

Capítulo 17

Máquinas térmicas de potencia

Máquinas térmicas: motor térmico, frigorífico y bomba de calor

Las máquinas térmicas son dispositivos mecánicos que transforman cíclicamente energía térmica en energía mecánica (las máquinas térmicas de potencia, también llamadas motores térmicos) o bombean energía térmica de un nivel térmico inferior a uno superior (llamándose frigoríficos si el interés se centra en la extracción de la energía térmica de bajo nivel y bombas si el interés reside en el aporte de energía térmica de alto nivel, aunque a veces se persigue ambos objetivos a la vez).

Los motores térmicos (desarrollados a partir del siglo XVIII) sirven para canalizar el enorme potencial energético de los combustibles (todavía no son competitivos los dispositivos de conversión directa) y el 95% de la energía mecánica (o eléctrica) consumida en el mundo es producida por estas máquinas (el resto es producida en saltos hidráulicos); para ello, los motores térmicos consumen más del 60% de todos los recursos energéticos mundiales. Los frigoríficos (desarrollados a partir del siglo XIX) permiten enfriar sustancias por debajo de la temperatura ambiente (lo cual es mucho más difícil que calentar porque hay que disminuir la entropía del sistema) y cada vez se utilizan más, principalmente en la industria de la alimentación y del acondicionamiento ambiental, consumiéndose para ello cerca del 5% de los recursos energéticos mundiales. Las bombas de calor apenas llegan a competir con los sistemas tradicionales de calefacción y su incidencia en el consumo energético mundial es insignificante.

Las máquinas térmicas funcionan cíclicamente y realizan la conversión de energía por medio de un fluido de trabajo que a su vez puede sufrir una evolución cíclica (como en las centrales nucleares y solares, frigoríficos y bombas) o no (como es el caso más general de motores de combustión). Incluso en este último caso, donde en cada ciclo de la máquina entran unas sustancias frescas (combustible más comburente) y salen unas sustancias quemadas, es conveniente estudiar el modelo llamado de "aire estándar" en el cual se supone que el fluido de trabajo es aire puro, no cambia de composición, recibe calor de un foco exterior en la zona de combustión, cede calor al ambiente a la salida y vuelve a la entrada, evolucionando cíclicamente.

No se va a considerar aquí el diseño mecánico de las máquinas térmicas, el sistema de renovación de la carga, el sistema de lubricación, el de inyección y el de encendido (si los hubiera), ni la regulación, control y actuaciones en régimen o fuera de él, sino exclusivamente los aspectos termodinámicos de las máquinas térmicas, y aun éstos con una

gran idealización en la que p.e. ni siquiera se contemplan los procesos reales de combustión, los cuales se analizan separadamente en los Caps. 15 y 16.

Además, en primera aproximación se suele considerar que la evolución del fluido de trabajo es sin degradación de energía (en particular, sin fricción) y, lo que es más exagerado, que la transmisión de calor entre el fluido de trabajo y las fuentes y sumideros exteriores apenas requiere salto de temperaturas para realizarse. Como esta última simplificación es demasiado drástica, casi siempre se suele incluir en el modelo de estudio de las máquinas térmicas un salto finito de temperaturas a través de los cambiadores de calor entre los focos y el fluido de trabajo.

El fluido de trabajo ha de sufrir transformaciones termodinámicas en las que estén acopladas la energía térmica y la energía mecánica, por lo que las sustancias condensadas apenas tienen interés, y los fluidos de trabajo son gases o vapores (estos últimos se diferencian de los anteriores en que en algún punto del ciclo tiene lugar el cambio de fase a líquido (en otro punto volverá de líquido a vapor)). Además de estos ciclos de gas (monocomponente o mezcla) y vapor (monocomponente), existen ciclos en los que evoluciona una mezcla con cambio de fase (p.e. frigoríficos y bombas de absorción) y, como se dijo al principio, evoluciones no cíclicas de sistemas reactantes (que precisamente son las que generan el 80% de la energía mecánica mundial; el resto es nuclear o hidroeléctrica).

Hay que mencionar también las máquinas térmicas en las que el fluido de trabajo es una nube de electrones (máquinas termoeléctricas basadas en el efecto Peltier), los cuales son dispositivos semiconductores que pueden funcionar como generadores de potencia, como frigoríficos y como bombas de calor, aunque sus rendimientos son muy bajos.

Ciclos termodinámicos de gas y de vapor

Como ya se ha dicho, los ciclos de gas y de vapor que se consideran en Termodinámica son modelos sencillos de los procesos (la mayor parte de las veces ni siquiera cíclicos) que tienen lugar en las máquinas térmicas reales, con vistas sobre todo a la comparación entre sí, pues en la comparación con las máquinas reales se obtienen discrepancias típicas superiores al 50%.

Aunque todo ciclo puede servir como motor o como frigorífico o bomba según el sentido en que se recorra en un diagrama termodinámico, supondremos que siempre se trata de producir trabajo (motor). La utilización de los ciclos de gas en refrigeración es escasa, reduciéndose a una variante del ciclo Brayton (con expansión isentálpica) en refrigeración de cabinas de vehículos y etapas previas de la licuación de gases, y al uso del ciclo Stirling en refrigeración criogénica. Entre los ciclos más estudiados se pueden citar los siguientes.

Ciclo de Carnot (1824). Es el ciclo de máxima eficiencia y por eso se utiliza como referencia tanto para los ciclos de gas como para los de vapor. Sus procesos isotermos lo hacen impracticable (el ciclo Stirling y el ciclo Ericson son derivaciones del de Carnot y resultan algo más practicables). El rendimiento energético es $\eta_e = 1 - T_2/T_1$, siendo T_1 la temperatura del foco térmico (p.e. la llama de la combustión) y T_2 la del sumidero (el ambiente). El

rendimiento exergetico es $\eta_x=1$. La representación en los diagramas $T-s$ y $p-v$ se muestra en la Fig. 17.1a.

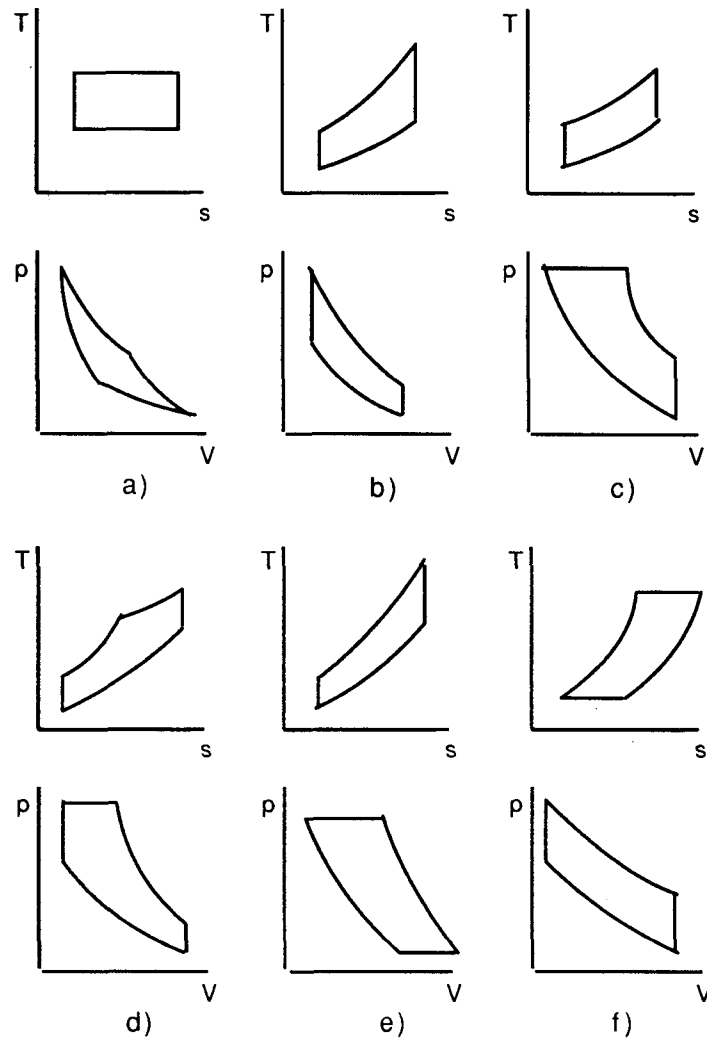


Fig. 17.1. Diversos ciclos de gas: a) Carnot, b) Otto, c) Diesel, d) Sabaté, e) Brayton, f) Stirling.

Ciclo Otto (1876). Sirve para aproximar en cierta medida el funcionamiento de los motores a gasolina. Es un ciclo de gas que consta de cuatro procesos (que no corresponden a los cuatro tiempos de los motores de automoción), como se aprecia en la Fig. 17.1b. Llamando r a la relación de volúmenes (también llamada relación de compresión), y suponiendo que evoluciona un gas perfecto de relación de capacidades térmicas γ , el rendimiento energético es:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \tag{17.1}$$

En la práctica, el volumen de la cilindrada unitaria viene limitado a unos 0,5 litros para que la combustión sea suave y la mezcla no se autoinflame por compresión antes de llegar la llama, y la relación de compresión, r , suele ser de 8 ó 9, pues si es mayor aparecen problemas en la combustión; la presión mínima es la atmosférica y la máxima que se alcanza suele ser de 1,5 a 2 MPa.

Ciclo Diesel (1893). Sirve para aproximar el funcionamiento de los motores a gasóleo y fuelóleo. Es un ciclo de gas que consta de los procesos esquematizados en la Fig. 17.1c. La relación de volúmenes extremos (o de compresión), r , suele ser de 12 a 22 y la presión máxima de 3 a 5 MPa. Llamando r_v a la relación entre el volumen intermedio y el mínimo, el rendimiento energético es:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{r_v^\gamma - 1}{\gamma(r_v - 1)} \quad (17.2)$$

Ciclo Sabaté o dual. Es un híbrido entre el ciclo Otto y el Diesel y es mejor para aproximar tanto uno como otro tipo de motor. Los procesos se esquematizan en la Fig. 17.1d, y el rendimiento energético es:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{r_p r_v^\gamma - 1}{\gamma r_p (r_v - 1) + r_p - 1} \right] \quad (17.3)$$

siendo r_p la relación entre la presión máxima y la intermedia (nótese que r , r_v y r_p son mayores que la unidad).

