Planta propulsora.

CUD de Zaragoza.

12 de junio de 2026

1. Elementos de una turbina.

La estructura fundamental de una turbina de gas de dos etapas tiene una primera etapa llamada gas o N1 y una segunda etapa llamada potencia o N2.

Un motor de tipo turbina de dos etapas de uso en aviación requiere:

1) Una toma de aire diseñada para reducir el arrastre aerodinámico que cause y el nivel de turbulencia en el chorro de entrada al sistema (asociado a una caída de presión del mismo) y que tenga protección contra la ingesta de residuos y la formación de hielo.

2) Un compresor accionado por la etapa N1 de la turbina que puede ser o bien de tipo centrífugo o bien de tipo axial.

   En los de tipo centrífugo, figura 1, hay un impulsor (rotor) que imprime una velocidad de rotación al chorro de aire que impacta contra un difusor (estator) con forma de anillo en el que hay una serie de vanos con forma de difusor para incrementar la presión del chorro que viene del impulsor a costa de reducir su velocidad y darle paso a una serie de colectores unidos a la culata. Cada etapa tiene una razón de compresión del orden de $8:1$.

   En los de tipo axial, figura 2, hay un rotor y un estator. El rotor tiene múltiples álabes que giran en el interior de los vanos diseñados por el estator. El rotor acelera el flujo en un sentido preferentemente axial en lugar de centrífugo, mientras que el estator opera como un difusor

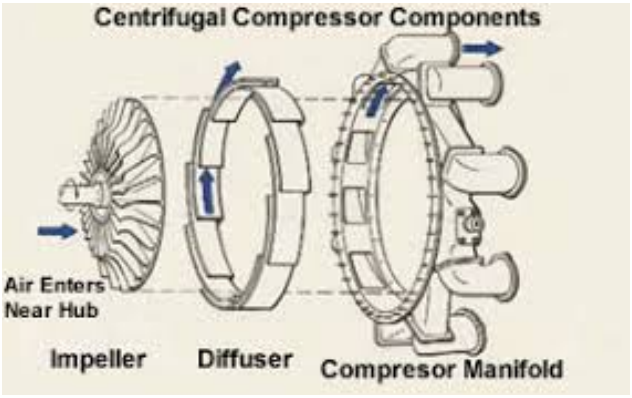


Figura 1: Componentes de un compresor centrífugo.

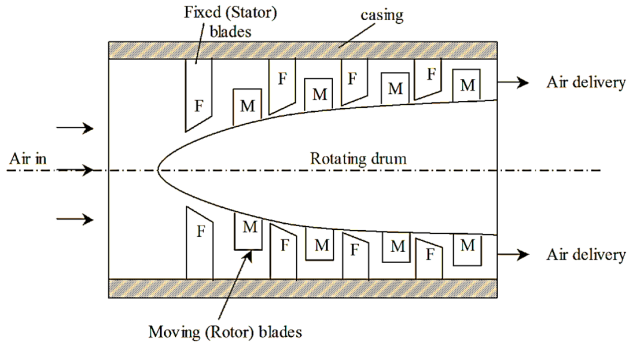


Figura 2: Esquema de un compresor axial.

que incrementa la presión a costa de reducir la velocidad. Cada etapa tiene una razón de compresión del orden de $1,25:1$.

El paso del compresor a la cámara de combustión suele incluir un difusor que reduce la velocidad del chorro de aire de entrada para prevenir problemas de extinción.

3) Una cámara de combustión donde esta tiene lugar en régimen continuo y a presión aproximadamente constante por lo que el incremento de temperatura se traduce en una expansión volumétrica del gas que busca salir a través de la turbina. Debe estar diseñada para asegurar una correcta mezcla del combustible y el aire que pueda arder eficientemente y recibir la refrigeración necesaria para que los gases quemados, al entrar en la turbina, no la dañen por su elevada temperatura. También debe disponer de un dispositivo para eliminar el combustible que pueda haber penetrado dentro de ella tras el apagado del motor.

