

Horas teóricas	4
Horas prácticas	0
Total de horas	4
Créditos institucionales	8
Título del material	Características generales de las turbomáquinas motoras.
Tipo de unidad de aprendizaje	Curso
Carácter de la unidad de aprendizaje	Optativa
Núcleo de formación	Integral
Programa educativo	Ingeniería mecánica
Espacio académico	Facultad de ingeniería
Responsable de la elaboración	Juan Carlos Posadas Basurto

UA: TURBOMÁQUINAS MOTORAS

	Página
Presentación	1
Propósito	2
Estructura de la unidad de aprendizaje	3
Contenido de la presentación	4
Turbomáquina	7
Tipo de turbomáquina con base en la potencia	8
Tipo de turbomáquina con base en la trayectoria del flujo	9
Tipo de turbomáquina con base en los cambios de presión	10
Velocidad meridional	12

ÍNDICE

	Página
Triángulo de velocidades	16
Entalpía de estancamiento	17
Cantidad de movimiento	18
Momento de la cantidad de movimiento	19
Ecuación de trabajo de Euler	20
Rotalpía	21
Relaciones de flujo compresible para gases perfectos	22
Rendimientos de las turbinas de vapor o de gas	25
Rendimientos para una turbina hidráulica	28
Factor de incidencia	30
Análisis dimensional: Similitud	33
Análisis de fluidos incompresibles	34
Bibliografía	35

- ▶ La Unidad de Aprendizaje Turbomáquinas Motoras es optativa y se sugiere cursarla en el noveno periodo.
- ▶ No tiene antecedente seriado pero se da un curso de Turbomáquinaria donde el discente determina las características principales de los sistemas donde intervienen Turbomáquinas, analiza el flujo compresible y su aplicación en turbomáquinas y determina las características principales de operación y mantenimiento de una turbomáquina.
- ▶ Se requiere que el discente tenga la habilidad del manejo de tablas de propiedades termodinámicas; realice balances de masa, energía y entropía para sistemas abiertos y cerrados; resuelva problemas con la ecuación de Euler y de Bernoulli.

PRESENTACIÓN

El propósito de la Unidad de Aprendizaje Turbomáquinas Motoras es que el discente será capaz de diseñar y seleccionar turbinas hidráulicas, turbinas de gas y turbinas de vapor, así como establecer un programa de mantenimiento en cualquier situación que implique la operación de una turbomáquina motora. Para lograrlo se sugiere la estructura siguiente:

PROPÓSITO

1. Características generales de las turbomáquinas motoras.
2. Turbinas hidráulicas.
3. Turbinas de gas.
4. Turbinas de vapor.
5. Regulación y control de turbinas.

ESTRUCTURA DE LA UNIDAD DE APRENDIZAJE

La presentación es del capítulo 1, características generales de las turbomáquinas motoras, de la UA Turbomáquinas Motoras.

Se presentan los principios de funcionamiento así como las ecuaciones generales que se usarán en el estudio de cada una de las turbinas para que el discente entienda sus características y empiece su diseño de acuerdo a las necesidades de potencia.

Los temas que se revisan son los siguientes:

- ✓ Definición de turbomáquinas y los principales tipos que existen de acuerdo a una característica.
- ✓ El triángulo de velocidades.

CONTENIDO DE LA PRESENTACIÓN

- ✓ Entalpía de estancamiento, Cantidad de movimiento y ecuación de trabajo de Euler.
- ✓ Rotalpía y relaciones de flujo compresible para gases perfectos.
- ✓ Rendimientos, factor de incidencia y análisis dimensional.

El docente debe tener conocimiento de las relaciones generales de las turbomáquinas así como de sus características.

Si no se indica lo contrario, la información fue obtenida del libro escrito por Dixon (2010).

Al final de la presentación se incluye un apartado de referencias para que tanto el docente como el discente profundicen en los temas de interés.

TURBOMÁQUINAS MOTORAS

Características generales de las turbomáquinas motoras



- ▶ Una turbomáquina es un dispositivo en donde la energía se transfiere a, o a partir de, un fluido que fluye continuamente por la acción dinámica de una o más filas de álabes en movimiento.

TURBOMÁQUINA

Generadoras

- ▶ Consumen potencia para incrementar la presión o cabezal del fluido de trabajo (ventiladores, compresores y bombas).

Motoras

- ▶ Producen potencia cuando se expande el fluido de trabajo a una presión más baja o cabezal (turbinas de viento, hidráulicas, de vapor y de gas).

TIPO DE TURBOMÁQUINA CON BASE EN LA POTENCIA

- ▶ Turbomáquina de flujo axial cuando el flujo es total o principalmente paralelo al eje de rotación.
- ▶ Tubomáquina de flujo radial cuando el flujo es total o principalmente perpendicular al eje de rotación.
- ▶ Turbomáquina de flujo mixto cuando están presentes ambos componentes de velocidad, radial y axial, en cantidades significativas.