Ciclo Brayton (1870). Sirve para aproximar el funcionamiento de las turbinas de gas, y los procesos se esquematizan en la Fig. 17.1e. El punto de mínima temperatura corresponde a la entrada al motor (normalmente aire atmosférico); la relación de presiones, π_{12} , suele ser de 10 a 30, con una temperatura máxima del orden de 1500 K limitada por la resistencia en caliente de los álabes de la turbina (límite metalúrgico). Suponiendo gas perfecto, el rendimiento energético es:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{(\pi_{12})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (17.4)$$

También es fácil comprobar que, dadas las temperaturas extremas T_1 y T_3 , existe un valor de la relación de presiones que maximiza el trabajo neto por unidad de gasto circulante, resultando:

$$\pi_{12}|_{w_{net,max}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_{comp} \eta_{turb} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (17.5)$$

Además del ciclo Brayton básico, se han desarrollado diversas modificaciones o variantes del mismo, entre las que cabe citar las siguientes:

- **Ciclo Brayton regenerativo** (Fig. 17.2a). Cuando la temperatura de salida de la expansión en la turbina es superior (caso normal) a la de salida del compresor, se puede añadir un cambiador de calor para recuperar en todo lo posible la energía térmica de los gases de escape. En el límite de proceso cuasiestático con gas perfecto, el rendimiento energético es:

$$\eta_e = 1 - \frac{T_1}{T_3} \pi_{12}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (17.6)$$

el cual, dados T_1 y T_3 , presenta un valor máximo:

$$\eta_{e|_{\text{m}\acute{a}\text{x}}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \quad \text{para el valor} \quad \pi_{12}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \quad (17.7)$$

- **Ciclo Brayton con expansión recalentada y compresión enfriada** (Fig. 17.2b). Estas dos variantes (la primera se utiliza en todos los motores de los aviones supersónicos y la segunda en algunas turbinas terrestres y marítimas) aumentan el rendimiento del ciclo. En el caso límite de múltiples expansiones y compresiones se llegaría al ciclo Ericson (que es como el Stirling, Fig. 17.1f, substituyendo los procesos a volumen constante por sendos procesos a presión constante).

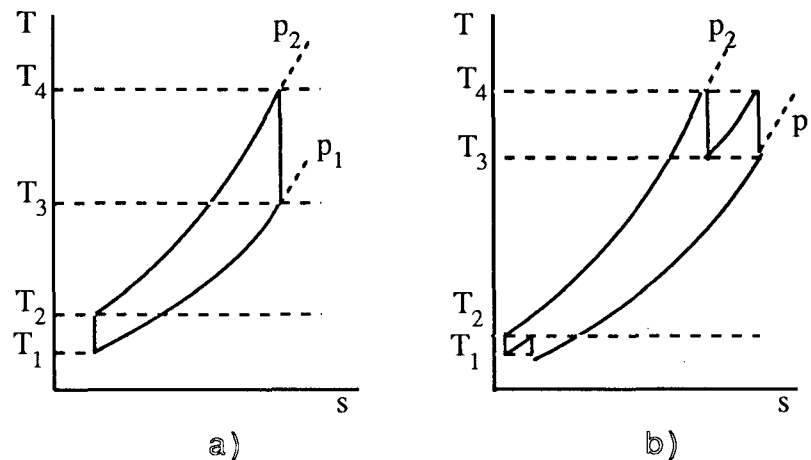


Fig. 17.2. Variantes del ciclo Brayton simple: a) con regeneración, b) con escalonamiento.

Ciclo Stirling. Es el representado en la Fig. 17.1f y, aunque está de moda en la investigación actual en máquinas térmicas porque su rendimiento coincide teóricamente con el de Carnot, ya fue inventado en 1816 por un clérigo escocés. La gran promesa, y la mayor dificultad del ciclo Stirling es que los procesos a volumen constante no intercambian calor con el exterior sino con un acumulador térmico (regenerador) que lo devuelve en el otro proceso a volumen constante, por lo que la entropía del universo no aumentaría en el límite ideal.

Otros ciclos de gas, como el ya mencionado de Ericson, o el de Atkinson (también llamado de Sargent, y que consta de una isentrópica, una isocora, otra isentrópica y una isobara), o el de Lenoir (que sólo consta de una isocora, una isentrópica y una isobara, y trata de modelizar un pulsorreactor), son de menor interés.

Conviene mencionar aquí el motor neumático y el compresor volumétrico de émbolo, que, pese a no ser máquinas térmicas (transforman trabajo en trabajo), su funcionamiento es similar al de los motores alternativos. En un compresor de émbolo, una masa m (p.e. de aire atmosférico) en un estado 1 (Fig. 17.3) es comprimida adiabáticamente hasta que en un punto 2 se abre la válvula y sale fluido (a presión casi constante) hasta que se vuelve a cerrar la válvula. Al seguir girando el cigüeñal, el fluido residual se expande adiabáticamente hasta la presión ambiente, abriéndose la válvula de admisión para que entre (a presión casi constante)

fluido nuevo. Como el fluido residual disminuye mucho el rendimiento volumétrico, conviene minimizar el volumen residual, llegándose en la práctica a $V_3/V_1=0,03$. Si la relación de compresión es $r=v_1/v_2=v_3/v_4$, la carrera $S=(V_1-V_3)/(\pi D^2/4)$, el volumen muerto $v=v_3/v_1$, y el rendimiento volumétrico $\eta_v=(v_1-v_4)/(v_1-v_3)=1-v(1-1/r^2)$, la potencia necesaria para mover el compresor será:

$$P = \frac{\dot{m}}{\eta_v} \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_c} = \frac{N}{60} \frac{p_1 V_1}{1 - \frac{1}{\gamma}} \left(1 - v \pi_{12}^{1/n}\right) \left(\pi_{12}^{(n-1)/n} - 1\right) \quad (17.8)$$

siendo η_c el rendimiento adiabático del compresor, N la velocidad de giro en rpm, π_{12} la relación de presiones y n el exponente politrópico de las adiabáticas, relacionado con η_c por medio de:

$$\frac{T_2}{T_1} = \pi_{12}^{\frac{n-1}{n}} = 1 + \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma} - 1}{\eta_c} \quad (17.9)$$

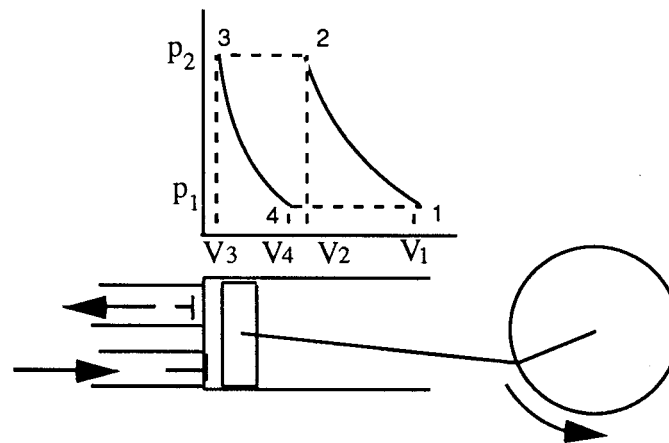


Fig. 17.3. Funcionamiento de un compresor volumétrico de gas (de pistón).

Ciclo Rankine. Es un ciclo de vapor (es decir, con cambio de fase) que modeliza con bastante precisión las características de los motores y centrales de vapor y la mayoría de los frigoríficos y bombas. Se supone que un ciclo motor Rankine simple ya conlleva un sobrecalentamiento del vapor (Fig. 17.4b) y que en un ciclo Rankine inverso simple hay una expansión isentálpica (Fig. 17.4c). Estos ciclos simples y sus muchas variantes surgen al tratar de aproximar las evoluciones ideales del ciclo de Carnot para un vapor (Fig. 17.4a) teniendo en cuenta los condicionantes prácticos (aparatos y sustancia de trabajo a emplear). Como se tratará de que la máquina sea lo menor posible (dadas las temperaturas de funcionamiento), los puntos deberán acercarse lo más posible a las curvas de saturación para disminuir el flujo circulante.

La forma de la curva de saturación en el diagrama $T-s$ es muy importante, presentando muchas sustancias de masa molar alta una pendiente vertical en la curva de vapor saturado y un posterior retroceso, aunque, como la sustancia de mayor aplicación es el agua (pues, pese a sus malas propiedades termodinámicas y de corrosión, es la más barata) supondremos que la curva de saturación tiene la forma acampanada que se muestra en la Fig. 17.4).

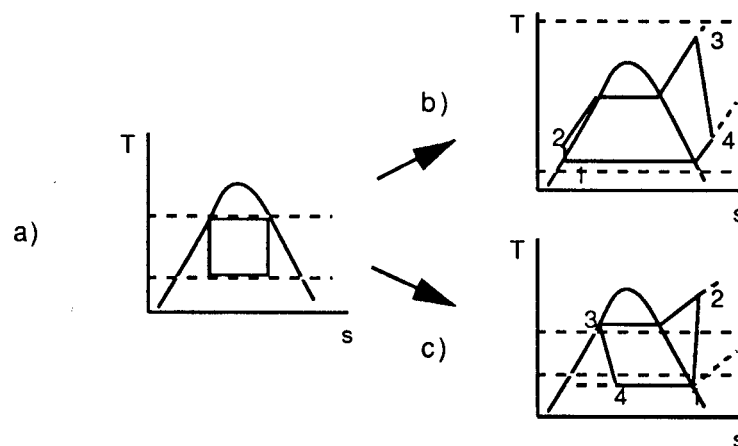


Fig. 17.4. El ciclo de Carnot en la región bifásica de una sustancia pura a), y los ciclos prácticos: b) ciclo Rankine de potencia; y c) ciclo Rankine de refrigeración y bomba de calor.