4) Dos etapas de turbina que funcionan de modo opuesto a un compresor. Las zonas estáticas tienen el diseño de una tobera que acelera el flujo a costa de disminuir su energía térmica, mientras que las zonas dinámicas contienen álabes que transforman la energía cinética del flujo que los atraviesa, y que se frena en el proceso, en energía cinética de rotación del bloque formado por los álabes y el vástago sobre el que van montados. Los álabes van unidos a un disco que a su vez va montado sobre un eje que puede girar. El conjunto formado por el disco más los álabes se llama rueda.

   Puesto que la temperatura en la turbina es mucho más elevada que en el compresor, sus requisitos de diseño en cuanto a los materiales de que está hecha y sus necesidades de mantenimiento son mayores. Es particularmente crítica su primera etapa, donde la temperatura es la más elevada y debe estar en todo momento bajo control. Otro punto a tener en cuenta es que su elevada velocidad angular, típicamente superior a 10000rpm induce elevados esfuerzos centrífugos en los extremos de los álabes; por este motivo también se necesita tener controlada la velocidad angular de rotación de las distintas etapas turbina.

   Los álabes de la turbina pueden ser de tipo impulsivo (la zona estática dirige el chorro a impactar sobre la zona central del álabe con un diseño de cazoleta), reactivo (el álabe con un diseño de ala desvía el ángulo de la velocidad del chorro y, al modificar su momento lineal, recibe un impulso igual y en sentido contrario) o impulsivo-reactivo (con álabes que actúan

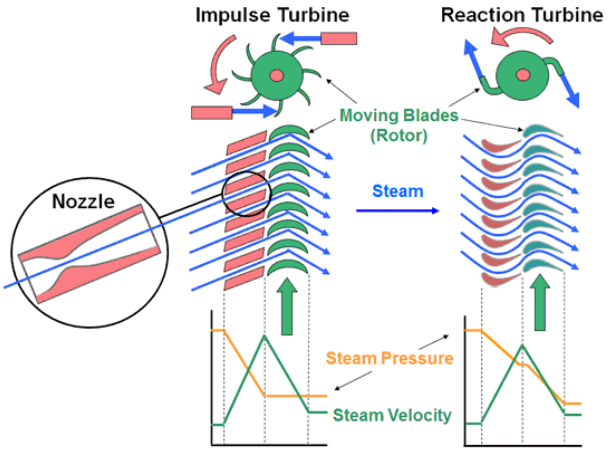


Figura 3: Esquema de los modos básicos de funcionamiento de una turbina.

de modo impulsivo cerca de su encastre y de modo reactivo cerca de su extremo). Véase la figura 3.

5) Un tubo de escape que debe de dirigir los gases quemados hacia una zona que no afecte lo mínimo posible a la aeronavegabilidad.

6) Una sección accesoria que contiene el soporte de la propia turbina mediante rodamientos entre los vástagos en rotación y un soporte fijo unido al fuselaje, los dispositivos de control del motor, los engranajes necesarios para extraer el movimiento de rotación desde las etapas de la turbina hasta sus vástagos externos principales y el depósito de lubricante necesario para los engranajes y los rodamientos. Por razones de espacio, también puede contener dispositivos necesarios para el funcionamiento de la aeronave pero que no forman parte del bloque propulsor como generadores eléctricos y bombas hidráulicas.

7) Los dispositivos necesarios para el encendido, la lubricación, el suministro de combustible, la anticongelación, la refrigeración y la presurización (mantenimiento de la presión de trabajo dentro de los márgenes de diseño mediante válvulas).

2. Termodinámica de una turbina.

Desde el punto de vista termodinámico, las turbinas intentan funcionar como un ciclo de Brayton, figura 4, en abierto: el aire entra a una presión y volumen (estado A) y sufre una compresión adiabática, sin intercambio significativo de calor pero sí de trabajo, en el compresor (estado B); en la cámara de combustión incrementa su temperatura a presión constante como resultado de la combustión que suministra calor, Q_c, y los gases quemados se expanden haciendo trabajo (estado C); en la turbina los gases quemados sufren una expansión adiabática hasta presiones próximas a la atmosférica (estado D) y, en el proceso, suministran trabajo a la turbina que se convierte en energía cinética de rotación de la misma que, mediante un tren de engranajes, se transmite a un vástago externo (la potencia recibida por ese vástago es lo que se entiende por potencia de salida del motor); finalmente esos gases quemados son expulsados a la atmósfera. El hecho de que los gases, tras la

