

- 18.1. Se desea mantener un recinto de $6 \times 4 \times 3 \text{ m}^3$ a $-23 \text{ }^\circ\text{C}$ en un ambiente a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, estimándose en 100 W/m^2 el flujo de calor a través de paredes, suelo y techo. Se pide:
- Consumo energético mínimo (límite termodinámico).
 - Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 con salto mínimo de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de 0,75, calculando el gasto circulante.
 - Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 de doble etapa, con compresión y expansión intermedia a una única cámara, con salto mínimo de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de 0,75, calculando los gastos circulantes.
- 18.1.(bis) Se desea mantener un recinto de $12 \times 4 \times 3 \text{ m}^3$ a $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ en un ambiente a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, estimándose en 100 W.m^{-2} el flujo de calor a través de paredes, suelo y techo. Se pide:
- Consumo energético mínimo (límite termodinámico).
 - Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 con salto mínimo de $7 \text{ }^\circ\text{C}$ a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de 0,75, calculando el gasto circulante.
 - Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 de doble etapa, con compresión y expansión intermedia a una única cámara, con salto mínimo de $7 \text{ }^\circ\text{C}$ a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de 0,75, calculando los gastos circulantes.
- 18.2. Se desea mantener un recinto a $0 \text{ }^\circ\text{C}$ en un ambiente a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. La entrada de calor por las paredes es de 1500 W y la debida a iluminación y otros aparatos internos es de 300 W . Se pide:
- Potencia mínima necesaria. Eficiencia energética máxima.
 - Potencia mínima necesaria teniendo en cuenta un salto de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ en los cambiadores.
 - Potencia necesaria utilizando una máquina simple de compresión de vapor con refrigerante R-12. Rendimiento energético.
 - Corregir c) incluyendo los $5 \text{ }^\circ\text{C}$ del salto de los cambiadores.
 - Corregir d) incluyendo un rendimiento del compresor del 80%.
 - Corregir e) incluyendo un sobrecalentamiento de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ del refrigerante a la salida del evaporador, recibiendo el calor de la atmósfera.
 - Corregir f) suponiendo que el sobrecalentamiento no viene de la atmósfera sino del subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador.
- 18.3. Se desea enfriar una corriente fluida desde T_1 a T_2 (sin cambio de fase) en dos escalones. Con un refrigerador, R1, se enfriará hasta T_i (intermedia entre T_1 y T_2) y con otro, desde T_i hasta T_2 . Se pide:
- T_i óptima suponiendo que ambas máquinas R1 y R2 son de Carnot.
 - T_i óptima suponiendo que las máquinas tienen rendimiento proporcional al de Carnot.
 - T_i óptima suponiendo máquinas de Carnot endo-reversibles con transmisión de calor proporcional al salto de temperatura en las fuentes.
 - ¿Cuál sería el coste energético mínimo usando infinitas máquinas de Carnot?
 - Hacer aplicación para 1 kg/s de aire desde $16 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $-25 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 18.4. Se desea obtener una corriente de aire frío a $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ a partir de la atmósfera, con una velocidad de 200 m/s en la sección de salida, que es de 20 cm^2 . Para ello se comprime el aire en un compresor de rendimiento adiabático 0,85, enfriándolo a la salida con aire atmosférico en un cambiador de calor de rendimiento 0,7. A continuación el fluido de trabajo pasa por otro cambiador de calor donde es enfriado hasta $5 \text{ }^\circ\text{C}$ por una corriente de amoníaco que entra a $0 \text{ }^\circ\text{C}$, 500 kPa y sale a $0 \text{ }^\circ\text{C}$, 100 kPa . Finalmente tiene lugar una expansión en una turbina de rendimiento adiabático 0,87,

seguido de una expansión hasta la atmósfera en una tobera de rendimiento adiabático 0,96. Sabiendo que las velocidades son pequeñas excepto en la tobera, se pide:

- a) Gasto de aire refrigerado.
 - b) Potencia mínima necesaria si como única fuente térmica se tiene la atmósfera.
 - c) Presión que debe proporcionar el compresor.
 - d) Temperatura a la entrada del cambiador de calor con el amoníaco.
 - e) Gasto de amoníaco y potencia consumida por la instalación.
- 18.5. En una instalación deportiva se necesita, por una parte, evacuar 80 kW para mantener una pista de hielo a 0 °C y, por otra, calentar 0,5 kg/s de agua hasta 60 °C, para usos sanitarios, estando la atmósfera a 10 °C y $0,9 \cdot 10^5$ Pa. Se desea calcular:
- a) El trabajo mínimo necesario en ausencia de otras fuentes térmicas.
 - b) La energía necesaria para calentar el agua en un calentador a gas, con rendimiento térmico del 80%, y la necesaria para hacer operar una máquina frigorífica que funciona con R-12, con un compresor de rendimiento isentrópico 0,85 y 5 °C de salto mínimo de temperatura en los cambiadores de calor.
 - c) El trabajo mínimo necesario si se usase una única bomba de calor (de Carnot).
 - d) El trabajo mínimo necesario si en el apartado c) se utilizase la máquina de R-12 descrita en b) como bomba de calor.
 - e) El trabajo mínimo necesario si se usasen dos bombas de calor (de Carnot) entre las temperaturas más convenientes.
- 18.6. Para deshumidificar una corriente de $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire atmosférico de temperatura seca 35 °C y temperatura húmeda 30 °C, se hace pasar por el evaporador de una máquina refrigerante, saliendo a 15 °C. La máquina refrigerante es de R-12, opera entre unas temperaturas de cambio de fase de 0 °C y 50 °C y tiene un compresor de rendimiento 0,7. Se pide:
- a) Esquema de la instalación y diagramas termodinámicos de los procesos.
 - b) Calor intercambiado en el evaporador.
 - c) Cantidad de agua extraída.
 - d) Flujo másico de R-12 y eficiencia de la máquina refrigerante.
 - e) Potencia consumida.
 - f) Temperatura máxima a la que se podría calentar la corriente de aire de salida.
- 18.7. Se desea obtener 100 kg/hora de nitrógeno líquido partiendo del gas en condiciones ambientes. Para ello se va a utilizar una cascada de 5 compresores que elevarán la presión hasta 15 MPa con rendimiento adiabático 0,86 (con enfriamiento intermedio hasta la atmósfera), y el licuador propiamente dicho, donde el nitrógeno pasa por un serpentín y descarga en una válvula hasta la presión atmosférica. Se pide:
- a) Potencia mínima necesaria (camino perfecto).
 - b) Presiones intermedias óptimas.
 - c) Fracción de gasto licuado.
 - d) Potencia necesaria y rendimiento exergético de la planta.
- 18.8. Se desea obtener 20 kg/h de etileno líquido a 100 kPa a partir de gas a 30 °C y 100 kPa. El etileno (gas) se comprime isotérmicamente hasta 1 MPa. La expansión tiene un rendimiento adiabático de 0,6, y el gas que sale del licuador regresa a la entrada del equipo de compresores a temperatura ambiente. Se pide:
- a) Representación del proceso en el diagrama T - s .
 - b) Potencia mínima necesaria teniendo como única fuente térmica la atmósfera.
 - c) Potencia necesaria para la compresión.
 - d) Temperatura a la salida del expansor.