Para un ciclo motor, la compresión bifásica generaría entropía al tener que ser rápida en la práctica (el vapor se calentaría mucho más que el líquido en la compresión y luego habría transmisión de calor) y además sería muy dañina para los compresores rotodinámicos (que habrían de comprimir una mezcla de gotas y burbujas que producirían enormes desequilibrios mecánicos y erosionarían los álabes), por lo que la compresión se hace totalmente en fase líquida, con lo que además el compresor (bomba) es pequeño y de bajo consumo; como contrapartida, ahora habrá que calentar el líquido a baja temperatura hasta evaporarlo, con la consiguiente degradación de energía térmica.

Por el lado de la expansión también convendría evitar que las turbinas rotodinámicas trabajasen con mezcla bifásica, pues aunque aquí las gotitas serían muy pequeñas (niebla) también erosionarían los álabes (siempre se evita que la calidad baje del 90%). El problema es que entonces habría que recalentar el vapor saturado, con lo que disminuiría toda la eficiencia exergética del ciclo. Pero resulta que para la sustancia de mayor interés, el agua, la temperatura crítica es tan baja (647 K) que se desaprovecharía la mayor parte de la exergía del foco caliente (de 1000 a 1500 K según sea central nuclear o de combustión), por lo que siempre se procede al recalentamiento del vapor todo lo posible (hasta el límite metalúrgico, obteniéndose vapor a 800 u 850 K).

Disponiendo múltiples expansiones con recalentamiento intermedio se mejora el rendimiento y disminuye el tamaño de la central, pero se complica más, por lo que sólo se suele disponer uno o dos recalentamientos intermedios. También, para disminuir la generación de entropía debida al calentamiento del líquido frío con el foco a alta temperatura, es conveniente realizar extracciones de vapor de las turbinas y utilizarlas para calentar hasta donde se pueda el líquido frío, pues, aunque el tamaño y la complicación aumenta, el incremento de rendimiento es importante y en las instalaciones grandes suele haber varios escalones de sangrado (hasta una decena), cada uno a una presión intermedia. Con estas extracciones se calienta el agua hasta las temperaturas respectivas de cambio de fase a cada presión, bien en calentadores abiertos (también llamados de mezcla porque el flujo de vapor se inyecta en la corriente de agua condensada, previamente presurizada) o en calentadores cerrados de tipo carcasa-tubos (donde el agua condensada circula por los tubos y no es necesario presurizarla previamente).

Ciclos acoplados

Se consideran aquí dos tipos de máquinas térmicas de ciclos acoplados: la de dos ciclos Rankine en que el calor residual de uno sirve de foco térmico al otro, y la de un ciclo Brayton cuyo calor residual sirve de foco térmico a otro de Rankine (los otros posibles acoplamientos no tienen utilidad).

El motor acoplado Rankine-Rankine (también llamado de ciclo binario) se desarrolló para disminuir los saltos de temperatura del fluido de trabajo con el foco caliente (a unos 1000 K) y el foco frío (a unos 300 K). Como el intervalo de temperatura en que puede existir fase líquida de una sustancia es muy pequeño (aproximadamente entre $0,5T_{cr}$ y T_{cr}), pocas sustancias podrían coexistir en ambas fases a tan diferentes temperaturas, se pensó en usar dos sustancias diferentes (se han construido algunas centrales mercurio-agua) de tal manera que una (el mercurio) evolucionase entre la temperatura alta y una intermedia y la otra lo hiciera entre esa temperatura intermedia y la del ambiente.

Pese al incremento de rendimiento, la complicación es tanta que estas centrales no resultan competitivas. Para que se aproximase lo más posible al ciclo de Carnot el $c_{p,lq}$ debería ser muy pequeño (para no gastar mucha energía en llevarlo a ebullición); para el mercurio $c_{p,lq}=135 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ y $T_{cr}=1700 \text{ K}$, y no se podría usar ese ciclo sólo porque en el condensador ($T\approx 300 \text{ K}$) la presión sería $\approx 10^{-3} \text{ Pa}$ y el volumen habría de aumentarse unas 10^{11} veces, que es impracticable (por eso se pone el condensador del ciclo de mercurio a unos 500 K (donde la presión de vapor es ya unos 10 kPa y la relación de volúmenes vapor/líquido sólo es de unos 30000).

El motor acoplado Brayton-Rankine resulta mucho más prometedor, pues los fluidos de trabajo son los usuales de los motores simples (combustible y aire en el Brayton y agua en el Rankine), y no vapores metálicos venenosos como en el acoplamiento Rankine-Rankine. La temperatura de entrada a la turbina de gas ha de ser relativamente alta (más de 1300 K) para que el rendimiento del ciclo inferior no sea pequeño, por lo que la turbina de gas es cara, pero ya existen plantas combinadas comercializadas.

Motores y centrales térmicas

Se considera aquí la producción térmica de potencia mecánica (o eléctrica). Como se ha dicho, más del 60% de los recursos energéticos primarios se utilizan con este fin (aproximadamente la mitad para producir electricidad y la otra mitad para el transporte).

En la Fig. 17.5 se representa la capacidad de producción de potencia de diversos sistemas y su evolución con el tiempo, aunque no hay que olvidar que son muchas las características que entran en juego a la hora de seleccionar un equipo generador (capacidad, precio de instalación, precio de producción, disponibilidad, fiabilidad, etc).

En la Fig. 17.6 se representa el coste de instalación de diversas plantas de potencia en función de la capacidad.

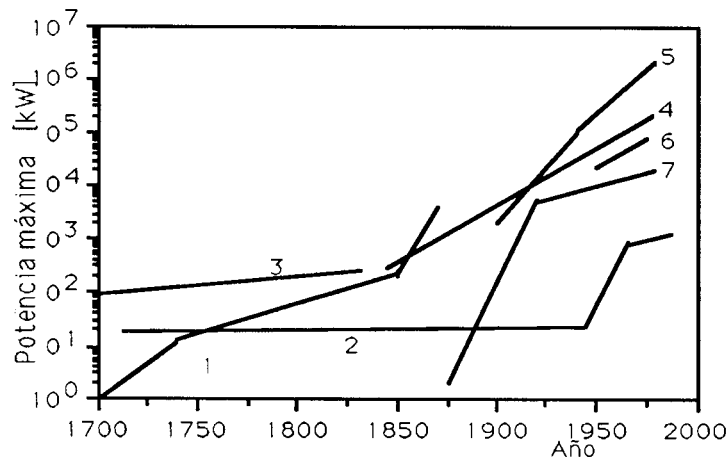


Fig. 17.5. Desarrollo histórico de la capacidad (potencia máxima) de diversas máquinas de producción de potencia (se podría añadir que el hombre es capaz de producir cerca de 0,1 kW, el buey unos 0,5 kW y el caballo cerca de 1 kW). 1) máquina de vapor, 2) molino de viento, 3) rueda hidráulica, 4) turbina de agua, 5) turbina de vapor, 6) turbina de gas, 7) motor alternativo.

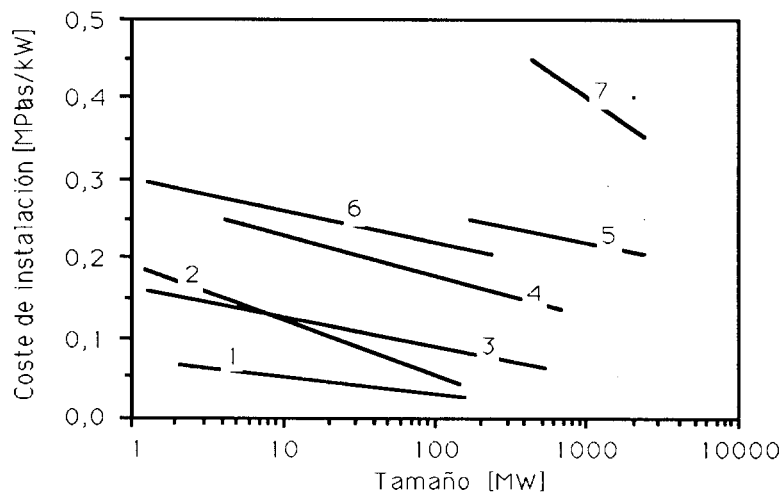


Fig. 17.6. Variación del precio (1987) del kW instalado en función del tamaño: 1) turbina de aviación modificada (sin recuperador), 2) turbina de gas industrial, 3) planta Diesel, 4) central de vapor a fuelóleo, 5) central de vapor a carbón, 6) turbinas de vapor de baja presión para pequeños equipos, 7) central nuclear.

Los diferentes equipos que se utilizan en la técnica son: la central nuclear (que como la central hidroeléctrica sólo se utiliza para generar electricidad), la central termoeléctrica o turbina de vapor (que se utiliza para producir electricidad y en navegación), la turbina de gas (que se utiliza en aviación, en centrales eléctricas y en buques de guerra), y los motores alternativos (que se utilizan en automoción, navegación y grupos electrógenos). Nótese la ambigüedad en la nomenclatura, puesto que la palabra turbina se puede referir exclusivamente al dispositivo de expansión del fluido de trabajo o a la planta de potencia completa. La gran diferencia en precio de instalación y precio de producción (éste último debido al combustible principalmente, cuyo precio (1991) es de 2 Pta/kWh para el uranio, 5 Pta/kWh para el carbón y 6 Pta/kWh para el fuelóleo y el gas), hace que el mérito de cada sistema varíe con las horas de utilización anuales como se esquematiza en la Fig. 17.7.

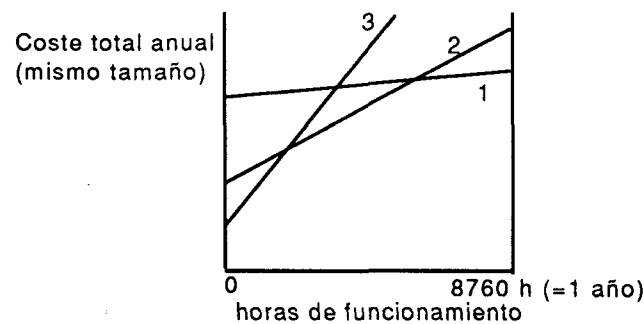


Fig. 17.7. Variación del coste anual con las horas de funcionamiento de diversas centrales de potencia de la misma capacidad: 1) central nuclear o hidroeléctrica, 2) turbina de vapor, 3) turbina de gas.