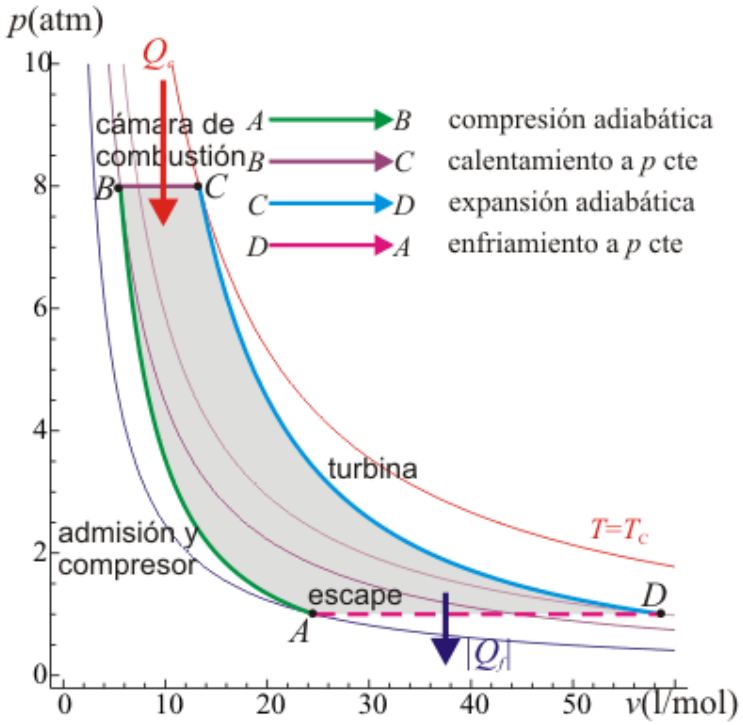


Figura 4: Diagrama $P-V$ de un ciclo de Brayton teórico.

expansión adiabática, sean expulsados en lugar de reaprovechados (tras lo que debería ser una etapa adicional de enfriamiento a presión constante en un intercambiador de calor) marca la diferencia entre un ciclo abierto y otro cerrado. Aunque, a efectos del rendimiento esto no supone diferencia: el calor residual que arrastran consigo los gases de escape, $|Q_f|$, no es energía útil en ambos casos.

Empleando los conocimientos de Termodinámica impartidos en la asignatura Física I del Grado, se puede obtener el rendimiento teórico de un ciclo de Brayton. En las ecuaciones que vienen a continuación se empleará la misma nomenclatura que en dicha asignatura: $W_{x\to y}$ es el trabajo para ir de x a y, $\Delta U_{x\to y}$ el cambio de energía interna en el mismo proceso, ΔQ_c es el calor suministrado en el foco caliente de la máquina termodinámica, P es la presión, V el volumen, m la masa de gas, T la temperatura, R_g la constante específica del gas considerado que ya se introdujo en el tema 3, C_v el calor específico másico a volumen constante, C_p el calor específico másico a presión constante y $\gamma = C_p/C_v$ la constante adiabática. También conviene recordar que, en un proceso adiabático no hay intercambio de calor por lo que el primer principio se convierte en $W = -\Delta U = -nC_v\Delta_t$; mientras que en un proceso isóbaro: $W = P\Delta V$ y $\Delta Q = nC_p\Delta T$. Como ecuación de estado se empleará la de los gases ideales $PV = nRT$.

El trabajo realizado en cada una de las etapas del ciclo de Brayton viene dado por

$$W_{A\to B} = -\Delta U_{A\to B} = -mC_v(T_B - T_A)$$
$$W_{B\to C} = P_B(V_C - V_B) = mR_g(T_C - T_B)$$
$$W_{C\to D} = -\Delta U_{C\to D} = -mC_v(T_D - T_C)$$
$$W_{D\to A} = P_A(V_A - V_D) = mR_g(T_A - T_D)$$

que si se suman dan un trabajo por ciclo

$$W_{ciclo} = nC_p(T_C - T_B) - nC_p(T_D - T_A)$$

Por su parte, el calor de combustión suministrado a presión constante viene dado por