TIPO DE TURBOMÁQUINA CON BASE EN LA TRAYECTORIA DEL FLUJO

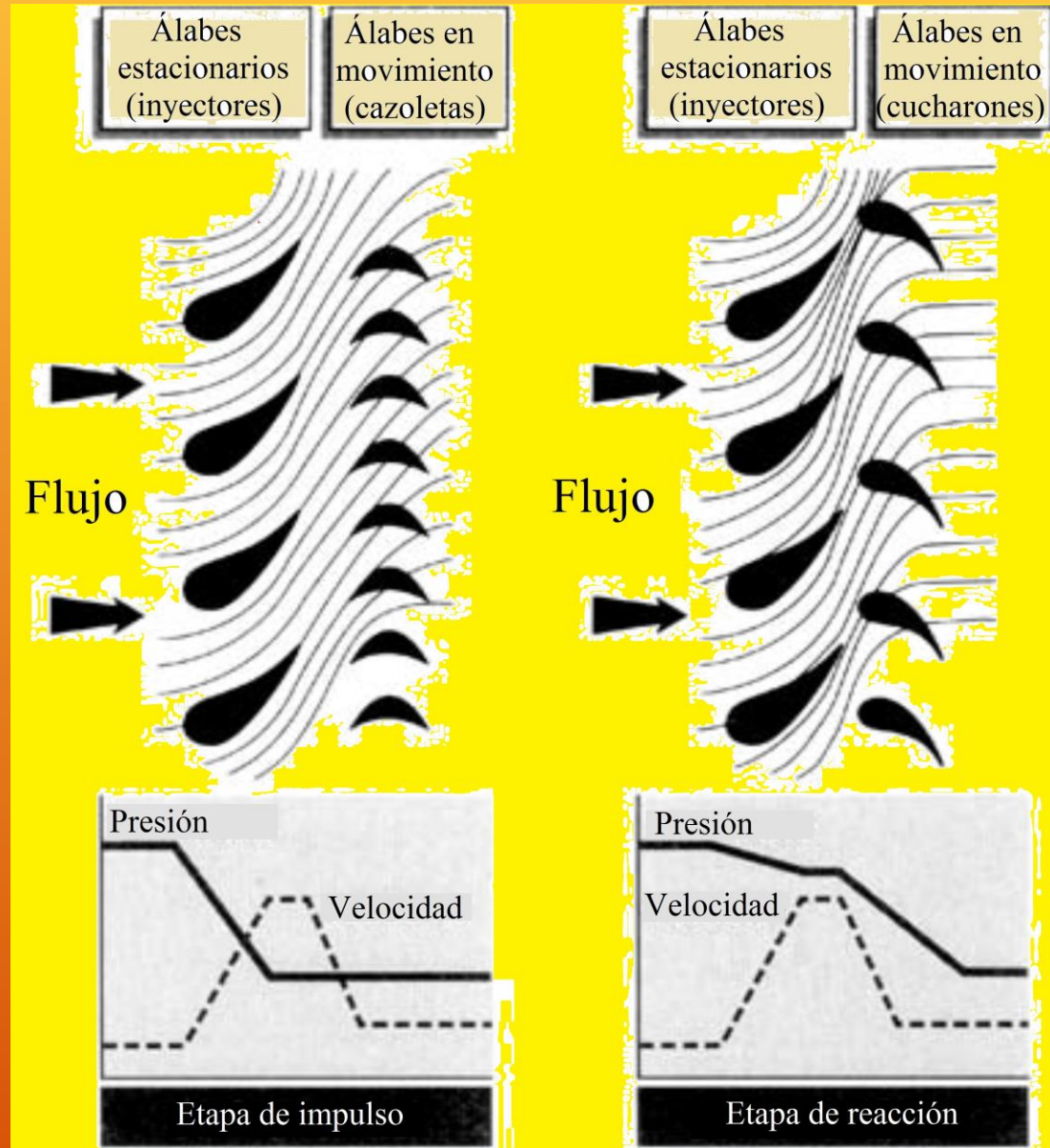
De impulso

- ▶ El cambio de presión ocurre en una o más boquillas, siendo el fluido dirigido sobre el rotor.

De reacción

- ▶ No hay cambios de presión.