En 1989, en España, la generación media de electricidad fue de 16,8 GW (la demanda es menor, pues hay que descontar un 6% por consumo interno en planta, un 2% exportado y un 1% de pérdidas de transmisión). Su origen fue el siguiente: 44% carbón (principalmente hulla), 36% nuclear (hay 10 grupos), 14 % hidroeléctrica (y fue un año muy malo), y 6% fuelóleo, gas natural y gas siderúrgico.

El consumo instantáneo demandado por los usuarios fluctúa mucho, los equipos tienen tiempos característicos mucho mayores que los de variación de la carga, y además, no existen almacenes eficaces de la energía mecánica o eléctrica, por lo que los suministradores se ven obligados a sobredimensionar la red de plantas de potencia (en España, a 1-1-91, había 45 GW_{eléct} instalados (46% de centrales térmicas convencionales, casi todas de carbón, 36% hidroeléctricas¹ y 17% nucleares) y en 1990 la generación media fue de 17 GW (47% térmica, 38% nuclear y 13% hidráulica)), y a diversificarlas, con lo que se trabaja ineficientemente tanto a baja carga (muchas centrales paradas) como a plena carga (las centrales de punta son más caras de operar). Desde el punto de vista del usuario, se pueden conseguir grandes beneficios distribuyendo la carga para minimizar la potencia máxima aun consumiendo la misma energía. Para empresas alejadas de la red puede resultar beneficiosa la autoproducción (reduce costes de transporte y aumenta la fiabilidad), y también puede ser rentable la autoproducción parcial estando conectado a la red si se utiliza el equipo propio para matar picos o si el exceso de producción local es absorbido por la red exterior. No hay que olvidar que muchas veces la disponibilidad de un equipo electrógeno propio viene condicionada por razones de seguridad o fiabilidad.

Otro aspecto que se estudiará posteriormente es el de la cogeneración (generación conjunta en la misma planta energética de trabajo y calor para usuarios que requieran a la vez potencia mecánica (para iluminación, maquinaria y equipo eléctrico) y potencia térmica (para procesos fisicoquímicos y calefacción), lo que puede reducir drásticamente la factura energética (elevan la eficiencia exergética de la utilización de la energía sin reducir el consumo final sino el consumo de recursos externos).

Propulsión

Más de la mitad de la producción mundial de potencia mecánica se destina a la propulsión de todo tipo de vehículos: terrestres, marítimos y aéreos.

1. La mayor es la de Alcántara, en el río Tajo, cuya potencia nominal es de 915 MW, comparable a un grupo nuclear.

En automoción y navegación los sistemas propulsivos son en realidad plantas de potencia embarcadas que hacen girar un eje, el cual fuerza el giro de las ruedas respecto al terreno en automoción o el giro de las hélices respecto al agua en navegación. En aviación, además de estas plantas de potencia al eje (al rotor de un helicóptero, a la hélice o al ventilador del avión) parte de la energía de la propulsión no pasa por ningún eje, sino que se genera directamente en el chorro de salida de los gases de escape. El caso más claro de este último sistema propulsivo es el cohete, donde toda la propulsión es debida al chorro de gases de escape. En la propulsión por eje (automoción y navegación a hélice) se define el rendimiento de la propulsión como $\eta_p = Ev_{avance}/P_{eje}$, siendo E la fuerza de empuje, v_{avance} la velocidad de avance del vehículo y P_{eje} la potencia suministrada al eje.

En general, cuando la propulsión se debe exclusivamente a la variación de la cantidad de movimiento del fluido a través del cual se desplaza el móvil, se define el rendimiento propulsivo como la relación entre la potencia utilizada para vencer la resistencia del fluido (empuje por velocidad de vuelo) y la potencia total que sale del móvil (suma de la anterior más la cinética del chorro de escape respecto a ejes tierra). Es fácil deducir que este rendimiento está relacionado con las velocidades de salida y de vuelo (en ejes móviles) en la forma $\eta_p = 2/(1+v_{salida}/v_{vuelo})$ para los aerorreactores y $\eta_p = 2/(v_{vuelo}/v_{salida} + v_{salida}/v_{vuelo})$ para los cohetes. En efecto, para los aerorreactores (suponiendo tobera adaptada, es decir, con salida a presión atmosférica) los balances de cantidad de movimiento y de energía son:

$$E_{aero} = \dot{m}_{aire}(v_{salida} - v_{vuelo}) \tag{17.10}$$

$$\dot{m}_{comb} PCI \eta_e = \dot{m}_{aire} \frac{v_{salida}^2 - v_{vuelo}^2}{2} \tag{17.11}$$

y, por tanto:

$$\begin{aligned} \eta_p &= \frac{\dot{m}_{aire}(v_{salida} - v_{vuelo})v_{vuelo}}{\dot{m}_{aire}(v_{salida} - v_{vuelo})v_{vuelo} + \dot{m}_{aire} \frac{(v_{salida} - v_{vuelo})^2}{2}} = \\ &= \frac{2}{1 + \frac{v_{salida}}{v_{vuelo}}} \end{aligned} \tag{17.12}$$

donde se ha despreciado, como es costumbre, la contribución del gasto másico de combustible (< 2%) frente al de aire, \dot{m}_{aire} , y η_e es el rendimiento energético de la conversión de energía química en mecánica ($\eta_e \approx 0,25$). En cambio, para los cohetes (también con tobera adaptada):

$$E_{cohete} = \dot{m}_{comb} v_{salida} \tag{17.13}$$

$$\dot{m}_{comb} PCI \eta_e = \dot{m}_{comb} \frac{v_{salida}^2}{2} \tag{17.14}$$

y, por tanto:

$$\begin{aligned}\eta_p &= \frac{\dot{m}_{comb} v_{salida} v_{vuelo}}{\dot{m}_{comb} v_{salida} v_{vuelo} + \dot{m}_{comb} \frac{(v_{salida} - v_{vuelo})^2}{2}} = \\ &= \frac{2}{\frac{v_{vuelo}}{v_{salida}} + \frac{v_{salida}}{v_{vuelo}}}\end{aligned}\quad (17.15)$$

También pueden deducirse de estas ecuaciones unas conclusiones importantes respecto a las ventajas relativas de estos sistemas propulsivos. En primer lugar, para un mismo gasto de combustible, la relación entre el empuje de un aerorreactor y de un cohete es

$$\frac{E_{aero}}{E_{cohete}} = \frac{\dot{m}_{aire} (v_{salida,aero} - v_{vuelo})}{\dot{m}_{comb} v_{salida,cohete}} = \frac{v_{salida,cohete}}{v_{salida,aero} + v_{vuelo}} \quad (17.16)$$

y como los valores típicos son $v_{salida,cohete} \approx 5 \cdot 10^3$ m/s y $v_{salida,aero} \approx 2 \cdot 10^2$ m/s, se deduce que un aerorreactor da un empuje un orden de magnitud mayor que un cohete que consuma igual. Por otra parte, el empuje de un aerorreactor (despejando en (17.10-11)) puede ponerse como:

$$E_{aero} = \frac{2\dot{m}_{comb} PCI \eta_e}{v_{salida} + v_{vuelo}}$$

que enseña que el empuje máximo a $v_{salida} = cte$ se obtiene al despegue (lo cual es una gran ventaja) y que, como ha de ser $v_{salida} > v_{vuelo}$, el máximo empuje se conseguirá con $v_{salida} \approx v_{vuelo}$ (aunque ello no resulte práctica porque se requeriría $\dot{m}_{aire} \rightarrow \infty$ (lo que implica área de paso infinita).

Turbinas de vapor

La experiencia de más de un siglo que se tiene con estos equipos hace que sean los más desarrollados. Los tamaños van desde 1 kW hasta los 1000 MW eléctricos típicos de cada grupo nuclear. Este límite superior está condicionado por la transmisión de calor en el núcleo del reactor; en cambio, para centrales de combustión, el límite (unos 400 MW) viene definido por la capacidad de quemado.

Como la fuente de calor es externa, para una misma turbina se puede quemar gas natural, fuelóleo, carbón o basura, con un $\eta_e \approx 0,35$ para toda la planta. El problema de estos equipos es que son muy voluminosos, el coste inicial es muy alto y la producción tiene mucha inercia (tardan mucho en arrancar y parar y se adaptan muy mal a las fluctuaciones de la carga).

Si la presión de alta es superior a unos 8 MPa (caso normal) se usa recalentador, y para más de 1 MW se hacen extracciones de vapor para calentamiento del agua. Para grandes potencias se usan turbinas simétricas, y varias de baja presión en paralelo, para conseguir tamaños razonables. Para más de 500 MW la presión y temperaturas máximas suelen ser 25 MPa (supercríticas) y 820 K (550 °C) para evitar la necesidad de aceros austeníticos

caros. La presión del condensador es de unos 5 kPa (33 °C); para mantener esta depresión frente a las fugas con la atmósfera y desorción de gases disueltos se suelen utilizar eyectores de vapor, que aspiran el condensador por efecto venturi. El rendimiento adiabático de la turbina propiamente dicha suele ser del 85% y el de la conversión mecánica-eléctrica del 98%. Se necesitan grandes reductores para pasar de las 10000 rpm típicas de la turbina a unas 1500 o 3000 rpm del alternador.

Resulta muy instructivo comparar los rendimientos energéticos y exergéticos de cada componente de una central típica (8 MPa, 800 K), como se resume en la Tabla 17.1.

Tabla 17.1. Pérdidas de energía y exergía en los componentes de una central térmica de carbón típica, relativas a la energía y exergía de entrada de la mezcla combustible.

