

Índice

PREFACIO	9
LISTA DE SÍMBOLOS	11
PRÁCTICA 1. CICLOSTG: Ciclos termodinámicos de turbinas de gas ...	15
1.1 Objetivo	15
1.2 Introducción teórica	16
1.3 Manual de usuario	18
1.3.1 Datos de entrada	19
1.3.2 Datos de salida	22
1.3.3 Nomenclatura	22
1.4 Ejercicios orientados	25
1.5 Resultados y conclusiones	35
Apéndice 1. Eficiencia en intercambiadores de calor	43
PRÁCTICA 2. CASCADAS: Análisis de cascadas bidimensionales de tur- bomáquinas axiales	47
2.1 Objetivo	47
2.2 Introducción teórica	48
2.3 Manual de usuario	49
2.3.1 Datos de entrada geométricos	50
2.3.2 Datos de entrada relativos al flujo	51
2.3.3 Datos de salida	52
2.3.4 Nomenclatura	55
2.4 Ejercicios orientados	55
2.5 Resultados y conclusiones	60
Apéndice 2. Hipótesis simplificadoras	66

Práctica 3. COMPRESOR AXIAL: Prediseño de un compresor axial de múltiples escalonamientos	67
3.1 Objetivo	67
3.2 Introducción teórica	68
3.3 Hipótesis simplificadoras del programa y premisas del prediseño	71
3.4 Manual de usuario	72
3.4.1. Datos de entrada	73
3.4.2. Datos de salida	74
3.5 Ejercicios orientados	78
3.6 Resultados y conclusiones	84
Apéndice 3. Correlaciones de pérdidas en compresores axiales	92
Práctica 4. TURBINA AXIAL: Prediseño de una turbina axial de varios escalonamientos	95
4.1 Objetivo	95
4.2 Introducción teórica	96
4.3 Hipótesis simplificadoras del programa y premisas del prediseño	99
4.4 Manual de usuario	101
4.4.1 Datos de entrada	102
4.4.2 Resultados del programa	103
4.5 Ejercicios orientados	111
4.6 Resultados y conclusiones	117
Apéndice 4. Correlaciones de pérdidas en turbinas axiales	126
BIBLIOGRAFÍA	129

Práctica 4: TURBINA AXIAL

Prediseño de una turbina axial de varios escalonamientos

4.1 Objetivo

Esta práctica se basa en una aplicación informática que permite realizar un prediseño simple de una turbina axial de varios escalonamientos, estableciendo su geometría básica y calculando su rendimiento. Para ello el usuario debe introducir, como premisas fundamentales del diseño, entre otros datos, el gasto másico a expandir, las condiciones termodinámicas en la admisión, la presión de escape y el régimen de giro.

Al igual que en el caso de la práctica del compresor, la aplicación permite analizar la repercusión que tienen los distintos parámetros sobre el rendimiento de la turbina y sobre su tamaño, poniendo de manifiesto que, en general, es necesario llegar a una solución de compromiso para optimizar el rendimiento sin elevar excesivamente el coste de la máquina.

A continuación se destacan los principales objetivos didácticos que persigue esta práctica:

- Entender en qué consiste realizar un prediseño de una turbina axial y qué datos se requieren.
- Que el alumno comprenda el importante papel que tiene la optimización del diagrama de velocidades asociado al rotor en el diseño de la turbina.
- Estudiar cómo afecta al rendimiento de la turbina la elección de una determinada geometría de los triángulos de velocidades; geometría definida por tres parámetros adimensionales: grado de reacción, coeficiente de carga y coeficiente de flujo.
- Que el alumno entienda la necesidad que existe, en la mayoría de los casos, de fraccionar en varios escalonamientos el salto entálpico total.
- Estudiar la influencia del número de escalonamientos en el rendimiento de la turbina, entendiendo el concepto de factor de recuperación.

4.2 Introducción teórica

En la Figura 4.1(a) se presenta la evolución del fluido en una turbina axial elemental (escalonamiento). En dicho diagrama queda reflejado el valor del trabajo específico desarrollado y las pérdidas de energía mecánica, producidas fundamentalmente por fenómenos disipativos por fricción, tanto en el rotor como en el estator. Por consiguiente, el proceso que tiene lugar en la turbina, aunque se puede considerar adiabático, no es isentrópico, pudiéndose definir el rendimiento con dos criterios: criterio total a total¹ (si no se considera la energía cinética de salida como pérdida) y criterio total a estática² (si dicha energía cinética se contabiliza dentro de las pérdidas).

$$\eta_{TT} = \frac{W_u}{h_{00} - h_{02ss}} \qquad \eta_{TE} = \frac{W_u}{h_{00} - h_{2ss}}$$

El trabajo específico puede obtenerse a través del primer principio de la Termodinámica y a través de la ecuación de Euler, conocidos los triángulos de velocidades asociados al rotor, de forma que: $W_u = h_{00} - h_{02} = u \cdot \Delta c_u$.