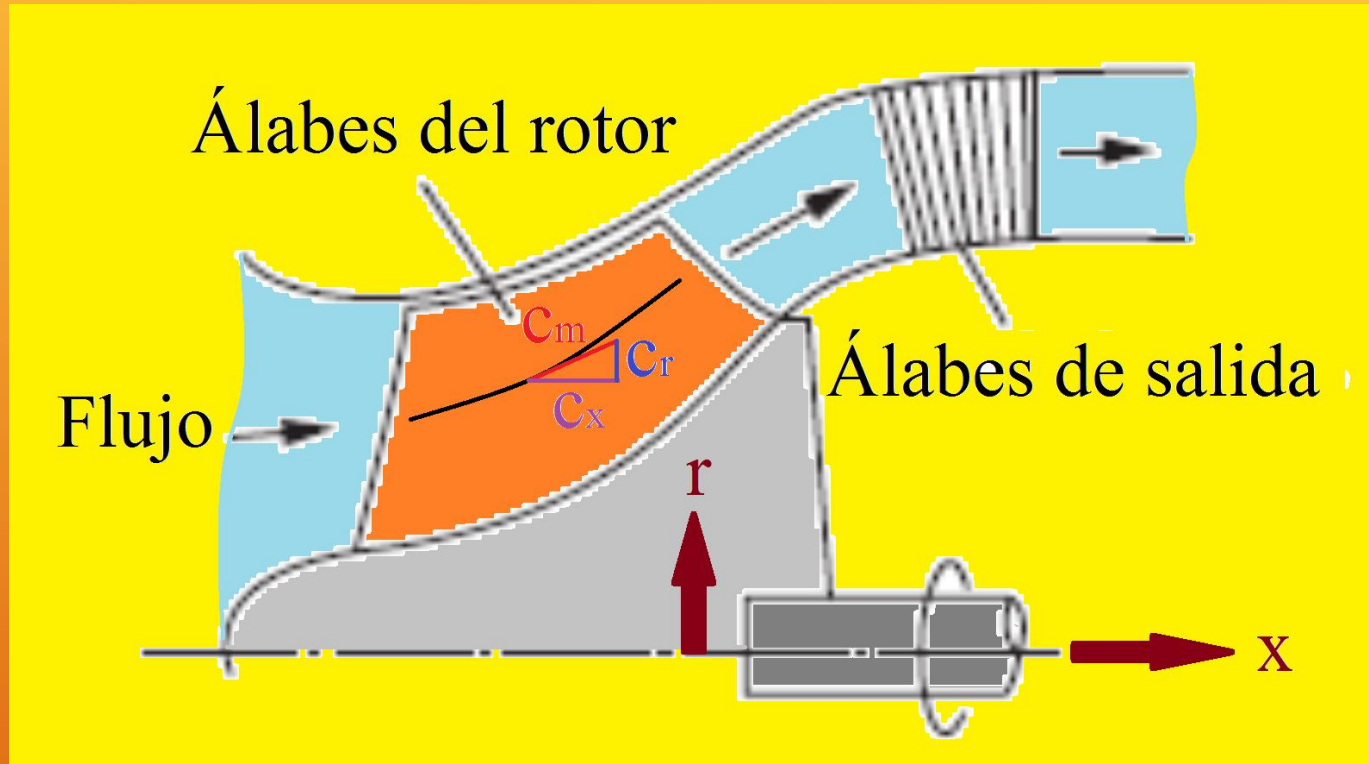
TIPO DE TURBOMÁQUINA CON BASE EN LOS CAMBIOS DE PRESIÓN



- ▶ Asumiendo que el fluido de trabajo no varía en la dirección tangencial, $r\theta$, se obtiene el componente meridional c_m en función de las coordenadas radial, c_r , y axial, c_x .

$$c_m = \sqrt{c_x^2 + c_r^2}$$

VELOCIDAD MERIDIONAL



VELOCIDAD MERIDIONAL DEL FLUIDO DE TRABAJO

- ▶ La velocidad de flujo total se compone de los elementos meridional y tangencial

$$c = \sqrt{c_x^2 + c_r^2 + c_\theta^2} = \sqrt{c_m^2 + c_\theta^2}$$

- ▶ El ángulo de remolino o tangencial es el ángulo entre la dirección del flujo y la dirección meridional

$$\alpha = \tan^{-1}(c_\theta / c_m)$$

- ▶ La velocidad relativa w es la sustracción vectorial de la velocidad local del álabe U de la velocidad absoluta del flujo c .

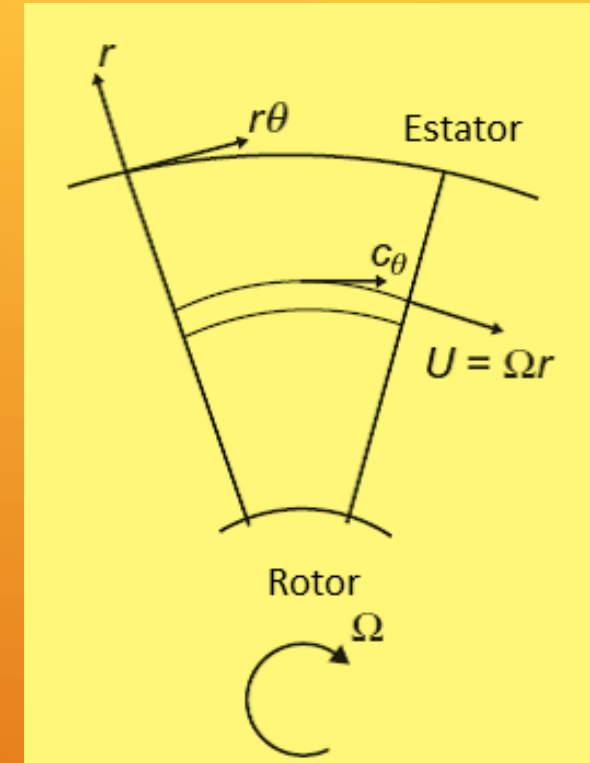
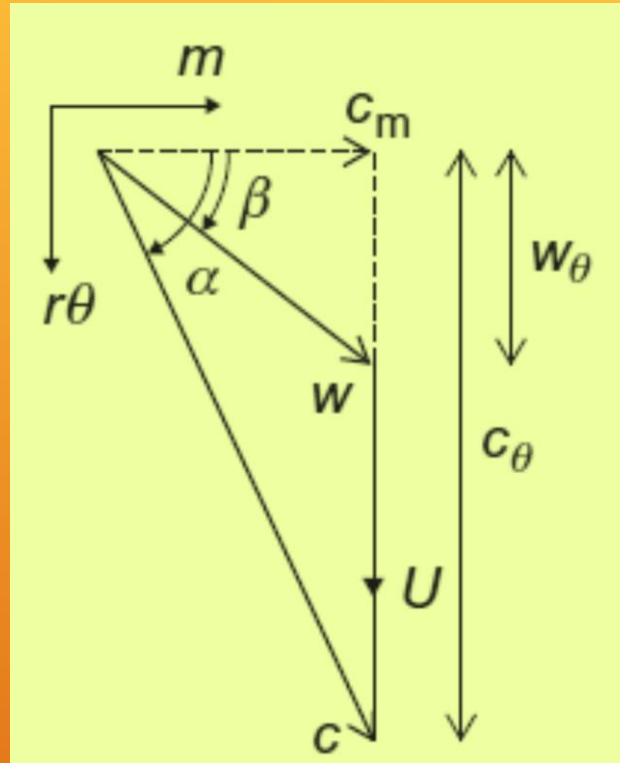
$$w_\theta = c_\theta - U$$