- e) Sabiendo que se va a obligar a que la temperatura de entrada al licuador sea la misma que la de salida del expansor, calcular la fracción licuada.
- f) Fracción que debe ser derivada hacia el expansor para conseguir las condiciones expuestas en e).
- g) Potencia real consumida.

18.9. Se desea producir hielo seco a partir de CO_2 en condiciones ambientes. Se pide:

- a) Trabajo mínimo necesario.
- b) Trabajo mínimo necesario si se utiliza una instalación compuesta de tres compresores de rendimiento 0,8 con enfriamiento intermedio hasta 5°C por encima de la temperatura ambiente, y una válvula para la expansión brusca hasta la presión ambiente.
- c) Trabajo mínimo necesario si se utiliza la instalación de la Fig. P-18.9, compuesta de un compresor de rendimiento 0,7 que comprime de 100 kPa a 555 kPa, un enfriador con agua ambiente hasta 30°C , otro compresor de rendimiento 0,7, otro enfriador como el anterior, un refrigerador de amoníaco que enfría el CO_2 hasta -15°C con una eficiencia de 2,9, una válvula, un separador de vapor, otra válvula y la cámara de nieve, como se indica en la figura. Calcular también las relaciones de gasto másico circulante.

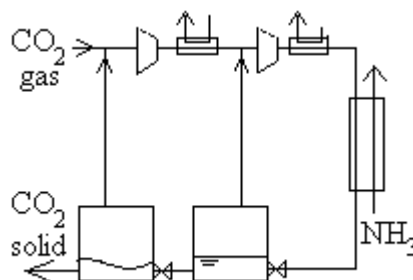


Fig. P-18.9.

18.10. Para refrigerar un local a -10°C en un ambiente a 20°C se va a usar una máquina de R-12 con temperaturas de evaporador y condensador de -20°C y 30°C , respectivamente. El vapor sale del evaporador a -15°C , entra en un intercambiador de calor, saliendo a 18°C , pasa por el compresor, luego pasa por el condensador, de donde sale a 25°C , luego pasa por el otro lado del intercambiador de calor antedicho, y finalmente por la válvula de expansión que le da entrada al evaporador. Sabiendo que evacua $9,65\text{ kW}$ del local y que consume $3,82\text{ kW}$, se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama $p-h$ de la evolución.
- b) Presiones de funcionamiento.
- c) Gasto másico necesario.
- d) Rendimiento isentrópico de la compresión.
- e) Temperatura de entrada a la válvula.
- f) Diferencia de temperatura media logarítmica y área necesaria para el intercambiador, suponiendo que el coeficiente global de transmisión de calor es de $50\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

18.11. Una cierta instalación de calefacción solar con bomba de calor consta de los siguientes equipos. Los colectores solares, donde una corriente de agua de 1 litro por segundo recibe 20 kW , una bomba de circulación que da un incremento de presión de 5 m de columna de agua y un cambiador de calor donde se evapora freon 12, que es el fluido de trabajo de la bomba de calor, la cual opera entre 6 y 16 atm, siendo 0,8 el rendimiento adiabático del compresor. El condensador sirve para calentar una corriente de aire de 1 kg/s . Suponiendo que el rendimiento de los cambiadores de calor es 0,7 se pide:

- a) Temperaturas de funcionamiento de la bomba de calor.
- b) Temperaturas de entrada y salida en los colectores solares.
- c) Gasto circulante de R-12 y potencia consumida en el compresor.
- d) Temperatura de salida del aire.

- 18.12. En una piscina cubierta climatizada se necesita renovar 1,3 kg/s de aire. La entrada del exterior es a 5 °C, $\phi=0,2$, y la salida a 29 °C, $\phi=0,98$, siendo la presión ambiente 90 kPa. Para ahorrar combustible se piensa utilizar una bomba de calor de R-12, para recuperar el calor del aire eliminado. El compresor de la bomba es movido por un motor de explosión de cuatro tiempos que funciona a 1500 rpm, tiene una cilindrada de 950 cm³, una relación de compresión de 9, y alcanza una presión máxima de 40 bar. Se desea calcular:
- Energía que hay que aportar en ausencia de la bomba de calor.
 - Calor que debe proporcionar el combustible en el motor y trabajo al eje.
 - Calor que es capaz de bombear la bomba de calor.
 - Energía que hay que aportar, en total, usando la bomba de calor, sabiendo que el 90% del calor evacuado por el motor (refrigeración más escape) es aprovechado también mediante un cambiador de calor para calentar el aire a la entrada de la piscina.
- 18.13. Para un sistema de acondicionamiento de aire se utiliza una bomba térmica de R-12 cuyo compresor (volumétrico) tiene 1 litro de cilindrada total, funciona a 3000 rpm y da una relación de presiones de 4, suponiéndose que tanto el rendimiento volumétrico como el isentrópico son la unidad. El aire se toma de la atmósfera a 94 kPa, 5 °C y 20% de humedad relativa y, tras pasar por la bomba de calor y por un humidificador adiabático, sale a 23 °C. Sabiendo que los cambiadores de calor de la bomba requieren un salto mínimo de 5 °C y que ésta incorpora un intercambiador para subenfriar el condensado y a la vez sobrecalentar el vapor de R-12 en 5 °C antes de la entrada al compresor, se pide;
- Esquema de las evoluciones de R-12 y el aire húmedo en los diagramas $T-s$ y $h-w$, respectivamente.
 - Potencia necesaria, eficiencia energética y exergética de la bomba.
 - Gasto de aire.
 - Humedad relativa del aire a la salida y consumo de agua.
 - Trabajo mínimo necesario disponiendo libremente de la atmósfera.
- 18.14. Para el acondicionamiento de una nave industrial se toma 1,3 m³/s de aire atmosférico a 92 kPa, con temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de 25 °C y 21 °C. Dicha corriente es enfriada en el evaporador de una bomba de calor hasta 10 °C, calentándose a continuación en el condensador de la bomba, la cual tiene un compresor de rendimiento adiabático 0,8 que bombea freon-12 desde 0,35 MPa hasta 1,5 MPa. Se pide:
- Esquema de la instalación y representación de los procesos en los diagramas termodinámicos apropiados.
 - Humedad relativa, temperatura de rocío y densidad del aire a la entrada.
 - Temperaturas del freon-12 en los cambiadores de calor y gasto circulante.
 - Potencia consumida en la instalación.
 - Estado del aire húmedo a la salida.
 - Temperatura de saturación adiabática a la salida.
- 18.15. Se desea mantener a presión atmosférica un tanque esférico de 10 m³ de amoníaco en estado bifásico, para lo que será necesario compensar la entrada de calor del exterior, que tiene lugar a razón de 1 W·m⁻²·K⁻¹. Para ello se toma un pequeño flujo de vapor de amoníaco, se comprime, y se condensa (enfriándolo con aire atmosférico) a 10 °C por encima de la temperatura ambiente, volviendo a introducir el amoníaco en el depósito a través de una válvula. Se pide:
- Esquema de la instalación y diagrama $T-s$ del proceso.
 - Temperatura interior.
 - Relación de presiones que debe dar el compresor.
 - Temperatura de salida del compresor.
 - Calor a evacuar.