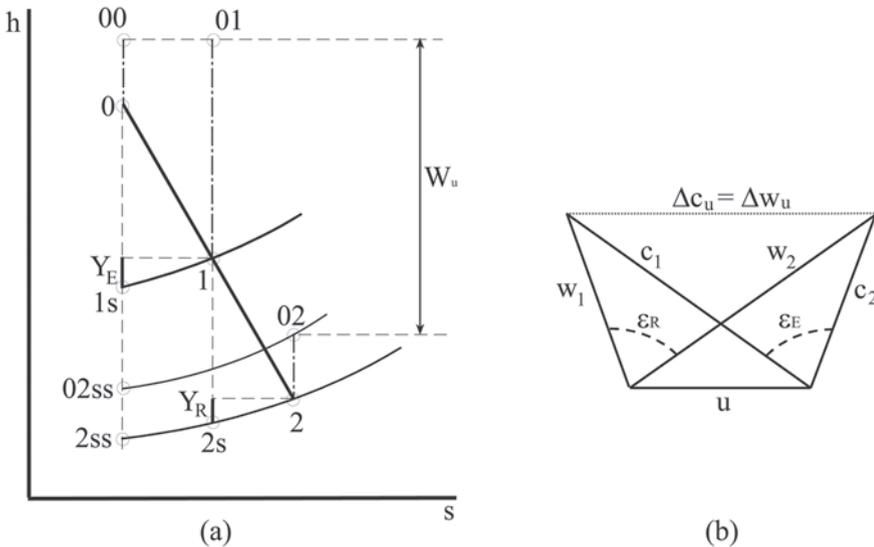


FIGURA 4.1. Diagrama h-s de escalonamiento de turbina axial de reacción (a) y diagrama de velocidades asociado al rotor correspondiente (b).

¹ Este es el criterio utilizado en el caso de compresores (comprobar en la práctica 3).

² Criterio habitual para definir el rendimiento del conjunto de la turbina o del último de los escalonamientos.

En la Figura 4.1(b) se ha representado un diagrama de velocidades genérico correspondiente a un escalonamiento de repetición de turbina axial, y se observa que el trabajo específico se obtiene, en definitiva, multiplicando la base inferior del diagrama (u) por la base superior (Δc_u).

En el caso de que se mantenga la velocidad axial en el rotor (criterio de diseño habitual) la forma del diagrama de velocidades queda definida por tres datos o parámetros geométricos. Modernamente se utilizan, en el caso de turbinas axiales, los siguientes:

- **Grado de reacción**, cuyo significado ya se comentó en la práctica 3 relativa al diseño de un compresor axial: relaciona el salto que tiene lugar en el rotor con el salto total en el escalonamiento. A continuación se justifica su influencia sobre la forma del diagrama de velocidades (tener en cuenta que las velocidades relativas y sus proyecciones que aparecen en la ecuación son de carácter vectorial):

$$R = \frac{h_1 - h_2}{W_u} = \frac{\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}}{u \cdot \Delta w_u} = \frac{\frac{w_{2u}^2}{2} - \frac{w_{1u}^2}{2}}{u \cdot \Delta w_u} = \frac{(w_{2u} - w_{1u})(w_{2u} + w_{1u})}{2 \cdot u \cdot \Delta w_u} =$$

$$= \frac{(w_{2u} + w_{1u})}{2 \cdot u} = \frac{A}{u}$$

Por consiguiente, este parámetro determina la posición de la base superior del diagrama de velocidades respecto de la base inferior. Puede comprobarse que la evolución termodinámica y los triángulos representados en la Figura 4.1 corresponden a un escalonamiento de turbina axial de reacción $R = 0,5$ ($A = u/2$). Los triángulos de velocidades de entrada y de salida son simétricos y los saltos entálpicos en el rotor y en el estator son iguales.

- **Coefficiente de flujo**. Este parámetro relaciona la altura del diagrama de velocidades con la base inferior del mismo y está relacionado con el gasto másico que atraviesa el escalonamiento.

$$\phi = \frac{c_a}{u}$$

- **Coefficiente de carga (o de trabajo)**. Este parámetro relaciona la base superior del diagrama de velocidades con la base inferior y está relacionado con la deflexión experimentada por el fluido. A mayor deflexión, mayor será el trabajo desarrollado por el escalonamiento y mayores serán los esfuerzos sobre los álabes.

$$\psi = \frac{W_u}{u^2} = \frac{\Delta c_u}{u}$$

En la Figura 4.2(a) se presenta un diagrama de velocidades genérico y en la Figura 4.2(b) el mismo diagrama adimensionalizado, en el que se han dividido todas las magnitudes por la velocidad periférica, poniéndose de manifiesto el significado de los coeficientes anteriores:

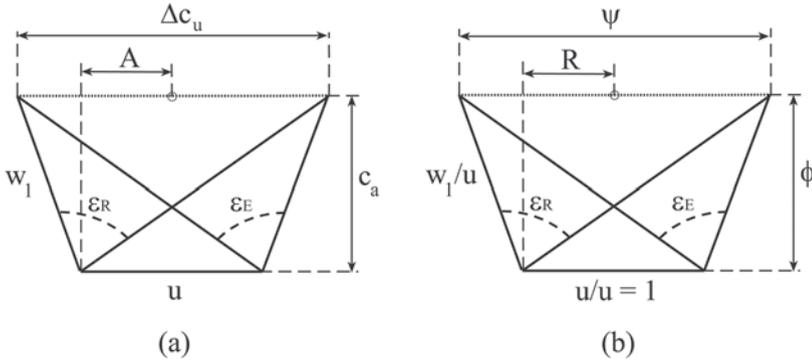


FIGURA 4.2. Diagrama de velocidades genérico (a) y adimensionalizado con la velocidad periférica (b).

En la Figura 4.3 se presentan diagramas de velocidades, todos ellos de $R = 0,5$ para distintos valores de ϕ y ψ . Puede observarse cómo la forma del diagrama se ve afectada por dichos valores, lo que influye, asimismo, en el trabajo específico desarrollado. Es fácil deducir, asimismo, que para una misma forma del diagrama, un mayor tamaño del mismo implicará un mayor trabajo específico, es decir, mayor salto entálpico.

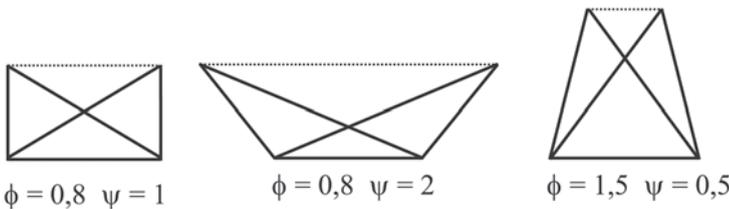


FIGURA 4.3. Diagramas de velocidades con $R = 0,5$ e idéntica velocidad periférica.

También durante años, y fundamentalmente en relación con el diseño de turbinas de vapor, se han utilizado otros parámetros para definir la forma del diagrama; en concreto, la relación cinemática σ y el ángulo α_1 , en lugar de ϕ y ψ .

Es importante evaluar correctamente las pérdidas en el estator y en el rotor, ya que, en definitiva, debido a la existencia de estas pérdidas el trabajo específico que desarrolla el escalonamiento es menor del que teóricamente se podría obtener si el proceso tuviera lugar de forma reversible. Ensayos experimentales

han permitido obtener correlaciones para los denominados coeficientes de pérdidas (ζ) como funciones de diversos parámetros. Las expresiones de las correlaciones utilizadas en este programa para turbinas axiales se presentan en el apéndice 4. A partir de dichos coeficientes, las pérdidas se expresan:

$$\text{Pérdidas en el estator: } Y_E = \zeta_E \cdot \frac{C_1^2}{2}$$

$$\text{Pérdidas en el rotor: } Y_R = \zeta_R \cdot \frac{W_2^2}{2}$$

$$\text{Pérdidas por energía cinética de salida: } Y_S = \frac{C_2^2}{2}$$

El rendimiento total a estática tiene la siguiente expresión en función de las pérdidas:

$$\eta_{TE} = \frac{W_U}{W_U + Y_E + Y_R + Y_S}$$

4.3 Hipótesis simplificativas del programa y premisas del prediseño

En el presente programa se han utilizado hipótesis simplificativas muy similares a las consideradas en el programa relativo al prediseño de un compresor axial. Sin embargo, cabe destacar las siguientes particularidades:

- Se parte de la base de que todos los escalonamientos de la máquina tendrán triángulos de velocidades asociados al rotor idénticos en condiciones de diseño, tanto en forma como en tamaño y, por tanto, todos desarrollarán el mismo trabajo específico³.
- El diámetro medio de la máquina se mantiene constante en todos los escalonamientos, es decir, el radio de giro a la altura media de los álabes de cualquier corona de la máquina es el mismo⁴. De esta forma, la única variable que permite modificar la sección de paso será la altura de los álabes.
- La altura de los álabes irá aumentando con el fin de compensar el incremento del volumen específico que se produce al expandirse el fluido a lo largo de la máquina, teniendo en cuenta que se ha establecido

³ En el caso del prediseño del compresor axial los triángulos de velocidades en los distintos escalonamientos tenían la misma forma pero no el mismo tamaño, por lo que no absorbían el mismo trabajo específico.

⁴ En el caso del prediseño del compresor axial el diámetro medio variaba a lo largo de la máquina y era una de las variables geométricas calculadas por el programa.