	Energía	Exergía
Cámara de combustión	0	0,30
Caldera (cambiadores)	0	0,30
Gases de escape (chimenea)	0,15	0,01
Turbinas	0	0,05
Condensador	0	0,03
Agua de refrigeración	0,55	0,01
Salida al eje del alternador	<u>0,30</u>	<u>0,30</u>
	1	1

Turbinas de gas

La planta de potencia de turbina de gas (también la de turbina de vapor) se basa en la divergencia de las isobaras en el diagrama $T-s$, produciéndose más trabajo en la expansión en caliente del que se necesita para la compresión en frío, pero en este caso la diferencia no es tan grande como en las turbinas de vapor y las pérdidas por rendimiento adiabático en compresor y turbina pueden consumir ese exceso de trabajo, por lo que su diseño es muy comprometido. De hecho, las primeras turbinas de gas, en los años 30, necesitaban aporte de trabajo para funcionar en régimen. Después de la 2ª Guerra Mundial se consiguió utilizarlas como plantas propulsoras en aviación, y en los años 60 se volvió al desarrollo de plantas de potencia al eje. En aviación es el motor ideal por su enorme relación potencia/masa (dan un empuje cinco veces mayor que su peso) y, salvo en pequeñas avionetas, el único utilizado. Además, por su respuesta rápida, cada vez se usan más en buques de guerra. En automoción, donde se ha llegado a desarrollar algún motor de turbina de gas para grandes camiones, la mayoría de los automóviles potentes van dotados de turboalimentación (un eje movido por una turbina en el conducto de escape que hace girar un compresor en el conducto de admisión, para aumentar la potencia específica). Los tamaños de turbinas de gas van desde 0,3 MW (con $\eta_e \approx 0,15$) hasta 200 MW (con $\eta_e \approx 0,30$). A modo de ejemplo, cada una de las turbinas que propulsan el avión europeo Airbus (en concreto la General Electric GE-CF6-80C2), tiene una masa de 4056 kg y da un empuje de 233 kN (empuje/peso = 5,9), aspira 800 kg/s de aire a través de un área de entrada de 4,3 m², tiene una relación de presiones $\pi_{12} = 31$ y una temperatura máxima $T_{3t} = 1600$ K (álabes refrigerados).

Como central eléctrica sólo se utiliza para cubrir picos y emergencias, pues tiene menor rendimiento y consume combustibles más caros, aunque el coste por kW instalado es bajo (un 60% del de una central de vapor). A veces resulta muy ventajoso el hecho de que la

turbina de gas no requiere agua de refrigeración, o su reducido tamaño (plantas móviles de 15 MW). La contaminación que genera (aparte del alto nivel de ruido) es principalmente debida a los óxidos de nitrógeno, que se forman a las altas temperaturas existentes en la cámara de combustión, siendo despreciables las emisiones de inquemados por el gran exceso de aire usado en la combustión (relación másica aire/combustible del orden de 70). Aunque la mayoría de las turbinas de gas se han desarrollado a partir de las de aviación y son de combustión interna (ciclo abierto) también existen turbinas de gas encerrado (normalmente helio) que reciben calor del exterior (p.e. del circuito refrigerante de un reactor nuclear) y evacúan calor al exterior para cerrar el ciclo de la sustancia de trabajo. Recordando que el rendimiento energético del ciclo Brayton es $\eta=1-1/\pi_{12}^{(\gamma-1/\gamma)}$, se ve que conviene gran relación de presiones y gran relación de capacidades térmicas (gas monoatómico).

Otra aplicación interesante de la turbina de gas es como generador de aire comprimido, el cual se extrae del compresor de manera que el trabajo que produce en la turbina el resto (tras pasar por la cámara de combustión) sea suficiente para mantener el equipo funcionando.

Los combustibles normales son: en aviación el queroseno, y en tierra el gas natural, gases licuados del petróleo o incluso gasóleo (pero no fuelóleo). Para las de ciclo cerrado se puede quemar cualquier cosa, claro. La combustión a volumen constante daría algo más de rendimiento, pero la complejidad de válvulas y los esfuerzos intermitentes lo hacen impracticable. Excepto las turbinas de gas más pequeñas, que usan compresor centrífugo, la mayoría son máquinas de flujo axial.

El límite metalúrgico hace que la temperatura de entrada a la turbina no deba pasar de 1250 K o, a lo sumo, 1700 K si se refrigera con aire del compresor (se consume hasta un 10%). La relación de presiones puede llegar a 10 con un compresor, a 20 con dos o hasta 30 con tres etapas (cada una de ellas de ocho o diez escalones). De turbinas suele haber una o dos etapas de tres a cinco escalones, y conviene que una etapa vaya desconectada de los compresores y conectada directamente a la carga, para evitar tener que usar grandes reductores (de 10000 rpm en el rodete compresor-turbina a 1500 ó 3000 rpm en el alternador), simplificándose además el arranque por reducirse la inercia, aunque esto mismo complica la regulación. La regulación de potencia se hace variando el gasto de combustible (pero el rendimiento baja mucho si no funciona a plena carga).

Motores alternativos

Cada año se fabrican unos 10^8 motores de combustión interna alternativos (en 1990, sólo de automóviles y camiones había ya un parque mundial de $5 \cdot 10^8$, diez veces más que en 1950), por lo que estos equipos son tal vez los sistemas de ingeniería más desarrollados y perfeccionados. Estos motores son los de mayor rendimiento, porque en ellos se alcanzan temperaturas de 2000 K (en el gas solamente, pues las paredes están refrigeradas y no sobrepasan los 1000 K).

Según sea la combustión, pueden distinguirse dos clases de motores: los Otto, en los que se admite una masa premezclada de aire más combustible (aspirando éste en un carburador o inyectándolo en el conducto de entrada) y se provoca la ignición con una chispa en el instante

adecuado, y los Diesel, en los que se admite sólo aire y, una vez comprimido y caliente, se le inyecta en el instante adecuado el combustible, que se inflama inmediatamente (tras un pequeño retraso, cuando la mezcla difusiva alcanza la temperatura de autoignición). En el primer caso, el tiempo de quemado está controlado por la velocidad de la llama turbulenta y el tamaño de la cámara, que ha de ser pequeña para que la compresión de la mezcla fresca no la haga arder antes de llegar la llama, por lo que las potencias suelen ser menores de 250 kW. En el segundo caso, tras el tiempo de retardo al inicio de la autoinflamación, el tiempo de quemado viene controlado por la ley de aporte del combustible, no estando limitado por el tamaño, que llega a alcanzar varios metros cúbicos y hasta 30 MW en los grandes motores marinos.

Se llama cilindrada del motor V_T al volumen barrido por ciclo, $V_T = (\pi D^2/4)SZ$, siendo D el diámetro de los cilindros, S la carrera o recorrido axial y Z el número de cilindros del motor. El gasto másico medio será $\dot{m} = V_T \rho_1 \eta_v (N/60) / (t/2)$, siendo ρ_1 la densidad a la entrada, η_v el rendimiento volumétrico (que se define con esa ecuación), N el número de rpm y t el número de tiempos (ciclos del cilindro respecto a ciclos de la sustancia de trabajo). La potencia generada P será $P = \dot{m} F / c$, siendo F la relación combustible/aire (dosado) y c el consumo específico de combustible (gasto de combustible dividido por potencia neta generada, $c \approx 0,3$ kg/(kWh)).

Casi toda la marina mercante usa motores Diesel, con potencias desde 15 kW a 1,5 MW. Los más pequeños queman gasóleo a unas 1800 rpm con $\eta_e \approx 0,25$, mientras que los grandes queman fuelóleo a unas 300 rpm con $\eta_e \approx 0,40$, que es el mayor rendimiento conseguido en cualquier tipo de motor. Se dice que un motor es lento si va a 300 rpm o menos (más de la mitad son de éstos), semi-rápido si va de 300 a 750 rpm y rápido si va a más. Para una potencia dada, el motor Diesel es de tamaño menor que el de vapor (pero mayor que la turbina de gas) y barato, pero requiere mucho mantenimiento y no da tanta fiabilidad como los otros. A título de ejemplo, de los buques de más de 2000 toneladas de peso muerto (tpm) construidos en 1984 en todo el mundo, unos 1000 fueron Diesel (de 25000 tpm de media y 7 MW de media; un 40% construidos por MAN & Burmeister, 35% por Sulzer, 10% por Mitsubishi,...), mientras que sólo 10 fueron con máquina de vapor (eso sí, la media de 80000 tpm y 21 MW es muy superior; un 50% construidos por General Electric, un 20% por Laval, un 20% por Mitsubishi,...).

Cogeneración de trabajo y calor

Tradicionalmente, la energía ha sido barata en comparación a otras necesidades industriales y domésticas, así que se tiraba el 60 ó 70% de los recursos energéticos utilizados en la producción de trabajo y se quemaba combustible (o se usaba energía eléctrica) para calentar a temperaturas muy inferiores a la de la llama, originando todo ello un despilfarro exergético notable. La crisis del petróleo de los años 70, la presión ecologista, el desarrollo tecnológico y las políticas energéticas nacionales han contribuido a que se trate de optimizar el consumo energético por varios caminos:

- Disminuyendo el consumo final (apagando equipos que no se utilizan, limpiando quemadores, engrasando, etc).

- Recuperando el calor residual de gases de escape (p.e. en los economizadores o precalentadores de aire y agua) y de otros flujos de desecho (p.e. agua de purga, aire renovado, etc).
- Adaptando mejor la oferta y la demanda (disminuyendo la disponibilidad, autogenerando los picos, etc).
- Utilizando nuevos procesos (ciclos acoplados, cogeneración, etc.) o nuevos combustibles (residuos industriales, agrícolas o urbanos) o nuevas fuentes de energía (aprovechamiento solar pasivo y activo, energía eólica).