- f) Calcular una aproximación lineal para la entalpía de vaporización del amoníaco, en la forma $h_{lv}(T)=A+BT$, con A y B constantes obtenidas a partir del modelo de estados correspondientes en los puntos $T_R=0,75$ y $T_R=0,85$.
- g) Calcular las entalpías de cambio de fase en el condensador y en el evaporador.
- h) Gasto másico circulante de amoníaco y potencia del compresor.
- i) Rendimiento exergético.
- 18.16. Para deshumidificar un sótano donde se acaban de realizar obras de albañilería y la humedad es del 90% a 15 °C, se va a usar un circuito refrigerador, recogiendo el agua de condensación. Suponiendo que el fluido de trabajo es R-12, que en régimen estacionario es bombeado a razón de 0,01 kg/s de 0,2 MPa a 0,7 MPa por un compresor de rendimiento isentrópico 0,75, y que los saltos mínimos de temperatura en el evaporador y el condensador son de 5 °C, y que se fuerza a pasar a su través aire ambiente con un ventilador de 50 W, se pide:
- a) Humedad absoluta y temperatura de rocío en el recinto.
- b) Potencia total consumida por el refrigerador (compresor + ventilador).
- c) Flujo de agua condensable.
- d) Potencia calorífica comunicada al aire ambiente.
- 18.17. Se pretende hacer un ensayo de transmitancia térmica global de un paramento colocándolo de medianera entre los dos extremos de un recinto de paredes muy aislantes de $2 \times 2 \times 4 \text{ m}^3$ (es decir, el paramento divide el recinto en dos espacios incomunicados de $2 \times 2 \times 2 \text{ m}^3$). Para ello se va a mantener una diferencia de 30 °C entre ambos espacios, y para minimizar las pérdidas al exterior se pretende mantener un espacio a 15 °C sobre la temperatura ambiente (que es de 17 °C) y el otro a 15 °C por debajo, ayudando a conseguir la uniformidad de la temperatura interior sendos ventiladores de 30 W cada uno. Se espera conseguir una transmisión de calor de $3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ a través del paramento. Se pide:
- a) Hacer un esquema de la instalación, determinando la potencia mínima necesaria (límite termodinámico).
- b) Hacer un esquema de la instalación, suponiendo que se va a usar un calefactor eléctrico para calentar y una máquina de R-12 para refrigerar, con 5 °C de salto mínimo en los cambiadores y 80% de rendimiento adiabático del compresor, determinando la potencia necesaria.
- c) Hacer un esquema de la instalación, suponiendo que se va a usar una máquina de R-12 similar a la anterior para satisfacer ambos cometidos: refrigerar y calentar, determinando la potencia necesaria.
- 18.18. Se desea enfriar una corriente de 5 litros por segundo de agua desde la temperatura ambiente, que es de 32 °C, hasta 2 °C. Se pide:
- a) Coste energético mínimo.
- b) Presiones de funcionamiento de una máquina de R-12 que consiguiera el efecto deseado con saltos mínimos de temperatura de 5 °C en los cambiadores.
- c) Consumo energético en el caso anterior.
- d) Consumo energético considerando un rendimiento isentrópico del 75% para el compresor y un sobrecalentamiento de 5 °C antes de la entrada del compresor, a expensas de un enfriamiento del líquido a la salida del condensador.
- 18.19. Una máquina de R-12 para refrigerar un local a -10° C, estando la atmósfera a 10 °C, funciona con saltos mínimos de temperatura de 8 °C en los cambiadores. Se pide:
- a) Representación de la evolución en los diagramas $T-s$ y $p-h$.
- b) Presiones de funcionamiento.
- c) Rendimiento energético y exergético.

- d) Suponiendo que los gases a la salida del evaporador se usan para enfriar el líquido condensado antes de la válvula, determinar las temperaturas extremas y los nuevos valores del rendimiento energético y exergético.
- e) Comparar los resultados obtenidos usando los datos del diagrama del R-12, respecto a un modelo de gas y líquido perfectos y la presión de vapor que da la ecuación de Antoine.
- 18.20. Una máquina refrigerante que utiliza R-12 se usa para enfriar una corriente de aire atmosférico de 0,1 kg/s desde las condiciones ambiente de 94 kPa, 30 °C y 40% de humedad hasta 5 °C. Se pide:
- a) Hacer un esquema de la instalación y de las evoluciones del aire en el diagrama $h-w$ y del R-12 en el $p-h$.
- b) Determinar los estados del ciclo del R-12 sabiendo que los saltos térmicos a través de los intercambiadores han de ser como mínimo de 5 °C.
- c) Calcular la potencia necesaria para el compresor, así como el gasto circulante de R-12.
- 18.21. Se trata de la climatización de verano de un edificio de oficinas de 25 plantas, en Madrid, cuya carga térmica a evacuar se ha estimado en 3 MW, para unas condiciones exteriores de 35 °C y 40% de humedad y unas condiciones interiores medias de diseño de 23 °C y 50% de humedad. Se pide:
- a) Coste energético mínimo necesario, despreciando el efecto de la humedad..
- a) Flujo de aire y de agua de aportación/eliminación necesarios, suponiendo que la climatización se consigue mediante un circuito cerrado de aire, enfriado desde 26 °C hasta 20 °C (para que la media sea los 23 °C) en el evaporador de una máquina de refrigeración de R-12. Esquema de la instalación.
- b) Coste energético suponiendo que los cambiadores de calor trabajan a 10 °C y 45 °C y el rendimiento del compresor es del 80%.
- c) Variación de los resultados anteriores al tener en cuenta que en realidad se recicla sólo un 75% del aire, renovando el otro 25% con aire ambiente.
- 18.22. Se piensa utilizar una bomba de calor con el doble objetivo de calentar el agua de una piscina y deshumidificar el aire del recinto. Supóngase que se utiliza una máquina de R-12 de 10 kW (consumo del compresor) funcionando entre el agua, que está a 28 °C y el aire, que está a 22 °C, y considérese un salto mínimo en los cambiadores de 5 °C. Se pide:
- a) Presiones de trabajo del R-12.
- b) Definición y cálculo de coeficientes de mérito energéticos y exergéticos apropiados.
- c) Calor comunicado al agua.
- d) Esquema del deshumidificador y estimación del flujo condensado.
- 18.23. En una instalación alimentaria de congelación rápida se desea enfriar una carga a granel de una tonelada por hora de filetes de merluza desde la temperatura ambiente de 25 °C hasta -25 °C con un caudal de aire que pase de -50 °C a -30 °C, siendo la presión ambiente de 94 kPa. Las propiedades térmicas de la carga, se pueden asimilar a las del agua inmovilizada que contiene, que se supondrá es del 100% (aunque en realidad es del 70%). Se pide:
- a) Energía mínima necesaria para satisfacer las exigencias de la carga.
- b) Energía mínima necesaria para la recirculación del aire en esas condiciones, y gasto másico de éste.
- c) Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 de doble etapa, con compresión y expansión intermedia a una única cámara, con salto mínimo de 5 °C a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico de los compresores de 0,75, calculando los gastos circulantes.
- d) Esquema de la instalación.
- 18.24. Se piensa rehabilitar como hotel rústico un antiguo balneario que dispone de un manantial geotérmico de 0,4 kg/s de agua salobre a 30 °C, que se aprovecharía para la calefacción. Se trata de calefactar un volumen de 15x15x10 m³ cuyo coeficiente global de transmisión de calor con el