$$w_x = c_x$$

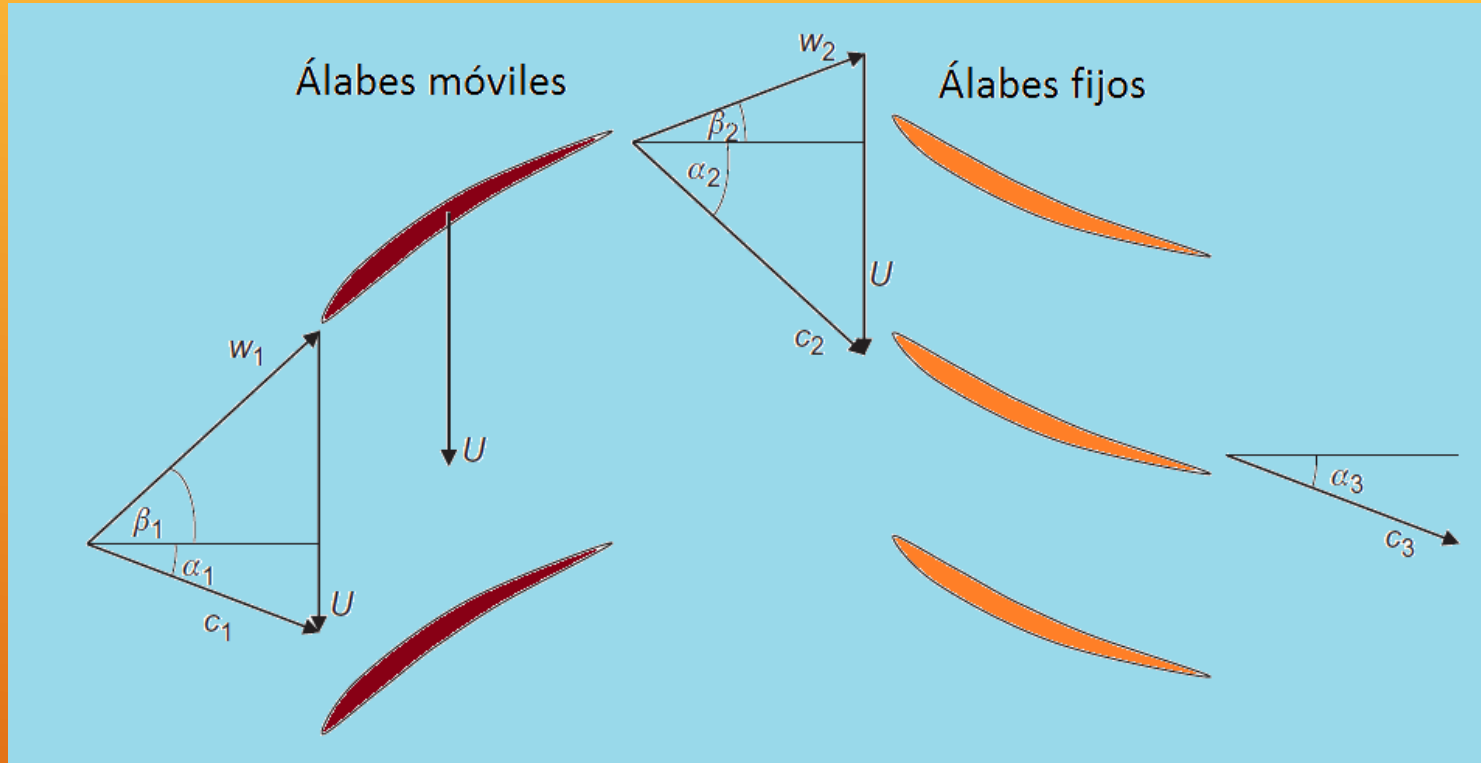
$$w_r = c_r$$

$$\beta = \tan^{-1}(w_\theta / c_m)$$

$$\tan \beta = \tan \alpha - U / c_m$$



VISTA HACIA ABAJO EN UNA SUPERFICIE DE CORRIENTE



TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

- ▶ La entalpía de estancamiento es la suma de la entalpía del fluido de trabajo más su energía cinética

$$h_0 = h + \frac{1}{2}c^2$$

- ▶ Despreciando cambios de energía potencial, el primer principio de la Termodinámica resulta

$$\dot{q} - \dot{w} = \dot{m}(h_{02} - h_{01})$$

- ▶ La entalpía de estancamiento será constante en cualquier proceso de flujo que no involucre transferencia de potencias térmica y mecánica.