En la cogeneración, suele ser mandatorio el trabajo (por eso está tan ligada la autoproducción con la cogeneración), y el calor se genera como subproducto, de modo similar al aprovechamiento de otros subproductos industriales o a la obtención de trabajo en embalses destinados a agua potable para poblaciones. Las primeras instalaciones de cogeneración se montaron en grandes centros comerciales americanos en 1961. Actualmente la cogeneración es sólo rentable para consumidores cuya factura energética sea superior a unos 2 MW brutos de media. En España, en 1990 había unos 100 equipos de cogeneración, instalados en industrias papeleras, alimentarias, petroquímicas y siderúrgicas, con un total de 1000 MW eléctricos instalados (lo que supone el 2% de la producción nacional, frente a una media del 8,2% en la Europa de los 12). Un 75% de ellas son de turbina de vapor (la mayoría a contrapresión), un 20% son de turbina de gas (la mayoría a gas natural), y el restante 5% son de motor alternativo. La inversión media requerida es de 10^5 Pta/kW instalado.

El problema de los equipos de cogeneración es que generan trabajo y calor al mismo tiempo y en el mismo lugar, y con una relación calor/trabajo poco variable, mientras que la carga térmica no suele tener ninguna relación ni temporal ni espacial ni de tamaño con la carga mecánica (eléctrica). Además está el gran problema tecnológico de cómo aprovechar la energía p.e. de los humos sucios, tóxicos y corrosivos, y de como suministrar con pequeños equipos energía eléctrica bien regulada. Pero las ventajas son grandes, pues al reducirse el consumo de combustibles todo se abarata (menor caldera, menor condensador, menos contaminación) y además se promueve la autogeneración, con lo que también se ahorra el transporte. Como se ve, gran parte de los beneficios de la generación repercuten sobre el medio ambiente y la dependencia energética nacional, por lo que en los países de economía de mercado la cogeneración suele estar subvencionada. En cualquier caso no hay que olvidar que el rendimiento de los equipos pequeños es menor que el de los grandes, que el factor de carga se suaviza con el tamaño de la red de consumidores, que generar energía eléctrica regulada es muy difícil y su transporte muy fácil, y que generar calor es sencillísimo (si se acepta la contaminación), se transporta mal y con muchas pérdidas, y unos usuarios quieren calor a 40 °C para agua caliente y otros quieren calor a 300 °C para procesos (y la tecnología y los costes son muy diferentes).

A veces no existe una separación clara entre cogeneración y recuperación de calor, a no ser por el conocimiento de que en un caso el diseño se hizo optimizando la producción de trabajo y en el otro la producción conjunta de trabajo y calor (la Termodinámica enseña que en este

caso la variable a optimizar es la exergía generada $\Phi=W+Q(1-T_o/T_Q)$, siendo T_o y T_Q las temperaturas ambiente y del calor generado). Los rendimientos energético y exergético se definen así:

$$\eta_e \equiv \frac{W + Q \left(1 - \frac{T_o}{T_Q} \right)}{\dot{m}_{comb} PCS} \quad \text{y} \quad \eta_x \equiv \frac{W + Q \left(1 - \frac{T_o}{T_Q} \right)}{\dot{m}_{comb} \phi_{comb}} \quad (17.17)$$

siendo PCS el poder calorífico del combustible usado, ϕ_{comb} su exergía (9.14) y \dot{m}_{comb} su gasto másico. Llamando R a la relación calor/trabajo generada, se tienen los siguientes valores típicos de los sistemas en uso:

- Turbina de vapor. Si el condensador está a unos 30 °C ese calor es inservible, así que o se extrae vapor de una etapa intermedia o se eleva la presión del condensador, que es lo más usual. En un caso típico, un 10% de la energía del combustible se transforma en trabajo al eje, un 70% sale con el vapor, un 15% con los humos y un 5% por fricción, por lo que $R \approx 7$ (es difícil de variar y, aunque va bien para la industria siderúrgica, se queda corto para cerámica y vidrio, donde $R \approx 12$). Son equipos muy voluminosos y caros, y el calor ha de ser a menos de 250 °C para ser rentable.
- Turbina de gas. No hay que introducir modificaciones al diseño tradicional (salvo que no se utiliza regenerador). Típicamente, un 25% de la energía del combustible se transforma en trabajo al eje, un 55% sale con los gases de escape (sólo es recuperable en un cambiador el 50%, saliendo con los humos el otro 5%) y un 20% se disipa por fricción, por lo que $R \approx 2$ (va bien para la industria textil y química). Como la temperatura de salida es de unos 700 K, sirve para todo tipo de carga térmica (normalmente se genera vapor); es de gran fiabilidad y fácil de arrancar, y hasta se puede variar (disminuir) R poniendo un regenerador en paralelo y derivando parte del flujo.
- Motor alternativo. En este caso, casi un 40% de la energía del combustible se transforma en trabajo al eje, un 30% sale con los gases de escape (sólo es recuperable en un cambiador el 24%, saliendo con los humos el otro 6%), un 15% sale por el agua de refrigeración y otro 15% se disipa por fricción, por lo que $R \approx 0,6$ (se utiliza principalmente para calefacción). Aunque la mayoría de los motores alternativos para cogeneración son de tipo Diesel y queman gasóleo, cada vez va habiendo más que queman gas natural, los cuales han de operar según el ciclo Otto porque el alto índice de octano del gas natural hace impracticable el ciclo Diesel (últimamente se consigue hacerlos funcionar en modo Diesel añadiendo un poco de gasóleo al gas natural para conseguir que la autoinflamación del gasóleo encienda el gas natural).

Como la relación calor/trabajo que dé el equipo no coincidirá (al menos continuamente) con la requerida por la carga, hay que instalar calderas adicionales si falta más calor o adquirir más electricidad si es al revés. En el Cap. 19 se presenta un estudio general sobre la optimización del uso de recursos energéticos para la producción conjunta de trabajo, calor y frío.

La selección de un equipo de cogeneración depende de muchos factores: capacidad total, estabilidad de la capacidad total, reparto entre trabajo y calor, estabilidad del coeficiente de reparto, mantenimiento asequible, fiabilidad, tiempo de respuesta, etc.

RECAPITULACION

1. Se presentan los tres tipos de máquinas térmicas (motor, frigorífico y bomba) desde la óptica de la Termodinámica de los procesos cíclicos de un fluido de trabajo, justificando por qué éste ha de ser gaseoso al menos en alguna parte del ciclo.
2. Se hace hincapié en que la problemática de las máquinas térmicas es muy amplia y aquí sólo se analizan sus aspectos termodinámicos, y aun éstos de una manera muy simplificada. Muchos de los detalles relativos al dosado y la combustión en máquinas térmicas se han tratado en los Caps. 15 y 16.
3. Se analizan los ciclos termodinámicos más usuales usados en la modelización de las máquinas térmicas. La presentación es muy sucinta porque ya en el Cap. 3 se hizo el estudio detallado de la máquina de Carnot y de los rendimientos energéticos estático, $\eta_{\text{máx}} = 1 - T_2/T_1$, y dinámico, $\eta_{\text{máx}} = 1 - \sqrt{T_2/T_1}$, por lo que se supone que no se encontrará dificultad en desarrollar las expresiones que se mencionan.
4. Se estudia también aquí el compresor de émbolo ya que, aunque no es una máquina térmica en el sentido antedicho, su funcionamiento es parecido al de los motores alternativos.
5. Se analiza el acoplamiento entre ciclos de potencia, estudiando los casos de Rankine-Rankine y el más usual Brayton-Rankine.
6. También se incluye una discusión sobre algunas características termoeconómicas de las plantas de potencia.
7. Se estudia el aprovechamiento de las máquinas térmicas de potencia en la propulsión de vehículos, ya que éste uso y el de generación de electricidad se reparten mitad y mitad en términos energéticos todo el parque de máquinas de potencia.
8. Se describen algunas características típicas de utilización de turbinas de vapor, turbinas de gas y motores alternativos.
9. Finalmente, se considera en detalle la problemática del aprovechamiento de las máquinas térmicas para la producción conjunta de trabajo y calor (cogeneración), describiendo las características de los equipos más utilizados.

PROBLEMAS

- 17.1. Con una bomba y la caldera de una máquina de vapor se pasa el agua de 100 kPa y 30 °C a 1 MPa y 350 °C, entrando el vapor a una turbina de rendimiento isentrópico

0,85 y saliendo después al condensador, que está aspirado por otra bomba, la cual devuelve el agua a 100 kPa y 30 °C. Se pide:

- Consumo térmico y producción de trabajo por unidad de gasto másico.
- Rendimiento energético y exergético de la máquina, suponiendo que se trabaja con un foco térmico a la máxima temperatura y un sumidero térmico a la mínima temperatura.
- Trabajo mínimo necesario (límite termodinámico) para pasar el agua de 100 kPa y 30 °C a 1 MPa y 350 °C, en presencia de una atmósfera a 30 °C, y comparación con la exergía aportada.
- Trabajo máximo obtenible (límite termodinámico) al pasar de 1 MPa y 350 °C a 100 kPa y 30 °C, y comparación con el trabajo obtenido.

Sol.: $q=3,16-0,12=3,04$ MJ/kg, $w_t=3,16-2,34=0,82$ MJ/kg, $w_{b1}=0,0001$ MJ/kg, $w_{b2}=0,001$ MJ/kg; b) $\eta_e=0,82/3,04=0,27$, $\eta_{Carnot}=1-303/623=0,51$, $\eta_x=0,27/0,51=0,53$; c) $\Delta\phi = \Delta h - T_o \Delta s = (3160-120) - 303(7,3-0,44) = 0,96$ MJ/kg y se aporta una exergía $0,0001+3,04(1-303/623)=1,56$ MJ/kg, luego $\eta_x=0,96/1,56=0,61$; d) $\Delta\phi=0,96$ igual que antes, y sólo se obtienen 0,82 MJ/kg, luego $\eta_x=0,82/0,96=0,85$.

- 17.2. En una central térmica sin recalentamiento y con dos extracciones, la entrada a la turbina es a 650 °C y 8 MPa, con las extracciones a 500 kPa y 70 kPa y salida a 5 kPa. Sabiendo que los calentadores del agua condensada son de tipo cerrado, descargando uno en otro y éste en el condensador a través de sendas válvulas, y que calientan el agua hasta la temperatura de condensación del vapor, calcular el rendimiento energético y las fracciones de sangrado adecuadas.

Sol.: $\eta_e = 0,47$, $\lambda_{500} = 0,12$, $\lambda_{70} = 0,10$.