exterior se estima en $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, para una temperatura interior de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ y una exterior de $-5 \text{ }^\circ\text{C}$. Se pide:

- a) Calor a suministrar al recinto y coste energético mínimo (sin considerar el manantial).
- b) Calor que se podría obtener del agua del manantial y exergía de la corriente.
- c) Coste energético mínimo de calefacción aprovechando el manantial y coste real utilizando una bomba de calor de R12 con $10 \text{ }^\circ\text{C}$ de salto térmico mínimo en los cambiadores y rendimiento adiabático del compresor del 75%.

18.25. Se trata del análisis energético de un secadero de malta (cebada germinada a remojo, donde el almidón se ha transformado en azúcar, que, una vez secada en caliente, i.e. tostada, se usa en la fabricación de cerveza y whisky). Aunque realmente suele hacerse el secado en tandas con bandejas perforadas, supóngase aquí que se hace en continuo soplando aire a $70 \text{ }^\circ\text{C}$ a contracorriente en un secadero en el que entran 150 toneladas/día de producto (malta) a $17 \text{ }^\circ\text{C}$ y con 45% de agua en peso, saliendo prácticamente a $70 \text{ }^\circ\text{C}$ y con 4% de agua. El aire a $70 \text{ }^\circ\text{C}$ se obtiene calentando aire desde las condiciones ambiente: $15 \text{ }^\circ\text{C}$, 93 kPa y 60 % de humedad. Se pide:

- a) Estimar la potencia térmica que requiere la evaporación del agua del producto, y compararla con la requerida para calentar el producto seco suponiendo que su capacidad térmica es de $2000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.
- b) Establecer el balance másico de H_2O y el balance energético del secadero despreciando el posible aporte de agua en el precalentamiento del aire.
- c) Estimar la humedad absoluta de salida del aire del secadero, suponiendo que sale saturado, y calcular el gasto de aire.
- d) Calcular el consumo energético de combustible de $40 \text{ MJ}/\text{kg}$ de poder calorífico, usando un quemador para calentar el aire.
- e) Presiones de trabajo de una bomba de calor de R-12, con $5 \text{ }^\circ\text{C}$ de salto térmico mínimo, para sustituir el quemador.

18.26. Se necesita evacuar 100 kW de un local durante el día, desde las 7 horas hasta las 19 horas, y nada durante la noche. Supóngase que la temperatura media exterior es de $30 \text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura que se desea mantener en el interior es de $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Se pide:

- a) Potencia eléctrica que se necesitaría si se dispusiera de una máquina de Carnot, operando entre la temperatura interior y la exterior con saltos térmicos de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ en los cambiadores de calor. Estudiar si sería más rentable usar una gran masa de hielo fundente como acumulador de frío, que fuera regenerado usando una máquina de Carnot con $5 \text{ }^\circ\text{C}$ de salto térmico, suponiendo que la electricidad nocturna cueste a mitad de precio que la diurna.
- b) Potencia eléctrica que consumiría en el primer caso una máquina de R-12 con $5 \text{ }^\circ\text{C}$ de salto térmico y 85% de rendimiento isentrópico del compresor.

18.27. El compresor de una máquina refrigerante trabaja entre 150 kPa y 750 kPa con un caudal de $0,1 \text{ kg}/\text{s}$ y un rendimiento isentrópico del 70% de R-12. Se pide:

- a) Esquema de componentes y estados, y su representación en los diagramas $T-s$ y $p-h$.
- b) Estado a la salida de la válvula de expansión.
- c) Eficiencia térmica del ciclo.
- d) Capacidad de refrigeración y temperatura mínima alcanzable en la carga frigorífica.

18.28. Un viejo refrigerador de R12 funciona con presiones de 150 kPa y 950 kPa , con un gasto másico de $10 \text{ kg}/\text{min}$ y un rendimiento isentrópico de compresión del 70%. Se pide:

- a) Esquema de componentes, diagramas $p-h$ y $T-s$ de los procesos, y fracción másica de vapor a la salida de la válvula.
- b) Capacidad de refrigeración y temperatura mínima práctica de trabajo.
- c) Rendimientos energético y exergético de la instalación.

