

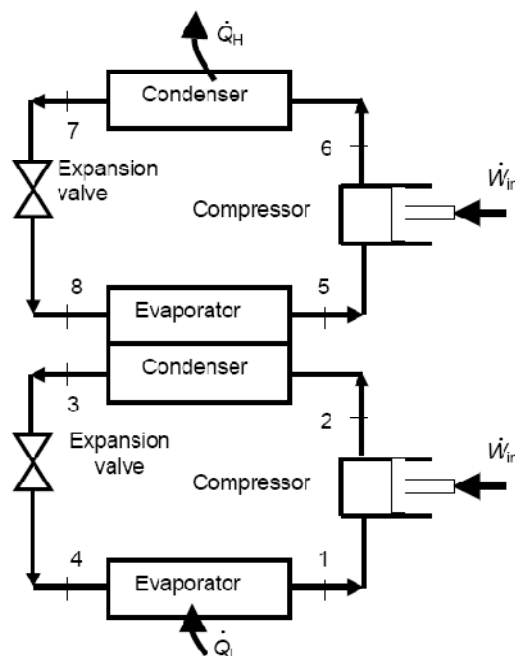


Universidad Simón Bolívar
Departamento de Termodinámica y
Fenómenos de Transferencia
Termodinámica II (TF-2123)
Profesor: Freddy Figueira

Ejercicio en Clase Ciclos de Refrigeración Diagrama P-h

Un sistema de refrigeración en cascada está constituido por dos ciclos ideales de refrigeración, tal como se muestra en la figura. El ciclo de alta temperatura utiliza R-22. El refrigerante sale del condensador a 40°C y del intercambiador de calor a -20°C . El ciclo de baja temperatura usa un refrigerante diferente, R-23, que sale del evaporador a -80°C y del intercambiador de calor con una diferencia de 10°C para garantizar una óptima transferencia de calor. Determine, usando los diagramas P-h adjuntos:

- Presiones del condensador, evaporador y del intercambiador de calor
- Temperatura a la salida de los compresores
- Calidad a la salida de las válvulas
- Trabajo específico de cada compresor
- Calor específico en el condensador
- Calor específico en el evaporador
- Relación de flujo másico de los ciclos
- Coeficiente de de funcionamiento



Solución

Se definen de los estados utilizando los diagramas P-h de los refrigerantes, los valores numéricos a partir del programa CoolPack 4.6, el mismo con el que se construyeron los diagramas (<http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/index.html>)

Ciclo Superior o de alta temperatura (negritas datos conocidos en cada corriente)

Refrigerante: R22 (*CHClF₂*, *Chlorodifluorometano*)

Propiedades críticas:

- T critical = 96,00 °C
- P critical = 4977,40000 kPa

- $v_{\text{critical}} = 0,00191 \text{ m}^3/\text{kg}$

Corriente 5

Se conoce la temperatura ($T_5 = -20^\circ\text{C}$) y que el refrigerante sale como vapor saturado ($x_5 = 0$)

 $T_5 = -20,00 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_5 = 244,8259 \text{ kPa}$ (*Presión del intercambiador del lado del R22*)

$h_5 = 397,48 \text{ kJ/kg}$

$s_5 = 1784,22 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 7

Se conoce la temperatura ($T_7 = 40^\circ\text{C}$) y que el refrigerante debe salir como líquido saturado del condensador ($x_7 = 0$)

 $T_7 = 40,00 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_7 = 1533,5156 \text{ kPa}$ (*Presión del condensador*)

$v_7 = 0,00088 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_7 = 249,67 \text{ kJ/kg}$

$s_7 = 1166,57 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 6

Se sabe que el condensador es isobárico ($P_6 = P_7$) y que el compresor es isentrópico ($s_5 = s_6$)

 $T_6 = 71,00 \text{ }^\circ\text{C}$ (*Temperatura a la salida del compresor del ciclo superior*)

$P_6 = 1533,5156 \text{ kPa}$

$v_6 = 0,01830 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_6 = 444,36 \text{ kJ/kg}$

$s_6 = 1784,22 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 8

Se sabe que el intercambiador de calor es isobárico ($P_8 = P_5$) y que la válvula es isentálpica ($h_8 = h_7$)

 $T_8 = -20,00 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_8 = 244,8259 \text{ kPa}$

$h_8 = 249,67 \text{ kJ/kg}$ (*Mezcla Líquido-vapor*)

Referencias:

- Thermodynamic properties: R.C.Downing. ASHRAE Transactions 1974. Paper No. 2313.
- Thermophysical properties: Thermophysical Properties of Refrigerants. ASHRAE 1976.