ENTALPÍA DE ESTANCAMIENTO

- ▶ La suma de todas las fuerzas, ΣF_x , de cuerpo y superficie sobre un sistema de masa m a lo largo de una dirección arbitraria x es igual a la tasa de cambio de la cantidad de movimiento total del sistema, es decir

$$\Sigma F_x = \frac{d}{dt}(mc_x)$$

- ▶ Para un fluido permanente entrando a un volumen de control a una velocidad uniforme c_{x_1} y saliendo a c_{x_2}

$$\Sigma F_x = \dot{m}(c_{x_2} - c_{x_1})$$

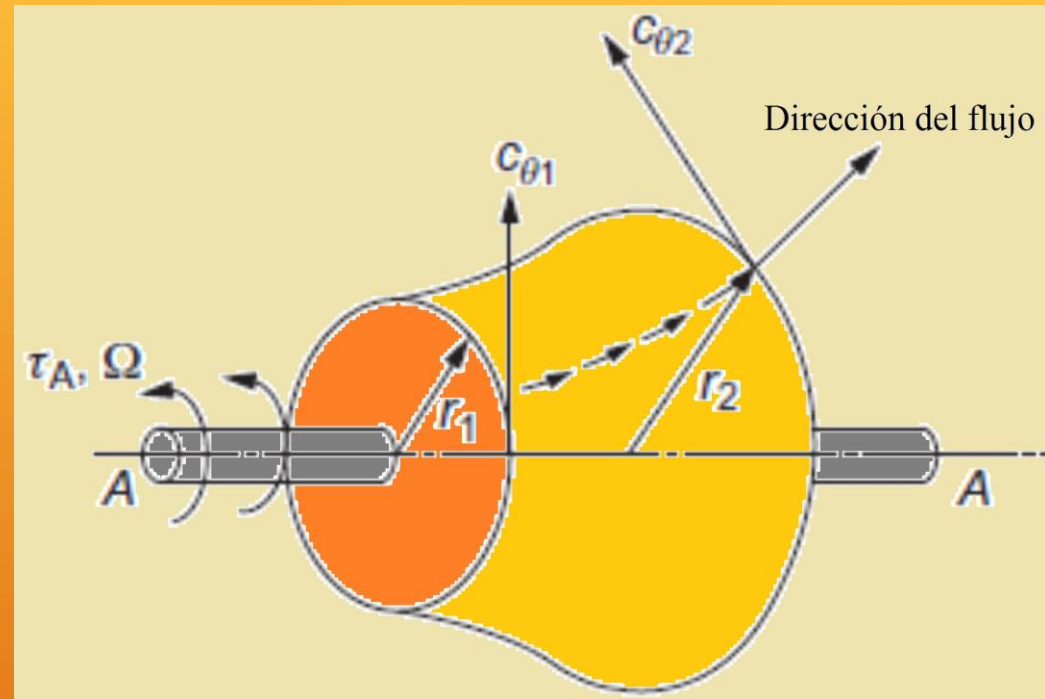
CANTIDAD DE MOVIMIENTO

- ▶ El momento de la cantidad de movimiento es

$$\tau_A = m \frac{d}{dt} (rc_\theta)$$

- ▶ Para un flujo permanente unidireccional

$$\tau_A = \dot{m}(r_2c_{\theta_2} - r_1c_{\theta_1})$$



Volumen de control de una turbomáquina

MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

- ▶ Una turbina girando a una velocidad angular Ω tiene un trabajo de salida, conocido como ecuación de Euler para la turbina, igual a

$$\Delta w_t = \frac{\dot{w}_t}{\dot{m}} = \frac{\tau_A \Omega}{\dot{m}} (U_1 c_{\theta_1} - U_2 c_{\theta_2}) > 0$$

- ▶ Para una turbina adiabática, la ecuación de trabajo de Euler es

$$\Delta w_t = (h_{0_1} - h_{0_2}) = (U_1 c_{\theta_1} - U_2 c_{\theta_2})$$
$$\Delta h_0 = \Delta(U c_{\theta})$$

- ▶ La ecuación no contabiliza fricción en el cubo y la carcaza.

ECUACIÓN DE TRABAJO DE EULER

- ▶ Rotalpia es la entalpia de estancamiento rotacional

$$I = h_0 - Uc_\theta = h + \frac{1}{2}c^2 - Uc_\theta$$

- ▶ Ya que $c_\theta = w_\theta + U$

$$I = h + \frac{1}{2}(w_\theta^2 + U^2 + 2Uw_\theta) - U(w_\theta + U) \quad \therefore \quad I = h + \frac{1}{2}(w_\theta^2 - U^2)$$

- ▶ Si $h_{\theta,rel} = h + \frac{w_\theta^2}{2}$ es la entalpía de estancamiento relativa

$$I = h_{\theta,rel} - \frac{U^2}{2}$$

ROTALPIA

- ▶ Número de Mach $M = \frac{\text{Velocidad del fluido}}{\text{Velocidad local del sonido}} = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}}$
- ▶ Donde $\gamma = c_p/c_v$ es la constante adiabática igual a la relación de calores específicos a presión, c_p , y volumen, c_v , constantes; R es la constante del gas y T la temperatura a la que se encuentra.
- ▶ Si M excede aproximadamente de 0.3, el fluido se considera compresible y su densidad ya no puede suponerse constante.

