

Teoría básica sobre el funcionamiento de la turbina.

El último elemento fundamental que forma parte de la Turbina de Gas es la turbina. En ella se produce el último de los procesos que ha de sufrir el fluido que atraviesa la máquina, es decir, la expansión del mismo hasta la presión de escape, transmitiéndose al eje de la misma la energía mecánica necesaria para generar potencia útil, una vez empleada parte de la total en mover el compresor.

En esta sección se presentará de manera conceptual el proceso de expansión, las actuaciones de los escalonamientos y los parámetros que caracterizan la eficiencia del proceso. Finalmente se muestra el método simplificado mediante el cual se caracteriza de manera global el funcionamiento de la turbina.

1. Escalonamiento de la Turbina axial.

Al igual que en caso del compresor, para simplificar la presente sección en la que se pretende dar introducción a la geometría básica de la turbina, se admitirá de principio el hecho de que el flujo se produzca en un plano tangente a la altura media del álabe, en el cual la velocidad periférica asociada al giro del rotor se designará por U .

En las turbinas axiales la corona fija o estátor antecede a la corona móvil o rotor.

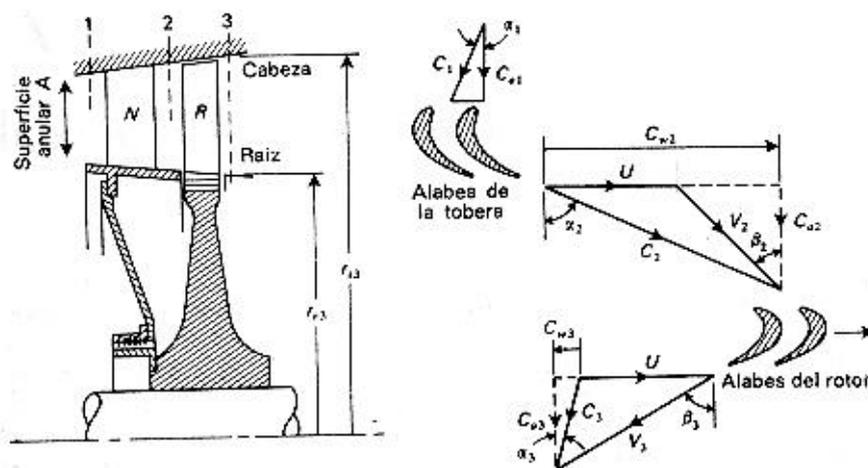


Figura 3.30: esquema de escalonamiento de turbina axial y triángulos de velocidades.

En la figura anterior pueden verse los triángulos de velocidades del escalonamiento de una turbina de flujo axial, así como la nomenclatura utilizada.

El gas entra en la fila de álabes de la tobera, estátor, con una presión y temperatura p_1 y T_1 , y una velocidad C_1 , se expande hasta p_2 y T_2 y sale con una velocidad mayor C_2 de ángulo α_2 .

Después de ser desviado y por lo general expandido de nuevo en los conductos formados por los álabes del rotor, el gas sale con p_3 y T_3 y la velocidad relativa V_3 de ángulo β_3 . Sumando vectorialmente se obtiene la magnitud de la velocidad del gas a la salida del escalonamiento, C_3 y α_3 .

A partir de la geometría de los triángulos de velocidades se deducen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{U}{C_a} = \operatorname{tg} \mathbf{a}_2 + \operatorname{tg} \mathbf{b}_2$$

$$\frac{U}{C_a} = \operatorname{tg} \mathbf{b}_3 - \operatorname{tg} \mathbf{a}_3$$

donde, $C_a = C_{a2} = C_{a3}$ es la velocidad axial.

Se puede deducir una expresión del trabajo cedido por el escalonamiento a partir de la variación del momento angular, obteniéndose el trabajo por unidad de gasto másico:

$$W = U \cdot C_a (\operatorname{tg} \mathbf{a}_2 + \operatorname{tg} \mathbf{a}_3), \text{ o bien: } W = U \cdot C_a (\operatorname{tg} \mathbf{b}_2 - \operatorname{tg} \mathbf{b}_3)$$

A quedado pues clara la relación existente entre el trabajo cedido y el rendimiento isentrópico de un escalonamiento de turbina axial con la geometría de los álabes que los forman.

En la realidad una turbina estará compuesta por varios escalonamientos, que se comportarán de manera semejante al aquí mostrado. Así el comportamiento del conjunto de la turbina estará directamente relacionado con su geometría interna, por lo que a priori parece complicado modelarla. A continuación verá como aplicando las técnicas de análisis dimensional se reduce mucho el problema.

2. Curvas características de las Turbinas Axiales.

Al igual que lo anteriormente dicho para los compresores axiales, el comportamiento de las turbinas axiales puede venir dado mediante las respectivas representaciones gráficas de la relación de expansión y el rendimiento isentrópico en función del gasto másico adimensional, para velocidades constantes de giro.

En la siguiente figura se muestra un grupo de curvas características para una familia determinada de turbinas axiales:

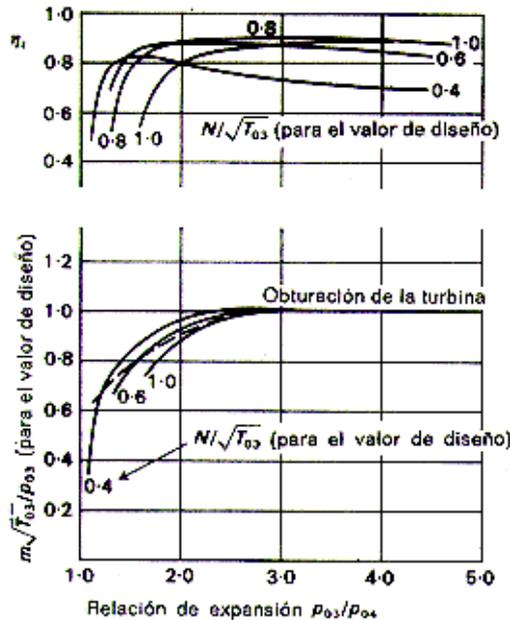


Figura 3.31: Curvas generalizadas para un afamilia de turbinas axiales.

El gráfico del rendimiento muestra que éste se mantiene sensiblemente constante a lo largo de un margen amplio de velocidades de giro y relaciones de expansión. Ello es debido a que la naturaleza del flujo que se acelera permite que los álabes trabajen con una extensa gama de incidencias sin que las pérdidas experimenten un gran aumento.

El valor máximo para el gasto másico corregido se alcanza para relaciones de expansión que den lugar a condiciones de bloqueo en algún punto de la turbina. Este bloqueo se puede producir tanto en las gargantas de las toberas, como a la salida del conducto anular de la turbina. Las líneas de velocidad constante casi son coincidentes en el caso de la representación para la relación de expansión, por lo que podría llegar a considerarse ésta como independiente de la velocidad de giro.

Por lo que respecta a las líneas que representan el rendimiento isentrópico, para relaciones de expansión elevadas éste se vuelve independiente de la propia relación de expansión dependiendo exclusivamente de la velocidad de giro. Esto se explica por que en condiciones fuera de diseño el incremento de las pérdidas es debido a las pérdidas de incidencia. Dicho incremento de las pérdidas es relativamente poco acusado ya que el flujo evoluciona en la turbina sufriendo un proceso de aceleración que tiende a estabilizar las capas límites y a retrasar el desprendimiento.