- 18.29. Se quiere enfriar un gasto de 5 L/min de agua desde 15 °C hasta 5 °C con una máquina refrigerante simple de R134a. Se pide:
- Calor a evacuar y trabajo mínimo necesario.
 - Presiones de funcionamiento para dejar un salto mínimo de 5 °C en los cambiadores.
 - Potencia consumida con un compresor de rendimiento 0,7.
 - Rendimientos energético y exergético de la instalación.
- 18.30. Para calentar un local se va a usar una bomba de calor que funciona con R134a entre 250 kPa y 1 MPa, utilizando como fuente térmica aire atmosférico a 10 °C y 60% de humedad relativa. Para que no se forme escarcha en el vaporizador, se va a poner a la entrada del conducto que toma el aire exterior un desecador (una sustancia que absorbe agua y luego se regeneraría aparte). Se pide:
- Esquema del proceso que sufre el fluido refrigerante en los diagramas $T-s$ y $p-h$.
 - Esquema del proceso que sufre el aire de entrada al vaporizador en los diagramas $h-w$.
 - Temperatura de rocío del aire exterior.
 - Humedad del aire tras el desecador para impedir que se forme hielo en el vaporizador.
- 18.31. Se trata de eliminar 1,5 kg/h de vapor de agua del aire del recinto de una piscina cubierta, que está a 21 °C y 70%HR. Para ello se extrae un flujo de aire de 0,1 kg/s que se hace pasar primero por el vaporizador de una máquina de refrigeración de R134a, donde se deshumidificar, y luego por el condensador de dicha máquina, retornándose el aire al recinto de la piscina. Considerando que los cambiadores van a trabajar con un salto térmico mínimo de 8 °C, y un rendimiento del 75% para el compresor, se pide:
- Hacer un esquema de la instalación, y del proceso sufrido por el aire en un diagrama $h-w$.
 - Estado del aire tras el vaporizador.
 - Diagrama $p-h$ del proceso sufrido por el refrigerante, indicando la elección apropiada de las temperaturas de trabajo.
 - Consumo energético.
 - Estado del aire de retorno a la piscina.
- 18.32. Se desea obtener una corriente de aire de 1 m³/min en condiciones de 17 °C y 70% de humedad relativa, a partir de un ambiente a 37 °C, 30%HR y 93 kPa, usando una máquina refrigerante de compresión de vapor de R134a con saltos mínimos en los cambiadores de 7 °C y rendimiento isentrópico del compresor del 80%. Se pide:
- Determinar la cantidad de agua que es necesario añadir o extraer.
 - Gasto volumétrico de aire ambiente necesario.
 - Temperaturas de funcionamiento de la máquina.
 - Gasto circulante de refrigerante.
 - Coste de operación.
- 18.33. Para un túnel de congelación, se quiere obtener un flujo de 1 kg/s de aire a -35 °C a partir de aire ambiente a 20 °C. Se piensa usar una máquina de refrigeración por compresión mecánica de vapor de amoníaco con rendimiento isentrópico del compresor del 75% y 5 °C de salto mínimo en los cambiadores. Se pide:
- Determinar el calor a evacuar y el trabajo mínimo necesario (límite termodinámico).
 - Determinar las presiones de funcionamiento de la máquina.
 - Determinar las entalpías en los puntos característicos del ciclo.
 - Determinar el flujo de refrigerante necesario.
 - Determinar el consumo del compresor.
- 18.34. Una máquina de refrigeración de doble ciclo en cascada, tiene un ciclo simple de compresión de vapor de CO₂ que toma 1 kW de calor de un recinto a -50 °C, y lo cede a -10 °C a un circuito simple de compresión de vapor de NH₃, que lo bombea finalmente al ambiente, que está a 30 °C.

Suponiendo rendimientos isentrópicos del 85% para los compresores, y salto mínimo de 5 °C en los cambiadores, se pide:

- a) Esquema de los procesos en un diagrama combinado $T-s$.
 - b) Flujo másico de CO_2 necesario.
 - c) Potencia necesaria para el compresor de CO_2 .
 - d) Flujo másico de NH_3 necesario.
- 18.35. Para suministrar 1 kg/s de agua caliente a 70 °C a partir de un ambiente a 15 °C, se piensa utilizar una bomba de calor por compresión de vapor de dióxido de carbono, funcionando entre 4 MPa y 10 MPa. Sabiendo que el compresor tiene un rendimiento isentrópico del 80%, y que el fluido de trabajo entra a la válvula de expansión a 30 °C, se pide:
- a) Hacer un esquema de los procesos en un diagrama $T-s$.
 - b) Entalpías en los vértices del ciclo.
 - c) Rendimiento energético del ciclo.
 - d) Potencia necesaria del compresor.
 - e) Potencia mecánica mínima para conseguir el objetivo inicial (límite termodinámico).
- 18.36. Se quiere deshumidificar un flujo de aire de 0,1 kg/s, para que pase de las condiciones ambiente de 30 °C y 70% HR a 20 °C y 50 % HR, mediante una máquina de refrigeración por compresión de vapor de amoníaco. Se pide:
- a) Esquema de los procesos correspondientes en los diagramas $h-w$ del aire húmedo y $p-h$ del amoníaco.
 - b) Potencia de refrigeración necesaria, y temperatura del vaporizador de amoníaco necesaria para que haya un salto de 5 °C en el cambiador.
 - c) Potencia mínima para el compresor.
- 18.37. Un equipo de aire acondicionado debe tomar 0,25 kg/s de aire de un local a 25 °C, y enfriarlo hasta 5 °C. Sabiendo que la potencia de refrigeración necesaria para ese cometido (teniendo en cuenta la condensación del aire húmedo) es de 11 kW, que se va a usar una máquina de R134a con saltos mínimos de 5 °C en los cambiadores, y que el aire ambiente está a 35 °C, se pide:
- a) Esquema de los procesos en el diagrama $T-s$, indicando los valores de las temperaturas representativas.
 - b) Calcular el gasto másico de gas circulante requerido, usando el modelo de sustancia perfecta (MSP).
 - c) Calcular la potencia necesaria del compresor (tómese un rendimiento del 75%), y la eficiencia energética de la máquina (modelo MSP).
 - d) Volver a resolver el problema con ayuda del diagrama $p-h$ del R134a.
- 18.38. Un equipo de refrigeración en cascada utiliza un ciclo de propano para evacuar calor de la carga, que está a -33 °C, condensando en el vaporizador de un ciclo de dióxido de carbono transcrito que opera con presiones de 4 MPa y 8 MPa. Sabiendo que en el ciclo de propano circulan 0,1 kg/s, que el ambiente está a 25 °C, y que hay 5 °C de salto mínimo en todos los cambiadores, se pide:
- a) Determinar los estados termodinámicos del ciclo de dióxido de carbono con ayuda de su diagrama $p-h$.
 - b) Determinar con el modelo de sustancia perfecta los estados termodinámicos del ciclo de propano.
 - c) Gasto circulante de dióxido de carbono.
- 18.39. Para obtener una corriente de 0,1 kg/s de aire a -20 °C a partir del ambiente, que se supondrá a 20 °C y 94 kPa, se piensa usar un refrigerador de R134a con dos vaporizadores y un solo compresor, como se esquematiza en la figura; en el primer vaporizador el aire pasaría de 20 °C a 0 °C, y en el segundo de 0 °C a -20 °C. Suponiendo un rendimiento isentrópico de 0,8 para el compresor, y un salto mínimo de 5 °C en todos los cambiadores de calor, se pide:

- Temperaturas de cambio de fase, presiones en los tres intercambiadores, y diagrama $T-s$ de la evolución del refrigerante.
- Calor a evacuar en el vaporizador de baja presión, y gasto másico de refrigerante necesario.
- Balance energético en el vaporizador de alta, y gastos másicos de refrigerante involucrados.
- Condiciones de entrada y salida del compresor, y potencia necesaria.