RELACIONES DE FLUJO COMPRESIBLE PARA GASES PERFECTOS

- ▶ Entalpia de estancamiento $c_p T_0 = C_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T + \frac{M^2 \gamma R T}{2}$
- ▶ Como $\gamma R = (\gamma - 1)c_p$ entonces $\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M^2$
- ▶ Para un proceso isentrópico $dh = \frac{dp}{\rho}$ y de la ecuación de gas perfecto $P = \rho R T \therefore \rho = \frac{P}{R T}$

$$\frac{dP}{P} = \frac{dh}{RT} = \frac{c_p dT}{RT} = \frac{dT}{T} \frac{\gamma}{(\gamma - 1)}$$

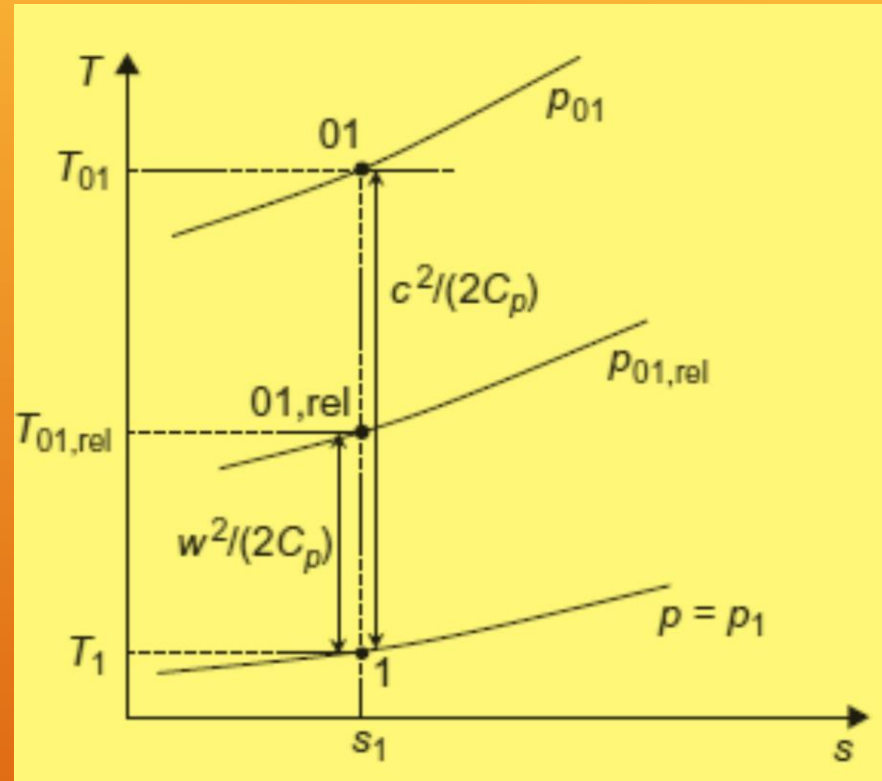
$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

- ▶ En general la integración resulta

$$\frac{P_{0_2}}{P_{0_1}} = \left(\frac{T_{0_2}}{T_{0_1}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

- ▶ La densidad de estancamiento es

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M^2 \right)^{1/(\gamma-1)}$$



Relaciones entre cantidades estáticas y de estancamiento.

- ▶ Total

$$\eta_0 = \frac{\text{Energía mecánica aprovechable en el eje de la turbina}}{\text{Máxima diferencia de energía posible para el fluido}}$$

- ▶ Isentrópica (t) o hidráulica (h)

$$\eta_t \text{ o } \eta_h = \frac{\text{Energía mecánica suministrada al rotor de la turbina}}{\text{Máxima diferencia de energía posible para el fluido}}$$

- ▶ Mecánica

$$\eta_m = \frac{\eta_0}{\eta_t} = \frac{\eta_0}{\eta_h} = \frac{\text{Energía del eje}}{\text{Energía del rotor}}$$

RENDIMIENTOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR O DE GAS

- ▶ Para una turbina adiabática

$$\Delta w_x = \frac{\dot{w}_x}{\dot{m}} = (h_{0_1} - h_{0_2}) + g(z_1 - z_2)$$

$$\Delta w_{m\acute{a}xima} = \frac{\dot{w}_{m\acute{a}xima}}{\dot{m}} = (h_{0_1} - h_{0_{2s}}) = (h_1 - h_{2s}) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_{2s}^2)$$

