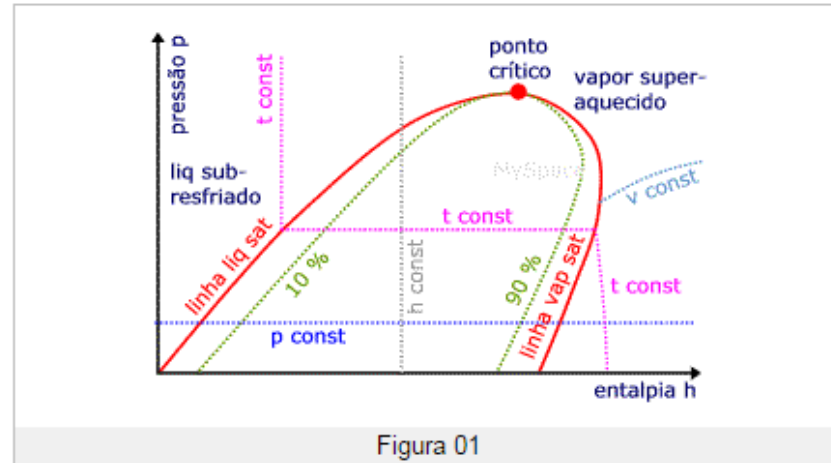


Capítulo 5 – Refrigeração e Liquefação – Refrigerador de Carnot, Ciclos de Refrigeração

Diagrama pressão x entalpia

Na série [Termodinâmica](#), é dado exemplo de diagrama temperatura x entropia para mudanças de estado líquido/gás. É mais comum o uso do diagrama pressão x entalpia para o estudo do ciclo de refrigeração. A Figura 01 dá um exemplo típico. Aqui são considerados somente estados abaixo do ponto crítico (ver definição na série citada).

É importante observar as linhas de propriedades termodinâmicas constantes, pois isso facilita a análise do ciclo. As linhas de pressão e entalpia constantes são obviamente retas perpendiculares aos respectivos eixos.



A linha de líquido saturado marca o início da vaporização, ou seja, nela ainda há 100% de líquido e 0% de vapor. E pontos à sua esquerda significam líquidos abaixo da temperatura de vaporização ou sub-resfriados.

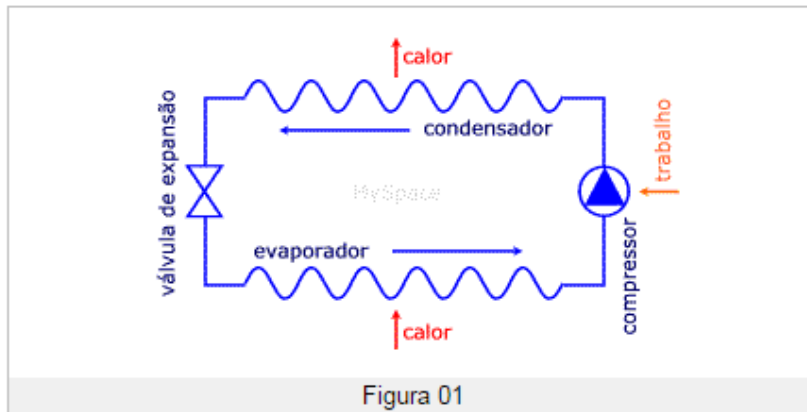
A linha de vapor saturado marca o fim da vaporização e nela há 100% de vapor e 0% de líquido. Pontos à direita são vapores acima da temperatura de evaporação, ou vapores superaquecidos.

Entre as duas linhas, há misturas de líquido e vapor e as proporções de cada são tanto maiores quanto mais próximas das respectivas linhas de saturação. Considerando o vapor, as linhas verdes indicam proporções constantes (a da esquerda, 10% de vapor e a da direita, 90% de vapor).

Notar que as linhas de temperatura constante são diferentes de acordo com a região do diagrama. Na área do líquido, é uma reta praticamente vertical, devido à sua incompressibilidade. Na vaporização (ou no processo inverso da condensação), é uma linha horizontal, uma vez que, sob pressão constante, há somente troca de calor latente. Na parte gasosa, uma curva próxima do formato indicado.

O circuito de refrigeração

A Figura 01 abaixo dá o esquema do circuito clássico de refrigeração.