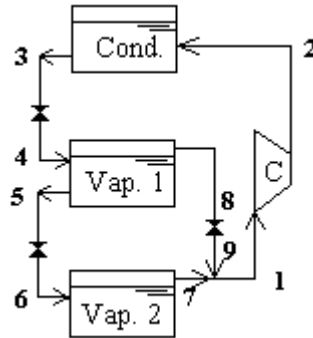


Fig. P-18.39.

- Para enfriar una corriente de aire desde unas condiciones atmosféricas de 90 kPa, 30 °C y 50% de HR, hasta 10 °C, se usa una máquina de R134a cuyo compresor toma 0,03 kg/s de vapor saturado a 300 kPa y lo comprime hasta 1 MPa y 60 °C. La entrada a la válvula es a 36 °C y la caída de presión en los cambiadores es despreciable. Se pide:
 - Diagramas termodinámicos de los procesos (para el refrigerante y para el aire húmedo).
 - Temperaturas de cambio de fase en los cambiadores.
 - Condiciones a la salida de la válvula.
 - Potencia de refrigeración.
 - Potencia del compresor.
 - Eficiencia energética de la máquina.
 - Gasto másico de aire que puede refrigerarse.
 - Cantidad de agua que condensa.
- Para enfriar 10 °C una corriente de 0,15 kg/s aire, se va a usar una máquina de R134a cuyo compresor toma el vapor saturado a 400 kPa y lo suelta a 1 MPa y 50 °C. Suponiendo que la caída de presión en los cambiadores puede despreciarse. Se pide:
 - Diagrama termodinámico de los procesos que sufre el refrigerante, indicando las temperaturas de cambio de fase en los cambiadores.
 - Condiciones a la salida de la válvula.
 - Gasto másico de refrigerante y potencia que consume el compresor.
 - Eficiencia energética de la máquina.
 - Temperatura mínima a la que podría enfriarse el aire, y humedad inicial máxima para que no haya condensación.
- Se quiere obtener una corriente de 1 kg/s de aire a -25 °C a partir del ambiente, que se supondrá a 20 °C y 94 kPa. Para ello se piensa usar una máquina refrigerante de compresión de vapor de NH₃ (R717), con presiones máxima y mínima de 1 MPa y 0,1 MPa, con un compresor de rendimiento isentrópico 0,8. Se pide:
 - Calor a evacuar, y potencia mecánica mínima necesaria para refrigerar el aire (límite termodinámico).
 - Temperaturas de cambio de fase del NH₃, saltos térmicos en los cambiadores, y diagramas $T-s$ y $p-h$ de la evolución.
 - Potencia demandada por el compresor, temperatura a la salida, y gasto másico de refrigerante necesario.
 - Determinar la fracción másica de vapor de NH₃ a la salida de la válvula con el modelo de sustancia perfecta.

- 18.43. Se desea enfriar desde $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ una corriente de $0,15\text{ kg/s}$ aire usando una máquina de R134a cuyo compresor toma el vapor a 400 kPa y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, y lo suelta a 1 MPa y $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tras la compresión y el condensador, y antes de entrar en la válvula de expansión, el fluido de trabajo pasa por un intercambiador de calor donde es enfriado a contracorriente con el vapor que sale saturado del evaporador. Suponiendo que la caída de presión en los cambiadores puede despreciarse. Se pide:
- Diagrama termodinámico de los procesos que sufre el refrigerante.
 - Condiciones a la entrada de la válvula.
 - Condiciones a la salida de la válvula.
 - Gasto másico de refrigerante, potencia del compresor y eficiencia energética de la máquina.
 - Humedad inicial máxima para que no haya condensación, indicando el cambio que tendría una mayor humedad inicial en los resultados anteriores.
- 18.44. Considérese el siguiente problema para el aire acondicionado de un avión con 200 pasajeros volando en crucero a 250 m/s con unas condiciones exteriores de 22 kPa y $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se quiere que las condiciones en cabina sean de 82 kPa y $22\text{ }^{\circ}\text{C}$; se estima que la pérdida de calor por las paredes es de 60 kW , y la ganancia interior es de 15 kW debido a los equipos, más 100 W por pasajero, y las normas exigen una entrada de aire exterior de 6 g/s por pasajero. Suponiendo un rendimiento isentrópico del 85% para compresores y turbinas, se pide:
- ¿Se trata de un problema de calefacción o de refrigeración? Determinar la temperatura a la que hay que introducir el aire en la cabina, suponiendo que la mezcla en ella es muy eficiente y el aire viciado sale a la temperatura de cabina (sin recirculación).
 - Si ese aire se toma del exterior (comprimido dinámicamente) a través de un compresor que lo comprime hasta la presión de cabina, ¿a qué temperatura saldría del compresor? ¿Qué potencia se necesitaría?
 - En lugar de comprimir hasta la presión de cabina, se va a extraer el aire necesario de una etapa intermedia del compresor del motor principal, a 200 kPa . Este flujo sangrado se enfría en un cambiador de calor CC1 (con aire exterior) de donde sale a 160 kPa y $110\text{ }^{\circ}\text{C}$; luego pasa por un compresor C que lo comprime hasta 300 kPa ; posteriormente se enfría en otro cambiador CC2 del que sale a 250 kPa y $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, y finalmente se expande en una turbina T (que mueve el compresor C) antes de entrar en cabina. Hacer un esquema de la instalación, y del proceso que sufre el aire en un diagrama T-s.
 - Determinar los estados intermedios y la temperatura de salida de la turbina.
 - Determinar el balance neto de potencia de la turbina T y el compresor C (que van montados en un mismo eje).
- 18.45. Para mantener un cierto local a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, estando el aire exterior a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 94 kPa y 90% HR, se necesita aportar 3 kW , lo cual se piensa hacer con una bomba de calor, que usa R134a, funcionando con temperaturas de trabajo tales que el salto térmico mínimo en los cambiadores sea de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, y con rendimiento del compresor del 65% . Se pide:
- Esquema del proceso, y presiones y temperaturas en los diferentes estados del ciclo.
 - Potencia necesaria para la compresión, y gasto circulante de refrigerante.
 - Rendimientos energético y exergético (respecto a los datos de partida).
 - Estimar la cantidad máxima de agua condensada.
- 18.46. Se quiere evacuar una potencia térmica de 10 kW de una carga que está a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ mediante una máquina refrigerante que echa el calor a un ambiente a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. El fluido de trabajo va a ser propano, y se va a dejar $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ de salto mínimo en los cambiadores. El compresor, de rendimiento $0,75$, toma el vapor sobrecalentado $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ respecto a la salida del vaporizador. Se pide:
- Presiones y temperaturas en los diferentes estados del ciclo.
 - Potencia necesaria para la compresión, y gasto circulante de refrigerante.