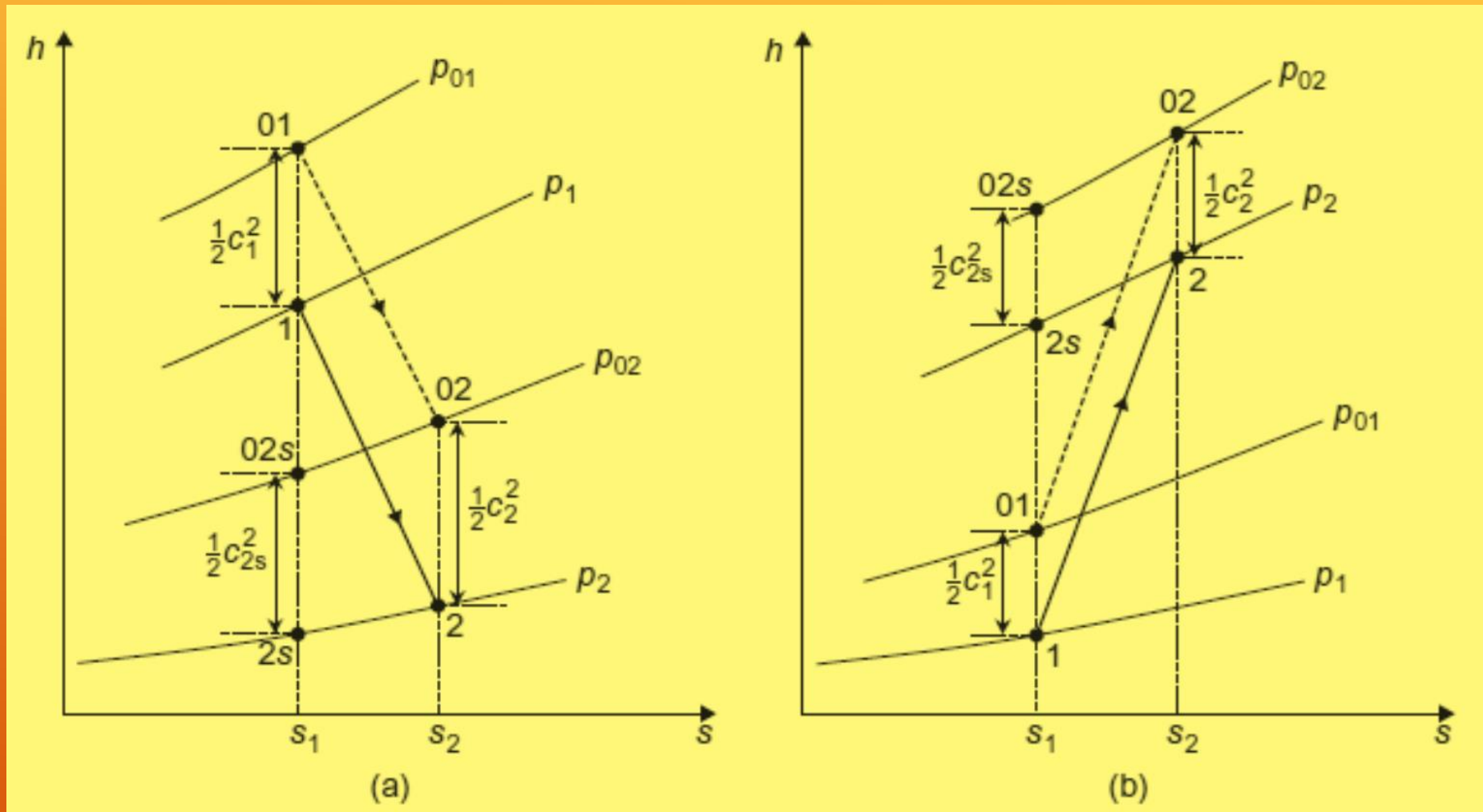
- ▶ Total a total

$$\eta_{tt} = \frac{\Delta w_x}{\Delta w_{m\acute{a}xima}} = \frac{(h_{0_1} - h_{0_2})}{(h_{0_1} - h_{0_{2s}})}$$

- ▶ Total a estático

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta w_x}{\Delta w_{m\acute{a}xima}} = \frac{(h_{0_1} - h_{0_2})}{(h_{0_1} - h_{2s})}$$

- ▶ Donde $c_2 = 0$ cuando el fluido escapa de la turbina a la atmósfera y no a un difusor.



Diagramas de entalpia entropía para el flujo a través de: (a) una turbina y (b) un compresor .

- ▶ El máximo trabajo con fluido incompresible (despreciando pérdidas por fricción) es

$$\dot{w}_{m\acute{a}x} = \dot{m} \left[\frac{1}{\rho} (P_1 - P_2) + \frac{1}{2} (c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) \right] = \dot{m}g(H_1 - H_2)$$

- ▶ Donde

$$gH = \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2}c^2 + gz \quad \text{y} \quad \dot{m} = \rho Q$$

- ▶ z_1 y z_2 son las alturas del fluido al sistema de referencia, en m; H_1 y H_2 los cabezales en ambos puntos, en m; g la aceleración gravitacional, en m/s^2 y Q el caudal, en m^3/s .

RENDIMIENTOS PARA UNA TURBINA HIDRÁULICA

- ▶ El rendimiento hidráulico de la turbina es el trabajo suministrado por el rotor entre la diferencia de energía hidrodinámica del fluido

$$\eta_h = \frac{\dot{w}_x}{\dot{w}_{m\acute{a}xima}} = \frac{\Delta w_x}{g[H_1 - H_2]}$$