$$\Delta Q_c = nC_p(T_C - T_B)$$

El rendimiento teórico de un ciclo de Brayton vendrá dado por

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{\Delta Q_c} = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B}$$

que, recordando las relaciones adiabáticas $T_C = T_D(P_D/P_C)^{(\gamma-1)/\gamma}$ y $T_B = T_A(P_A/P_B)^{(\gamma-1)/\gamma}$, y que en un ciclo de Brayton $P_D = P_A$ y $P_C = P_B$, quedará como

$$\eta = 1 - \Big(\frac{P_A}{P_B}\Big)^{(\gamma-1)/\gamma} \tag{1}$$

El parámetro básico para obtener el rendimiento básico de una turbina es la relación entre la presión de entrada al compresor P_A y la presión a la salida del mismo P_B. Cuanto mayor sea el cociente P_B/P_A, mayor será el rendimiento del ciclo: la fracción de la energía térmica liberada por la combustión que puede ser aprovechada como trabajo útil en la turbina.

Sin embargo, en el análisis previo no se ha tenido en cuenta que γ no se mantiene constante frente a cambios de temperatura grandes como los que suelen ocurrir en un proceso de combustión. Dadas las condiciones en las que tiene lugar la combustión en las turbinas: con llamas pobres ardiendo en exceso de aire para controlar la temperatura de modo que no cause daños en la turbina, se puede suponer que el fluido de trabajo es aire seco en primera aproximación. En las condiciones de temperatura habituales en el dispositivo de ingesta de aire y en el compresor (bastante por debajo de los 1000K, se puede suponer $\gamma = 7/5$ y $C_p = 1,005\text{kJ/kg}$; pero en las condiciones de temperatura típicas de la cámara de combustión y de la turbina (del orden o por encima de los 1000K) se tiene una mejor estimación con $\gamma = 4/3$ y $C_p = 1,148\text{kJ/kg}$. Para ir de A a B y de D a A se puede aproximar el proceso mediante la primera situación, mientras que para ir de B a C y de C a D se puede aproximar el proceso mediante la segunda situación.

La razón de este cambio en el valor de γ se puede encontrar en la Teoría Cinética Molecular: C_v es proporcional al número de grados de libertad de las moléculas que forman el gas dividido por dos, mientras que C_p es proporcional a $C_v + 1$. Así con especies diatómicas a bajas temperaturas como el N_2 y el O_2 se tienen cinco grados de libertad (tres de traslación y dos de rotación ya que el momento de inercia para rotaciones a lo largo de la línea que une ambos átomos es próximo a cero y dicha

rotación no es eficaz almacenando energía) y $\gamma = (1 + 5/2)/(5/2) = 7/5$; al subir la temperatura, el primer cambio que ocurre es la excitación de un estado vibracional (como un movimiento armónico simple) de la molécula alineado con la línea que une ambos átomos, en esas condiciones hay seis grados de libertad y $\gamma = (1 + 6/2)/(6/2) = 4/3$.

Una vez planteado el ciclo termodinámico, ya se tiene en cuenta tanto el trabajo realizado en el compresor, como el calor que se escape con los gases quemados por el tubo de escape. Sin embargo, una turbina real tiene pérdidas adicionales asociadas, principalmente, a las ineficiencias termomecánicas que presentan sus distintos componentes (necesidad de refrigeración, rozamiento en los mecanismos de transmisión de movimiento, energía consumida por los dispositivos auxiliares dependientes de la etapa $N1$, velocidades no nulas y esfuerzos viscosos en el flujo fluido, principalmente) que hacen que el comportamiento de un ciclo real de Brayton no sea como el teórico. Asimismo, se deberían tener en cuenta, como pérdidas menores con respecto al rendimiento teórico: la eficiencia de la combustión (el combustible inquemado y la producción de óxidos de nitrógeno reducen la energía liberada por la misma) y las condiciones del aire de entrada en comparación con las de la atmósfera estándar,

Las dos técnicas más efectivas para mejorar las prestaciones de una turbina, entendidas como la potencia que es capaz de suministrar a su vástago de salida, son aumentar la razón de compresión en la etapa compresora (mejora el rendimiento máximo teórico de todo el ciclo) y aumentar la temperatura de entrada de los gases quemados a la turbina (para un rendimiento dado, aumenta la energía total disponible por la turbina).