- c) Rendimiento energético y exergético (respecto a los datos de partida).
- 18.47. Se quiere que el equipo de aire acondicionado de un coche sea capaz de evacuar 5 kW del interior del habitáculo, enfriando el aire interior a 10 °C, y evacuando el calor al aire exterior, que está a 50 °C. Suponiendo que se ha de dejar un salto mínimo de 10 °C en los cambiadores, que el rendimiento del compresor va a ser del 70%, y que se va a usar R134a como fluido de trabajo, se pide:
- Esquema de la instalación (indicando qué elementos estarán dentro del habitáculo), y del ciclo del refrigerante (diagrama $p-h$), indicando presiones y temperaturas del fluido de trabajo.
 - Gasto circulante de refrigerante.
 - Potencia mecánica demandada.
 - Esquema del ciclo del refrigerante (diagrama $p-h$), si en vez de R134a se usara CO₂ (R744), indicando presiones y temperaturas adecuadas del fluido de trabajo, limitando la presión máxima a 20 MPa.
- 18.48. Se trata de comparar los intercambios energéticos molares en un ciclo Stirling, con los de un ciclo de Carnot con los mismos valores de temperaturas extremas, 100 K y 300 K, y de presiones al inicio y al final de la compresión isoterma, 0,1 MPa y 2 MPa respectivamente. En concreto, suponiendo que el fluido de trabajo sea helio, se pide:
- Esquema de ambos ciclos superpuestos en un mismo diagrama $T-s$.
 - Valores de la presión en los puntos del ciclo que no son dados en el enunciado (en ambos ciclos).
 - Intercambios energéticos molares en cada etapa de cada ciclo.
 - Intercambios energéticos molares globales en cada ciclo, y rendimiento de refrigeración (COP).
- 18.49. Un equipo de refrigeración personal tipo mochila, para trabajos en un ambiente a 50 °C, consta de un circuito refrigerador por compresión mecánica de vapor de R134a, de un pequeño motor alternativo de combustión de metanol para mover el compresor de R134a y sistemas auxiliares, y de un circuito de agua con tubitos de plástico cosidos al chaleco que debe llevar puesto el operario. El caudal de agua es de 20 cm³/s, entrando al chaleco a 23 °C y retornando a 27 °C al evaporador de R134a. Teniendo en cuenta un salto mínimo de 10 °C en los cambiadores de calor, un rendimiento isoentrópico del 60 % para el compresor, y un consumo auxiliar de 5 W para la bomba del circuito del agua y de 20 W para el ventilador del condensador, se pide:
- Diagramas $T-s$ y $p-h$ del proceso, indicando las temperaturas y presiones de trabajo.
 - Potencia térmica de refrigeración necesaria.
 - Gasto de refrigerante necesario.
 - Potencia que ha de dar el motor térmico.
 - Consumo de combustible suponiendo un rendimiento térmico del 10%.
- 18.50. El equipo de aire acondicionado de un coche, toma 2 kW de potencia del motor. Suponiendo que funciona con R134a con temperaturas de cambio de fase de 0 °C y 60 °C, que el rendimiento del compresor es del 70%, y que el salto mínimo en los cambiadores es de 10 °C, se pide:
- Esquema de la instalación, y del ciclo de refrigeración, indicando presiones y temperaturas de trabajo.
 - Temperatura máxima del fluido de trabajo.
 - Gasto de refrigerante.
 - Capacidad de refrigeración.
 - Rendimiento energético (COP).
- 18.51. Para enfriar un equipo electrónico instalado en la punta del ala de un avión, se piensa incorporar allí el equipo siguiente. Se dispone una toma dinámica donde se decelera una corriente de 0,1 kg/s de aire exterior (supondremos proceso ideal de remanso del estado 0 al 1), la cual pasa por una pequeña turbina (proceso de 1 a 2, con rendimiento isoentrópico 0,85), y después por el equipo a

enfriar, que debe mantenerse a menos de 50 °C. Este flujo de aire, tras enfriar el equipo (proceso de 2 a 3), entra en un compresor de rendimiento 0,80 (proceso de 3 a 4) que lo expulsa al exterior con una velocidad pequeña. Suponiendo que se vuela a 270 m/s en aire a 25 kPa y 250 K, que se ha de dejar un salto de 50 K para que la transmisión de calor sea efectiva, y despreciando la pérdida de presión del aire al pasar por el equipo a enfriar, se pide:

- Cálculo de las condiciones de remanso a la entrada, y esquema en un diagrama $T-s$ de todos los procesos.
- Temperatura de salida de la turbina, en función de la presión de salida de esta (p_2), y potencia generada. Aplicación para $p_2=15$ kPa.
- Determinar el valor de p_2 para que el trabajo que produce la turbina iguale al que consume el compresor.
- Calcular el calor evacuado del equipo.

18.52. Se quiere estimar el coste energético para obtener 1 kg/h de hidrógeno líquido a partir del gas en condiciones ambiente. Se pide:

- Calcular el calor a evacuar y el coste energético mínimo (límite termodinámico).
- Coste energético si se usara un ciclo refrigerador de Carnot con un salto mínimo de 5 °C para transmitir calor con la fuente y el sumidero térmicos.
- Repetir el caso anterior pero suponiendo que se usan dos máquinas de refrigeración, una para extraer calor a 15 K y soltarlo a 80 K, y otra que toma todo ese calor a 75 K para evacuarlo al ambiente, suponiendo que el rendimiento (COP) de dichas máquinas fuera la mitad del de Carnot.
- Ciñéndonos a la última de las máquinas (la de alta temperatura), se va a calcular el coste energético para el siguiente caso práctico. Se toma nitrógeno gaseoso en condiciones ambiente; se comprime hasta 32 MPa usando ocho compresores en serie, de rendimiento 0,85, con enfriamiento intermedio al ambiente; se pasa por un recuperador de calor donde se enfría hasta 150 K, y se estrangula (expansión Joule-Thomson) hasta 100 kPa; recoge el calor que desprende la máquina de baja temperatura, y entra como vapor saturado al recuperador de calor antedicho. Hacer un esquema del proceso en un diagrama $p-h$.
- Establecer las ecuaciones para resolver el apartado anterior.