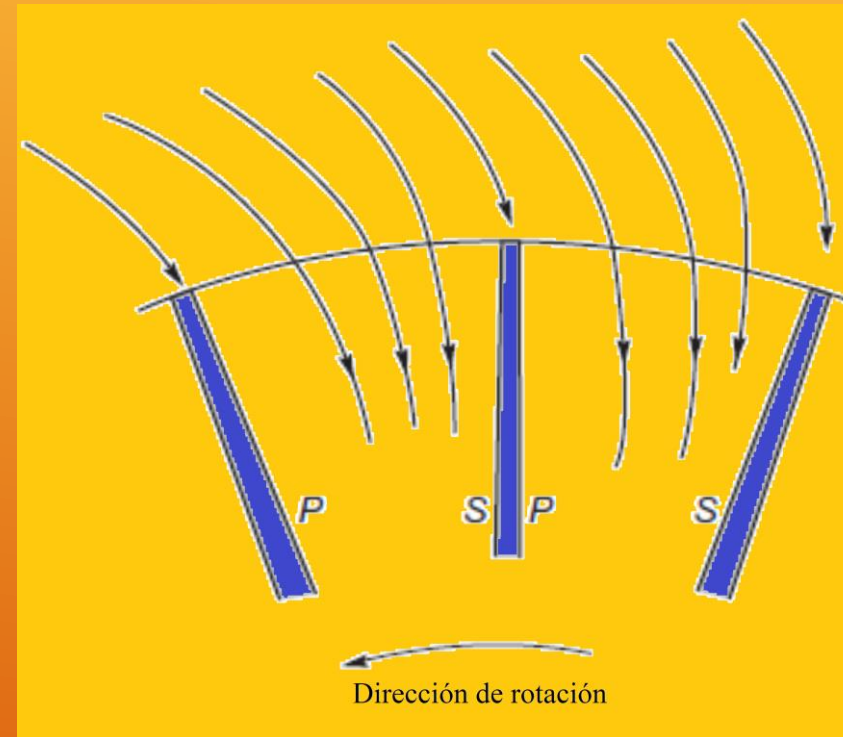
- ▶ Rendimiento politropico de la turbina

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\eta_p(\gamma-1)}{\gamma}}$$
$$\eta_t = \frac{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\eta_p(\gamma-1)}{\gamma}}\right]}{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}\right]}$$

- ▶ Se supone que el flujo relativo medio al entrar en el rotor de una turbina es radial, es decir, la incidencia del flujo relativo que se aproximaba a los álabes radiales era cero.
- ▶ El flujo relativo que sale del impulsor de una turbina recibe guía menos que perfecta de los álabes diciendo que el flujo real se desliza, Incluso bajo condiciones ideales (sin fricción).
- ▶ Si el impulsor estuviera fabricado con un número infinito de álabes infinitesimalmente delgados, entonces un flujo ideal sería perfectamente guiado abandonando el impulsor en el ángulo del álabe.

FACTOR DE INCIDENCIA

- ▶ El flujo que se aproxima al rotor está en el plano radial con una velocidad c_2 y un ángulo de flujo α_2 determinado por la geometría de las toberas o voluta.
- ▶ Una vez que el fluido entra en el rotor, el proceso de extracción de trabajo prosigue rápidamente con reducciones en la magnitud de la componente de velocidad tangencial y velocidad del álabe a medida que disminuye el radio de flujo.



Flujo de corriente en la entrada del rotor.
P: superficie de presión, S: superficie de succión.

- ▶ Con el rotor girando a la velocidad angular Ω y el flujo entrante asumido como irrotacional, se crea un vórtice contrarrotativo (o remolino relativo) en el flujo relativo, cuya magnitud es $-\Omega$, que conserva el estado irrotacional.
- ▶ Como resultado de combinar el flujo irrotacional entrante con el remolino relativo, se reduce la velocidad relativa sobre la superficie de presión (o de arrastre) del álabe.
- ▶ De manera similar, en la superficie de succión (o de avance) del álabe la velocidad relativa aumenta. Por lo tanto, existe un gradiente de presión estática a través del paso de los álabes.
- ▶ Se define un factor de incidencia λ , análogo al factor de deslizamiento utilizado en los compresores centrífugos:

$$\lambda = \frac{c_{\theta_2}}{U_2} = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \approx 1 - \frac{2}{Z}$$

Z : número de álabes.

- ▶ El análisis dimensional aplicado a turbomáquinas tiene dos usos importantes:
 - a) predicción del rendimiento de un prototipo a partir de ensayos realizados en un modelo a escala (similitud),
 - b) determinación del tipo de máquina más adecuado, sobre la base del máximo rendimiento, para un rango específico de cabezal, velocidad y caudal.
- ▶ El análisis dimensional se puede aplicar para determinar los grupos adimensionales que son necesarios para describir la similitud dinámica.

ANÁLISIS DIMENSIONAL: SIMILITUD

- ▶ Para una turbina hidráulica la velocidad específica de la potencia Ω_{sp} y el diámetro específico D_s se definen como

$$\Omega_{sp} = \frac{\hat{P}_1^{1/2}}{\psi^{5/4}} = \frac{\Omega(P/\rho)^{1/2}}{(gH)^{5/4}} \quad D_s = \frac{\psi^{1/4}}{\Phi^{1/2}} = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}}$$

Ω : Velocidad angular; P : potencia al eje; ρ : densidad;

g : aceleración gravitacional; H : cabezal; D : diámetro del rodete; Q : caudal

- ▶ Los coeficientes de flujo Φ , de carga ψ y de potencia \hat{P} son

$$\Phi = \frac{Q}{\Omega D^3} \quad \psi = \frac{gH}{(\Omega D)^2} \quad \hat{P} = \frac{P}{\rho \Omega^3 D^5}$$

ANÁLISIS DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES

- ▶ Dixon, S. L. (2010). Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Boston: Butterworth Heinemann.
- ▶ Gorla, R. S., & Khan, A. A. (2003). Turbomachinery, design and theory. New York: Marcel Dekker, Inc.

BIBLIOGRAFÍA