. E. Brennen. Hydrodynamics of Pumps. 1994, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press. <http://authors.library.caltech.edu/25019/3/pumbook.pdf> .
8. A. Lecuona y J. I. Nogueira. Turbomáquinas. Open Course Ware de la Universidad Carlos III de Madrid. <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-termica-y-de-fluidos/turbomaquinas> .