18.53. El equipo de aire acondicionado de un coche, toma 2 kW de potencia del motor. Suponiendo que se quiera enfriar hasta 10 °C el aire en el evaporador, que el aire del condensador puede estar a 50 °C, que hay que dejar 10 °C de salto mínimo en los intercambiadores, y que el rendimiento isentrópico del compresor de R134a es del 70 %, se pide (resolver con el modelo de sustancia perfectas, y comparar con los datos del gráfico del R134a):

- Esquema de los procesos que sufre el refrigerante, en los diagramas $T-s$ y $p-h$, indicando presiones y temperaturas de trabajo.
- Temperatura máxima del fluido de trabajo.
- Gasto de refrigerante, y fracción másica vaporizada en la válvula.
- Capacidad de refrigeración.
- Rendimiento energético (COP).

18.54. Para mantener un cierto local a 20 °C, estando el aire exterior a 10 °C, 90 kPa y 80% HR, se necesita aportar 4 kW, lo cual se piensa hacer con una bomba de calor, que usa n-butano como fluido de trabajo con temperaturas tales que el salto térmico mínimo en los cambiadores sea de 10 °C, y con rendimiento del compresor del 65%. Se pide:

- Esquema del proceso, y presiones y temperaturas en los diferentes estados del ciclo.
- Potencia necesaria para la compresión, y gasto circulante de refrigerante.
- Rendimientos energético y exergético (respecto a los datos de partida).
- Estimar la cantidad máxima de agua condensada.
- Si el flujo de aire que se hace pasar por el vaporizador de la máquina saliese a 5 °C y no se alterase el ciclo del refrigerante, determinar la cantidad de agua condensada y el caudal de aire.

- 18.55. Considérese el siguiente problema de acondicionamiento de aire en cabina, en régimen estacionario, para un avión en tierra con 200 pasajeros, con unas condiciones exteriores de 94 kPa y 40 °C. Se quiere que las condiciones en cabina sean de 25 °C, y se estima que la entrada de calor por las paredes es de 15 kW, a lo que hay que añadir una ganancia interior de 5 kW debido a los equipos, más 100 W por pasajero. Sabiendo que las normas exigen como mínimo una entrada de aire exterior de 6 g/s por pasajero, se pide:
- Determinar la temperatura a la que hay que introducir el aire acondicionado en la cabina, suponiendo que la mezcla en ella es muy eficiente y el aire viciado sale a la temperatura de cabina (no considerar recirculación), y la cantidad de aire a introducir para que esta temperatura no sea inferior a 0 °C (para evitar la formación de hielo en el acondicionador).
 - Si el acondicionamiento del aire se llevara a cabo con una máquina de R134a con un compresor de rendimiento 0,8 y saltos mínimos en los cambiadores de 5 °C, calcular la potencia mecánica necesaria y el flujo de refrigerante.
 - En realidad, se va a proceder del modo siguiente. Se va a extraer el aire necesario del compresor de la unidad de potencia auxiliar (APU), o de los motores principales, a 250 kPa, el cual se va a enfriar en un cambiador de calor (con aire exterior), de donde sale a 220 kPa y 100 °C; luego pasa por un compresor C que lo suelta a 400 kPa, posteriormente se enfría en otro cambiador del que sale a 350 kPa y 100 °C, y finalmente se expande en una turbina T hasta la presión en cabina. Hacer un esquema del proceso en un diagrama $T-s$.
 - Tomando el mismo rendimiento para compresores y turbinas, un 85 %, determinar los estados termodinámicos en cada etapa del proceso.
 - Calcular el balance neto de potencia de la turbina T y el compresor C, que van montados en un mismo eje, para ver si puede añadirse un ventilador para forzar el flujo de aire ambiente.
- 18.56. Considérese un ciclo de refrigeración con R134a para evacuar 1 kW de una carga a $\square 15$ °C usando un compresor de rendimiento isoentrópico del 65 %, en un ambiente a 25 °C, dejando un salto térmico mínimo de 5 °C en los cambiadores. Se pide:
- Coste energético y rendimiento (COP) en el límite de Carnot (con y sin el salto térmico mínimo).
 - Coste energético y rendimiento de la máquina simple de R134a.
 - Coste energético y rendimiento en el caso de sustituir la válvula por un expansor isoentrópico.
 - Coste energético y rendimiento en el caso de que, antes de introducirlo en el compresor, se hiciese circular el vapor a contracorriente alrededor del tubo capilar que forma la válvula, tomando calor de éste hasta elevarse 5 °C la temperatura del vapor.
- 18.57. Para una cierta aplicación de aire acondicionado, se necesita evacuar 100 kW de un espacio a 275 K en un ambiente a 300 K. Se pide:
- Coste energético si se usara una máquina de R134a con saltos térmicos mínimos de 5 °C y rendimiento isoentrópico del compresor del 70 %, y comparación con el límite termodinámico.
 - En vista de que puede usarse una fuente de calor residual a 350 K, se pretende estudiar la conveniencia de mover el compresor de la máquina refrigerante con un motor térmico (en lugar del motor eléctrico usual), usando un ciclo Rankine con n-butano como fluido de trabajo, con rendimientos isoentrópicos de la turbina y la bomba del 70 % y 50 %, respectivamente, entrando vapor saturado a la turbina. Calcular el rendimiento energético de este ciclo, y compararlo con el límite termodinámico, teniendo en cuenta saltos térmicos mínimos de 5 °C en los cambiadores de calor.
 - Gasto másico de n-butano circulante, y potencia eléctrica que podría generar el motor térmico, dimensionado para mover la máquina de refrigeración, cuando esta no funcionase.
- 18.58. Se quiere estudiar la conveniencia de disponer una máquina de refrigeración con R134a que enfríe en verano la entrada de aire a una turbina de gas natural que aspira 50 m³/s de aire. La turbina tiene una relación de presiones de 20 y una temperatura máxima de 1500 K. Se piensa enfriar el

aire de entrada desde 30 °C hasta 10 °C. Suponer rendimientos isoentrópicos del 85 % para compresores y turbina, y un salto mínimo de 5 °C en los cambiadores de calor. Se pide:

- a) Si no se pone la máquina de refrigeración, calcular el gasto másico de aire, el consumo de combustible, y la potencia neta, en verano (30 °C).
- b) Lo mismo, pero para entrada a 10 °C.
- c) Estados termodinámicos en el ciclo refrigerante.
- d) Calor a extraer del aire en verano para que la entrada sea a 10 °C, y gasto de refrigerante necesario.
- e) Potencia necesaria para la máquina de refrigeración, y potencia neta de la instalación conjunta.