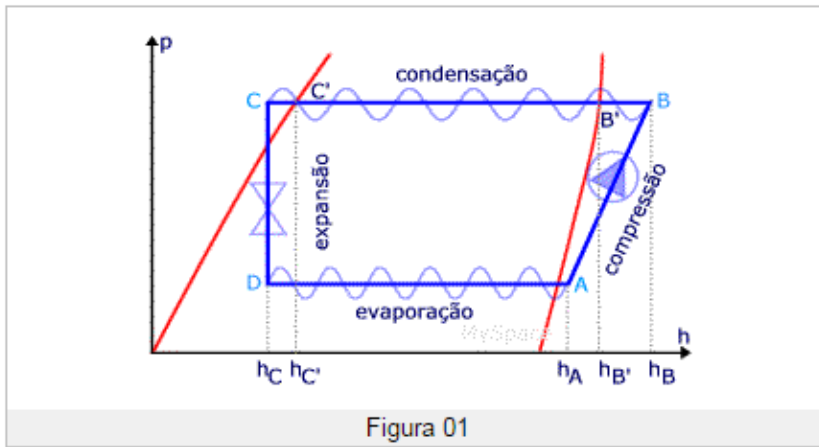
Recebendo um trabalho externo, o compressor aumenta a pressão do gás, que se condensa pela troca de calor com o ambiente.

Ao chegar à válvula de expansão, o gás está na fase líquida e a perda de carga devido ao estrangulamento reduz a pressão e o líquido é evaporado, retirando calor do meio que se deseja refrigerar e reiniciando o ciclo ao retornar para o compressor.

O ciclo no diagrama

A Figura 01 mostra o ciclo de refrigeração no diagrama pressão x entalpia. É uma aproximação da situação real, uma vez que, por exemplo, não são consideradas perdas de carga e trocas de calor nas tubulações que ligam os dispositivos.

A compressão se dá teoricamente de forma adiabática. Portanto a linha AB é uma isentrópica (isso não é indicado no gráfico da Figura 01 do Tópico [Diagrama pressão x entalpia](#) por questão de clareza).



A condensação é isobárica e ocorre sob temperatura constante, com redução da entalpia do fluido pela troca de calor com o ambiente (notar que, no diagrama mencionado, linhas isobáricas e isotérmicas, para condensação e evaporação, são coincidentes).

A expansão é isentálpica, com redução da pressão do fluido, que passa para a região líquido + vapor (ponto D).

Na evaporação isotérmica e isobárica, o aumento de entalpia corresponde ao calor removido do refrigerador.

Na saída do compressor, o vapor está superaquecido e o resfriamento para o início da condensação (BB') é também dado pelo condensador. Na saída do condensador, é comum o líquido estar sub-resfriado (C) e não na saturação (C').

A capacidade de um refrigerador Q é normalmente dada pela quantidade de calor removida por unidade de tempo (watt, kcal/h, etc). Assim, o fluxo de massa do fluido é calculado por:

$$Q_m = \frac{Q}{q_{ref}} \quad \#E.1\#.$$

Portanto, a vazão volumétrica na entrada do compressor é

$V = Q_m v_A$, onde v_A é o volume específico em A. Substituindo os valores,

$$V = \frac{Q v_A}{h_A - h_D} \quad \#F.1\#.$$

A **relação de compressão** é dada por:

$$r_{comp} = \frac{P_B}{P_A} \quad \#G.1\#.$$

Com as igualdades informadas, é perfeitamente possível o projeto e cálculo de um ciclo de refrigeração para uma determinada capacidade do refrigerador, se disponível um diagrama pressão x entalpia com as curvas de volume específico e temperatura para o fluido a ser usado.

Os ciclos reais, é claro, são um pouco diferente dos ideais. Além do sub-resfriamento do líquido (C'C), o vapor na entrada do compressor está superaquecido, isto é, o ponto A não está exatamente na linha de saturação. E os processos de condensação e evaporação não são perfeitamente isotérmicos, ou seja, as linhas BC e DA são ligeiramente inclinadas.

Exemplo 6.3

Considere um condensador refrigerado a água em um sistema de refrigeração de grande porte que utiliza R-134a como fluido frigorífico. O fluido entra no condensador a 1 MPa e 60°C, com uma vazão de 0,2 kg/s, e sai como líquido a 0,95 MPa e 35°C. A água de resfriamento entra no condensador a 10°C e sai a 20°C. Determine a taxa na qual a água de resfriamento escoa através do condensador.