- 17.3. Se trata del aprovechamiento de un manantial geotérmico (agua caliente subterránea) de 20 m³/h de agua a presión y a 130 °C, para generar electricidad utilizando el agua como foco térmico en una máquina de Rankine cuyo fluido de trabajo es butano, y que opera entre 0,3 MPa y 1,8 MPa, entrando a la turbina vapor saturado. Se pide:

- Potencia eléctrica máxima producible (límite termodinámico).
- Esquema de la instalación propuesta y diagrama $T-s$ del proceso.
- Temperaturas extremas del fluido de trabajo.
- Trabajo específico de la turbina.
- Gasto másico necesario de butano.
- Potencia generada.

Sol.: a) $\dot{m}=4,9$ kg/s, $P_{\text{máx}}=\dot{m}(\Delta h-T_o \Delta s)=375$ kW; b) $T_{\text{cond}}=32$ °C, $T_{\text{evap}}=110$ °C, (ver Fig.13.1); c) $T_{cr}=415$ K, $p_{cr}=3,8$ MPa, $p_{R, \text{evap}}=0,08 \rightarrow T_{\text{evap}}=26$ °C (32 °C en su Tabla), $p_{R, \text{cond}}=0,47 \rightarrow T_{\text{cond}}=104$ °C (110 °C en su Tabla); d) $\Delta s=0= c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1) + \Delta s_1^{cc} \rightarrow T_2=42$ °C; e) $\Delta h = c_p(T_2/T_1) + \Delta h_1^{cc} = -60$ kJ/kg; f) $\dot{m}_{\text{but}} = \dot{m}_w c_w \Delta T_w / \Delta h_{\text{but}} = 3,8$ kg/s; g) $P=230$ kW.

- 17.4. Una turbina de gas tiene un compresor de rendimiento 0,75 que comprime hasta 0,5 MPa, una cámara de combustión donde se quema combustible de 45 MJ/kg que da una temperatura de salida de 900 K, una turbina de rendimiento 0,85 que se encarga de mover el compresor, y otra turbina de rendimiento 0,8 que es la que genera la potencia neta necesaria, que puede variarse desde 0 hasta 200 kW con una válvula de estrangulación entre las turbinas. Se pide:

- a) Temperatura de salida del compresor.
- b) Presión y temperatura de salida de la primera turbina.
- c) Presión y temperatura de entrada de la segunda turbina para carga máxima, media carga y carga nula.
- d) Gasto másico de aire, consumo de combustible y relación aire/combustible.

Sol.: a) $T_2 = 512$ K; b) $T_4 = 676$ K, $p_4 = 149$ kPa; c) $p_5 = 149$ kPa, $T_5 = 676$ K, $p_5 = 121$ kPa, $T_5 = 676$ K, $p_5 = 100$ kPa, $T_5 = 676$ K; d) $\dot{m} = 3,45$ kg/s, $\dot{m}_{comb} = 0,03$ kg/s, $A = 115$ kg_{aire}/kg_{comb}.

17.5. Se quiere diseñar una central de ciclo combinado Brayton-Rankine para una potencia total de 10 MW. El compresor de la turbina de gas tiene un rendimiento de 0,85 y dos etapas con enfriamiento intermedio ideal. La presión y temperatura de entrada a la turbina de la turbina de gas, cuyo rendimiento es 0,85, son de 1 MPa y 1300 K. Los gases de escape salen de la caldera de vapor a 250 °C. La presión y temperatura de entrada a la turbina de vapor, cuyo rendimiento es 0,80, son de 3,5 MPa y 350 °C, y la presión de salida de 10 kPa. Se pide:

- a) Hacer un esquema de la instalación.
- b) Potencia específica de la turbina de gas.
- c) Relación de gasto de agua a gasto de aire.
- d) Gasto de agua y gasto de aire.
- e) Rendimiento energético global.

Sol.: b) $w = 264$ kJ/kg; c) $\dot{m}_w / \dot{m} = 0,084$; d) $\dot{m}_w = 2,5$ kg/s, $\dot{m} = 29,7$ kg/s; e) $\eta_e = 0,38$.

17.6. La entrada a una cierta turbina de vapor que da 4 MW tiene lugar a 2 MPa y 350 °C. Cuando la presión es de 0,2 MPa se extrae parte del vapor para suministrar 5 MW de calor a una carga térmica, de donde retorna condensado a 40 °C a un tanque de recogida a presión atmosférica. La salida de la turbina al condensador es a 12 kPa, y el condensado es bombeado al tanque de recogida, y desde allí se bombea todo el agua a la caldera. Suponiendo que los rendimientos de las bombas son de 0,7 y los de la turbina de 0,8, se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama $T-s$ del proceso.
- b) Temperatura de la fracción extraída.
- c) Estado termodinámico a la entrada del condensador.
- d) Flujos de vapor involucrados.
- e) Calor a aportar en la caldera.
- f) Consumo de carbón en la caldera, suponiendo un poder calorífico de 30 MJ/kg y unas pérdidas del 20% en los gases de escape.

Sol.: b) $T=135$ °C; c) $T=50$ °C, $x=0,92$; d) $\dot{m}_Q=2$ kg/s, $\dot{m}_{alta}=6,3$ kg/s, $\dot{m}_{baja}=6,3$ kg/s; e) $\dot{Q}=18,6$ MW; f) $\dot{m}=0,74$ kg/s.

17.7. Una planta de potencia industrial (de vapor) para producir 100 MW funciona con presiones máxima y mínima de 10 y 1000 kPa y temperatura máxima de 500 °C. Se pide:

- a) Calcular el rendimiento energético y el gasto circulante.
- b) Calcular las magnitudes anteriores con las siguientes modificaciones:
- b1) Incluyendo un rendimiento adiabático de la turbina del 85%.

- b2) Incluyendo además un rendimiento adiabático de la bomba del 60%.
- b3) Realizando una expansión escalonada con recalentamiento, previa determinación de la presión intermedia óptima.
- b4) Además, se realiza un sangrado al final de dicha expansión intermedia para calentar el agua a la salida de la bomba.
- b5) Por último, se considera que a la salida de la bomba se instala un recuperador de calor (economizador) de los humos de escape de la caldera, con lo que se prevé poder calentar el agua hasta 80 °C.
- Sol.: a) $\eta=0,310$, $\dot{m}=98$ kg/s; b1) $\eta=0,260$, $\dot{m}=115$ kg/s; b2) $\eta=0,260$, $\dot{m}=115$ kg/s; b3) $\eta=0,265$, $\dot{m}=99$ kg/s; b4) $\eta=0,275$, $\dot{m}=104$ kg/s; b5) $\eta=0,280$, $\dot{m}=101$ kg/s.

17.8. En una planta de cogeneración de energía mecánica y térmica, la salida de la turbina de alta es a 200 °C y se bifurca en tres corrientes. La primera va a la turbina de baja, luego a un condensador y luego es bombeada hasta una cámara de mezcla CM. Con la segunda se da 0,5 kg/s de vapor a un proceso térmico del que retorna la misma cantidad de agua a presión y temperatura ambiente, la cual se introduce también en la cámara de mezcla CM. La tercera corriente se inyecta directamente en la cámara de mezcla CM para conseguir que de ella salga todo el agua líquida a 100 °C. El calor comunicado en la caldera y el recalentador proviene de la combustión de media tonelada por hora de carbón de poder calorífico 30 MJ/kg, con un rendimiento del 80%. Sabiendo que la presión y temperatura máxima de la instalación son 10 MPa y 550 °C, que el rendimiento adiabático de las turbinas es de 0,9 y que la temperatura del condensador de baja es de 32 °C, se desea calcular:

- a) Presión en el recalentador.
- b) Las fracciones de sangrado.
- c) Gasto de vapor en la caldera.
- d) Potencia generada.

Sol.: a) $p=650$ kPa; b) 50% para el proceso térmico, 12% para el sangrado directo; c) $\dot{m}=1$ kg/s; d) $P=1$ MW.

17.9. La entrada a una turbina de vapor es a 1,5 MPa y 250 °C. A 250 kPa se extrae parte del vapor para suministrar 5 MW a una carga térmica, de donde retorna el condensador a 200 kPa y 85 °C, entrando a través de una válvula a un tanque de recogida a presión atmosférica. La salida de la turbina al condensador se hace a 5 kPa, enfriándose el agua hasta 30 °C, tras de lo cual es bombeada al tanque de recogida, desde el cual se bombea hasta la caldera. La eficiencia adiabática de las bombas y de la turbina puede tomarse igual a 0.7. Sabiendo que las condiciones atmosféricas son 92 kPa y 20 °C, y que la potencia neta obtenida es de 4 MW, calcular el flujo de agua necesario y la eficiencia global del proceso.

Sol.: $\dot{m}=7,70$ kg/s; $\eta=0,22$.

17.10. Una planta de potencia de vapor, cuyo fluido de trabajo es agua, funciona según un ciclo Rankine con recalentamiento. las condiciones de entrada a la primera etapa de turbina son presión 5,5 MPa y temperatura 500 °C. El recalentamiento se realiza a 4 kPa y hasta 400 °C expandiéndose después el agua hasta la presión de trabajo del condensador. De éste el agua sale líquido saturado. Para condensar este agua se

necesitan 170.10^3 kg/h de agua de refrigeración, la cual entra al condensador en condiciones ambiente ($25\text{ }^\circ\text{C}$, 100 kPa) y sale de él a $30\text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura. En el generador de vapor el calor necesario es cedido por los gases producto de la combustión de 150 kg/h de CH_4 con un 15% de exceso de aire. Se supone que al generador de vapor entran los gases producto a la temperatura de combustión adiabática. Sabiendo que el combustible y el aire entran al área de quemadores separados y en condiciones ambiente y la combustión se realiza en régimen permanente a 1 atm , que cada etapa de turbina tiene un rendimiento adiabático del 85% , que en los cambiadores de calor hay un salto mínimo de $6\text{ }^\circ\text{C}$, y que se puede desprestigiar la potencia consumida en la bomba, se pide:

- Gasto de agua circulante en la planta de potencia.
- Potencia neta y rendimiento térmico de la planta.
- Temperatura de los gases a la salida del generador de vapor.
- Composición de los gases producto de la combustión a la entrada al generador de vapor.
- Exergía de los gases calientes a la temperatura máxima teórica de la combustión.
- Irreversibilidad en el generador de vapor. ¿Qué % representa con respecto a la exergía de la reacción de combustión?
- Eficacia del generador de vapor.