Ciclo Inferior o de baja temperatura (negritas datos conocidos en cada corriente)

Refrigerante: R23, (CHF_3 , Trifluorometano)

Propiedades críticas:

- $T_{\text{critical}} = 25,90 \text{ }^\circ\text{C}$
- $P_{\text{critical}} = 4830,00000 \text{ kPa}$
- $v_{\text{critical}} = 0,00191 \text{ m}^3/\text{kg}$

Corriente 1

Se conoce la temperatura a la salida del evaporador ($T_1 = -80^\circ\text{C}$) y que el refrigerante a la entrada del compresor debe ser al menos vapor saturado ($x_1 = 1$)

 $T_1 = -80,00 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_1 = 113,8287 \text{ kPa}$ (esta es la presión del evaporador)
 $v_1 = 0,01830 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_1 = 326,74 \text{ kJ/kg}$
 $s_1 = 1762,85 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 3

Para asegurar una efectiva transferencia de calor, la diferencia de temperaturas en el intercambiador debe ser de al menos 10°C . Esto indica la diferencia mínima de temperatura permitida entre la corriente del ciclo superior y el inferior. Esta diferencia mínima ocurre a la salida del intercambiador, y se sabe que el calor se transfiere desde el R23 al R22 así:

$$T_3 - T_5 = 10^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 10^\circ\text{C} + T_5 = -10^\circ\text{C}$$

También se conoce que el R23 sale como líquido saturado ($x_3=0$) del intercambiador, puesto que este funciona como el condensador para el ciclo de baja temperatura.

$T_3 = -10,00 \text{ }^\circ\text{C}$
 $P_3 = 1891,0887 \text{ kPa}$ (*Presión del intercambiador del lado del R23*)
 $v_3 = 0,00091 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_3 = 183,91 \text{ kJ/kg}$
 $s_3 = 942,12 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 2

Se sabe que el intercambiador de calor es isobárico ($P_2=P_3$) y que el compresor es isentrópico ($s_2=s_3$)

$T_2 = 53,14 \text{ }^\circ\text{C}$ (*Temperatura a la salida del compresor del ciclo inferior*)
 $P_2 = 1891,0887 \text{ kPa}$
 $v_2 = 0,01828 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $h_2 = 406,20 \text{ kJ/kg}$
 $s_2 = 1762,84 \text{ J/(kg K)}$

Corriente 4

Se sabe que el evaporador es isobárico ($P_8=P_5$) y que la válvula es isentálpica ($h_8=h_7$)

$T_4 = -80,00 \text{ }^\circ\text{C}$
 $P_4 = 113,8287 \text{ kPa}$
 $h_4 = 183,91 \text{ kJ/kg}$ (*Mezcla liq-vap.*)

Reference:

Thermodynamic properties: R.C.Downing. ASHRAE Transactions 1974. Paper No. 2313.
Thermophysical properties: N/A

Calculo de la relación de flujo entre el ciclo inferior y el superior

Para obtener la relación de flujos simplemente se realiza un balance de energía alrededor del intercambiador de calor, las suposiciones involucradas en el balance son las siguientes:

- El intercambiador es adiabático
- No hay trabajo
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables con respecto a los cambios de entalpía.
- Este dispositivo, y todo el ciclo, funcionan en estado estacionario.