2.1. Ejemplo sobre el rendimiento de una turbina de aviación.

Tomando datos de la turbina General Electric T64, que ya es un diseño algo anticuado, se puede ver que opera con una razón de compresión (cociente entra la presión a la salida y a la entrada del compresor) $14,9 : 1$. Tomando $\gamma = 1,4$ que se corresponde con un gas ideal diatómico (como el N_2 y el O_2) a temperaturas no muy elevadas, se obtiene un rendimiento teórico $\eta_t = 0,54$. Sin embargo, comparando su consumo específico de combustible (cuántos kilogramos de combustible necesita quemar para producir una cierta cantidad de trabajo a la salida) $0,29$kg/kWh y el calor de combustión (cuánta energía libera la combustión perfecta de un kilogramo de combustible) de un combustible típico de aviación (JP 8 militar similar al JA-1 civil) $11,99$kwH/kg, el rendimiento real se queda en $\eta_r = 0,29$. Analizando con más detalle la discrepancia se puede ver que las dos razones fundamentales son la necesidad de refrigerar y el efecto debido a la variación de γ y los calores específicos en los gases quemados con respecto al aire ingerido. La refrigeración se realiza no sólo mediante un coflujo de aire fresco a lo largo de las paredes de la turbina, sino, también, realizando la combustión en condiciones de llama pobre (lean) con exceso de aire (en algunos casos hasta el 300 %) con respecto a lo estrictamente necesario para quemar todo el combustible (condiciones estequiométricas).

Las turbinas modernas de aviación consiguen rendimientos reales entre $0,35$ y $0,40$.

En los sistemas fijos en tierra destinados a producir electricidad, centrales de ciclo combinado, los gases del tubo de escape se pasan a través de un intercambiador de calor para accionar una turbina térmica de vapor secundaria e incrementar el rendimiento del combustible en la producción de electricidad hasta valores entre el $0,6$ y el $0,7$. En algunos casos, ese calor residual de los tubos de escape se aprovecha para instalaciones de calefacción central.

3. Consumos de potencia.

La potencia de salida del motor en el eje principal se llama P_M. A partir de allí una parte va al rotor principal, $P_{M,rp}$ y otra al sistema antitorque, $P_{M,ra}$. Cada una de ellas tiene una cierta parte de pérdidas en sus respectivas transmisiones, $P_{P,rp}$ y $P_{P,ra}$; para que, finalmente, al rotor principal llegue P_{rp} y al antitorque P_{ra}.

Para elegir un sistema motor con la potencia necesaria para accionar el helicóptero, normalmente se parte de los requisitos de potencia en el rotor principal y se va hacia atrás. Si, además, se conoce el rendimiento termodinámico del motor en cuestión y el calor de combustión del combustible escogido, se puede estimar el gasto de combustible.

El procedimiento es el siguiente.

1) Se obtiene la potencia necesaria en el sistema antitorque como una fracción de la potencia necesaria en el rotor principal, $P_{ra} = \eta_{ra} P_{rp}$.

2) Se obtienen las pérdidas de potencia en las transmisiones como sendas fracciones de la potencia transmitida por el motor a cada sistema, $P_{p,rp} = \eta_{Trp} P_{M,rp}$ y $P_{p,ra} = \eta_{Tra} P_{M,ra}$.

3) Puesto que $P_{M,rp} = P_{p,rp} + P_{rp}$ y $P_{M,ra} = P_{p,ra} + P_{ra}$ se puede deducir que $P_{M,rp} = P_{rp}/(1-\eta_{Trp}$ y $P_{M,ra} = P_{ra}/(1 - \eta_{Tra} = P_{rp}\eta_{ra}/(1 - \eta_{Tra})$.

4) Puesto que $P_M = P_{M,rp} + P_{M,ra}$ se puede concluir que

$$P_M = \Big(\frac{1}{1-\eta_{Trp}} + \frac{eta_{ra}}{1-\eta_{Tra}}\Big) P_{rp} = \eta_M P_{rp} \tag{2}$$

donde η_M es el factor que permite obtener la potencia a la salida del motor a partir de la potencia necesaria en el rotor principal.