Sol.: a) $\dot{m}=0,411\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$; b) $P=525\text{ kW}$, $34,6\%$; c) $T=860\text{ K}$; d) CO_2 : $8,20\%$, CO : $0,16\%$, H_2O : $16,66\%$, O_2 : $2,45\%$, N_2 : $72,12\%$, NO : $0,35\%$, H_2 : 600 ppm .

17.11. Para un cierto proceso industrial se requiere una potencia eléctrica de $5,75\text{ MW}$ y además un gasto de $0,9\text{ kg/s}$ de vapor de agua a $150\text{ }^\circ\text{C}$ y 110 kPa .

Se dispone libremente de la atmósfera y de cantidad suficiente de las sustancias necesarias, todo ello a $10\text{ }^\circ\text{C}$ y 90 kPa . La potencia eléctrica se puede producir en una central con un rendimiento térmico de $0,4$. Se pide:

- Potencia térmica mínima requerida (hacer un esquema del proceso necesario).
- Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático $0,7$ y se caliente con una resistencia eléctrica (hacer un esquema del proceso).
- Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático $0,7$ y se caliente con una bomba de calor de Carnot (hacer un esquema del proceso).
- Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático $0,7$ y se caliente en una caldera hasta $350\text{ }^\circ\text{C}$ y 1 MPa , para pasar después por una turbina que suelta el vapor en las condiciones de utilización (hacer un esquema del proceso). Calcular la potencia producida por la turbina y el rendimiento.
- Potencia térmica necesaria en el caso de que se utilice una turbina de gas que toma aire atmosférico, tiene una relación de presiones de $10:1$ y una temperatura máxima de 1400 K , cuyos gases de escape calientan el agua hasta $350\text{ }^\circ\text{C}$ y 1 MPa , antes de pasar a la turbina que suelta el vapor en las condiciones deseadas (hacer un esquema del proceso).

Sol.: a) $P=6,4\text{ MW}_e = 167,0\text{ MW}_t$ b) $P=8,2\text{ MW}_e = 20,4\text{ MW}_t$ c) $P=6,6\text{ MW}_e = 16,6\text{ MW}_t$ d) $P=16,3\text{ MW}_t$.

17.12 En una planta de potencia de 8 MW se utiliza un ciclo combinado de turbina de gas con uno de vapor. Las especificaciones de la turbina de gas son: relación de presiones 9:1, temperatura total máxima de ciclo 1400 K, velocidad de salida del aire 20 m.s⁻¹. El aire que sale por la turbina pasa por un cambiador de calor donde evapora y sobrecalienta el agua que circula por el ciclo inferior y posteriormente por un regenerador de la propia turbina de gas. La eficiencia de este regenerador es de 70 %. En el ciclo de Rankine el vapor entra en la turbina a 1,5 MPa y 400 °C. En la expansión, a 150 kPa se realiza un sangrado para usarlo en un calentador cerrado que eleva la temperatura del agua de alimentación hasta la temperatura de condensación del sangrado y el resto del vapor se expande hasta 8 kPa. El sangrado se mezcla, después de pasar por el regenerador, con el agua que proviene del condensador. El caudal de agua de refrigeración utilizada para la condensación es de 0,2 m³/s y experimenta un incremento en su temperatura de 4 °C. Sabiendo que el rendimiento adiabático de las bombas y compresores utilizados es del 80 % y el de las turbinas del 90% y que las condiciones atmosféricas son de 15 °C de temperatura y 1 atmósfera de presión, se pide:

- Dibujar en diagramas $T-s$ la evolución del aire en la turbina de gas y del agua en el ciclo de vapor.
- Fracción del flujo sangrado.
- Potencia extraída del ciclo de vapor.
- Gasto de aire en la turbina de gas.
- Rendimiento de la turbina de gas y global de la instalaciones.
- Temperatura de los gases de escape.

Sol.: b) 12,7%; c) 1,5 MW; d) $\dot{m}_a = 24$ kg/s; e) $\eta_{TG} = 0,34$, $\eta_{total} = 0,42$; f) $T = 604$ K.

17.13. Sabiendo que el modelo termodinámico del ciclo de un cierto motor diesel de 4 cilindros, de cuatro tiempos y 2000 cm³ de cilindrada total, que funciona a 4000 rpm, viene limitado por una presión máxima de 60 kg/cm² y una temperatura máxima de 1500 °C, se pide:

- Relación de compresión.
- Temperatura final de compresión.
- Temperatura en el punto correspondiente al escape.
- Potencia que proporciona.
- Consumo de combustible (de poder calorífico 10000 kcal/kg).

Sol.: a) $r=18,6$; b) $T_2=928$ K; c) $T_4=712$ K; d) $P=47,3$ kW; e) $\dot{m}=3,5 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

17.14. Una turbina de gas toma 20 kg/s de aire atmosférico. El compresor tiene una relación de presiones totales de 8 y un rendimiento adiabático del 83 %. La temperatura total de entrada en la turbina es de 800 °C y su rendimiento adiabático del 92 %, siendo la velocidad de salida de los gases de 150 m/s. Se pide:

- Potencia producida.
- Rendimiento térmico.
- Relación de trabajo neto a trabajo de la turbina (practicabilidad).
- Temperatura a la salida.

Sol.: a) $P=3,2$ MW; b) $\eta=0,31$; c) $\pi=0,37$; d) $T=620$ K.

17.15. Una pequeña turbina de gas industrial, de 1 MW, consume gas natural y tiene un 28% de rendimiento energético global, dando un chorro de salida de 5,5 kg/s a 515 °C. Se pide:

- Consumo de combustible.
- Relación aire/combustible y riqueza.
- Temperatura de combustión adiabática.
- Temperatura de salida del compresor.
- Rendimiento del compresor, sabiendo que comprime de 1 a 300 kPa.

Sol.: a) $\dot{m}_{GN}=0,065$ kg/s; b) $A=46$ m³_{aire}/m³_{GN}, $\phi=0,2$; c) $T_{ad}=811$ K; d) $T_2=419$ K; e) $\eta_c=0,81$.

17.16. Para cubrir picos en la demanda energética de un complejo industrial se pretende utilizar un almacenamiento de 30000 m³ de aire a 10 MPa, con el que se alimentaría la cámara de combustión de una turbina de gas natural de 6 MW, a la que debe entrar el aire a 0,7 MPa. Se pide:

- Esquema de la instalación y diagrama $T-s$ del proceso.
- Gasto de gas natural.
- Gasto de aire suponiendo que se va a quemar con una riqueza de 0,25.
- Tiempo de funcionamiento.
- Consumo energético requerido para rellenar el depósito con un compresor de gasto constante durante el resto del día.

Sol.: c) $\dot{m} \approx 15$ kg/s; d) $t_{descarga} \approx 4,5$ horas; e) $W=0,12 \cdot 10^{12}$ J.

17.17. Una central térmica de carbón consume lignito negro de 12,5 MJ/kg de poder calorífico, con un rendimiento de caldera del 85%, generándose 58 kg/s de vapor a 9 MPa y 510 °C. Se pide:

- Potencia generada por la turbina.
- Consumo de carbón.
Se pretende sustituir la caldera por un combustor de lecho fluidizado donde se quema el carbón con 90 kg/s de aire a 1,2 MPa proveniente del compresor de una turbina de gas por la cual se hacen pasar posteriormente los gases de escape que salen del combustor a 830 °C. Se pide:
- Esquema de la instalación.
- Temperatura de entrada del aire al combustor.
- Potencia neta producida por la turbina de gas.
- Temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas.

Sol.: a) $P = 86$ MW; b) $\dot{m}_{carbón} = 18,3$ kg/s; d) $T_2 = 586$ K; e) $P = 23,4$ MW; f) $T = 542$ K.

17.18. En el reactor de una central nuclear de agua a presión se calienta ésta a 15 MPa hasta 300 °C, pasando luego a una cámara de expansión a 5 MPa. La parte de vapor que se produce en la expansión brusca en la cámara se hace pasar por una turbina de rendimiento adiabático 0,85 donde se expande hasta 10 kPa, pasando posteriormente por un condensador y una bomba que introduce el condensado en una cámara de mezcla a 5 MPa, a la que también se lleva la fracción que quedó líquida en la cámara de expansión. Desde allí se bombea todo el agua a 15 MPa hacia el reactor, completándose el ciclo. Se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama $T-s$ del proceso.
- b) Exergía del agua a la salida del reactor, respecto de una atmósfera a 100 kPa y 288 K.
- c) Fracción másica de vapor producida en la cámara de expansión.
- d) Trabajo generado en la turbina, por unidad de gasto circulante por el reactor.
- e) Temperatura de entrada del agua al reactor.
- f) Rendimiento energético de la central.

Sol.: b) $\Delta\phi=410$ kJ/kg; c) $x=0,116$; d) $w=89$ kJ/kg; e) $T=239$ °C; f) $\eta=0,28$.

- 17.19. Calcular el empuje en banco (ensayo en tierra) de un motor a reacción con 0,2 m² de área de entrada y 0,1 m² de área de salida, tal que al hacerlo funcionar en un ambiente a 100 kPa y 15 °C se miden unas presiones y velocidades de entrada y salida de 95 kPa, 130 kPa, 100 m/s y 500 m/s, respectivamente, consumiendo 20 kg/s de aire y 0,4 kg/s de queroseno.

Sol.: $F = \dot{m}_s v_s - \dot{m}_e v_e + [(p_s - p_o)A_s - (p_e - p_o)A_e] = 20,4 \cdot 500 - 20 \cdot 100 + [30000 \cdot 0,1 - 5000 \cdot 0,2] = 12,2$ kN.