Así:

$$\dot{m}_{\text{sup}} h_8 + \dot{m}_{\text{inf}} h_2 - \dot{m}_{\text{sup}} h_5 - \dot{m}_{\text{inf}} h_3 = 0 \Rightarrow \dot{m}_{\text{inf}} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{sup}} (h_5 - h_8)$$

Esto implica que todo el calor cedido por el R23 es absorbido por el R22

$$\text{Relación de flujo: } \frac{\dot{m}_{\text{inf}}}{\dot{m}_{\text{sup}}} = \frac{h_5 - h_8}{h_2 - h_3} = \frac{397,48 - 249,67}{406,20 - 183,91} = 0,665$$

Cálculo del coeficiente de desempeño

En el caso de los ciclos de refrigeración en cascada los flujos másicos de cada ciclo son diferentes, por lo que para calcular el coeficiente de desempeño se deben utilizar las tasas de transferencia de calor y la potencia neta. En el caso de que se quiera trabajar cantidades por unidad de masa, i.e. no se conocen los flujos másicos, se debe seleccionar un flujo de referencia, aquí el que pasa por el evaporador, \dot{m}_{inf} :

$$CDF_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto}}}$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_{\text{inf}}} = h_1 - h_4 = 142,83 \text{ kJ / kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{\dot{m}_{\text{inf}}} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{\dot{m}_{\text{sup}}}{\dot{m}_{\text{inf}}} \right) (h_6 - h_5) = 150 \text{ kJ / kg}$$

$$CDF_R = 0,95$$

Los demás cálculos se dejan al estudiante

A continuación se presentan los diagramas P-h

Diagrama Refrigerante R-22

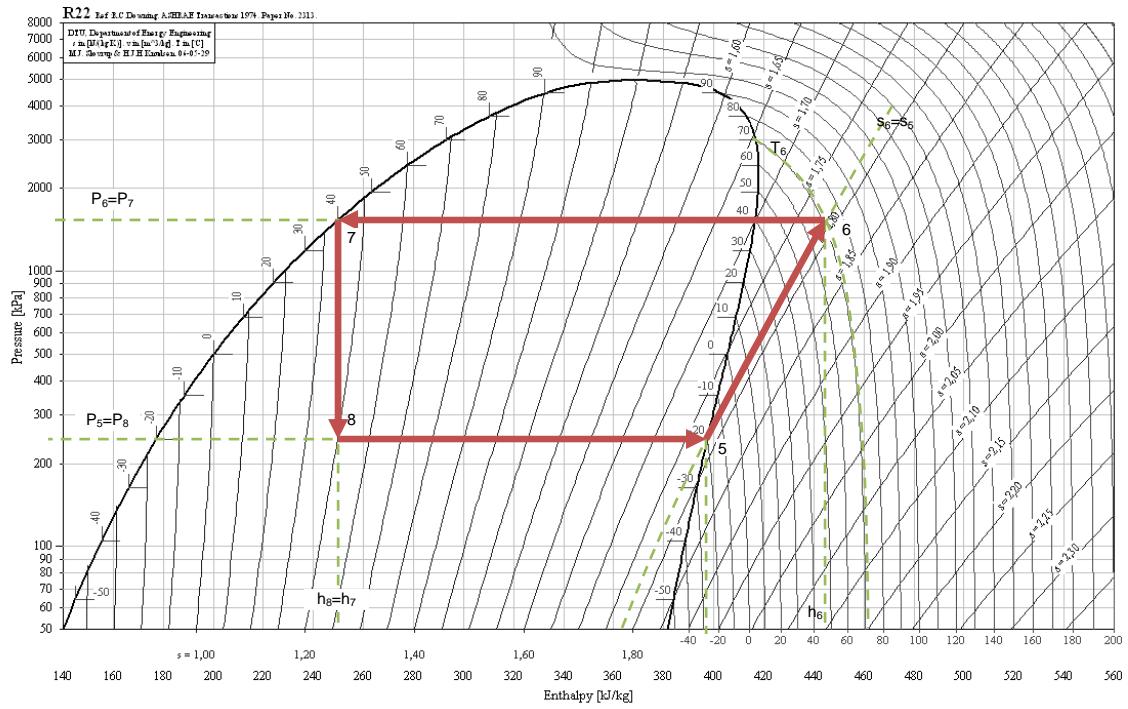


Diagrama Refrigerante R-23