Volume de controle: Condensador.

Esquema: Fig. 6.6.

Estados de entrada: R-134a — fixado; água — fixado.

Estados de saída: R-134a — fixado; água — fixado.

Processo: Regime permanente.

Modelo: Tabelas de R-134a; tabelas de vapor d'água.

Análise

Com esse volume de controle, temos duas correntes de fluido, a de R-134a e a de água, entrando e saindo do volume de controle. É razoável admitir que as variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. Observamos que o trabalho é nulo, e vamos fazer outra suposição razoável que é aquela de não haver transferência de calor através da superfície de controle. Deste modo, a primeira lei, Eq. 6.10, fica reduzida a

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s$$

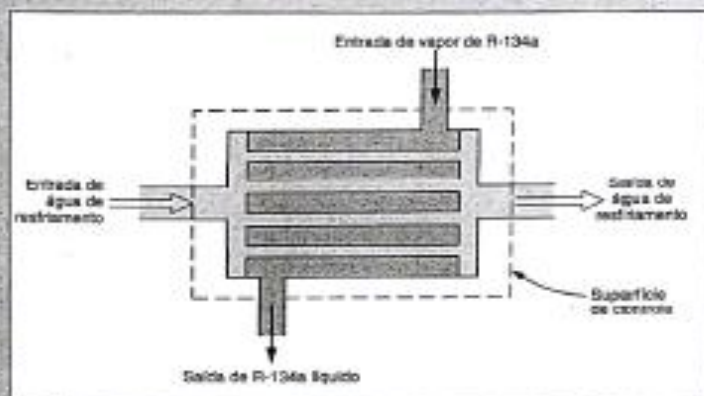


Fig. 6.6 Diagrama esquemático de um condensador de R-134a.

A transferência de calor para o volume de controle envolvendo o R-134a é calculada primeiro. Neste caso, a equação da primeira lei para regime permanente, Eq. 6.10, fica reduzida a

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vc} &= \dot{m}_r (h_s - h_e)_r \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times (249,10 - 441,89) \text{ kJ/kg} = -38,558 \text{ kW} \end{aligned}$$

Usando o índice r para o fluido refrigerante e a para a água, escrevemos

$$\dot{m}_r (h_e)_r + \dot{m}_a (h_e)_a = \dot{m}_r (h_s)_r + \dot{m}_a (h_s)_a$$

Solução

Das tabelas de R-134a e de vapor d'água, temos

$$\begin{aligned} (h_e)_r &= 441,89 \text{ kJ/kg} & (h_s)_a &= 42,00 \text{ kJ/kg} \\ (h_s)_r &= 249,10 \text{ kJ/kg} & (h_e)_a &= 83,95 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Resolvendo a equação anterior para \dot{m}_a , a vazão de água, obtemos

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{m}_r \frac{(h_e - h_s)_r}{(h_s - h_e)_a} = 0,2 \text{ kg/s} \frac{(441,89 - 249,10) \text{ kJ/kg}}{(83,95 - 42,00) \text{ kJ/kg}} \\ &= 0,919 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Este problema também pode ser resolvido considerando dois volumes de controle separados, um tendo o escoamento do R-134a através de sua superfície de controle e o outro tendo o escoamento da água através de sua superfície de controle. Deste modo, há transferência de calor de um volume de controle para outro.

Essa é também a quantidade de calor transferida para o outro volume de controle, para o qual $\dot{Q}_{vc} = +38,558 \text{ kW}$.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vc} &= \dot{m}_a (h_s - h_e)_a \\ \dot{m}_a &= \frac{38,558 \text{ kW}}{(83,95 - 42,00) \text{ kJ/kg}} = 0,919 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Exemplo 6.6

A vazão mássica numa turbina a vapor d'água é de 1,5 kg/s e o calor transferido da turbina é de 8,5 kW. Os seguintes dados são conhecidos para o vapor d'água entrando e saindo da turbina.

	Condições de Entrada	Condições de Saída
Pressão	2,0 MPa	0,1 MPa
Temperatura	350°C	
Título		100%
Velocidade	50 m/s	100 m/s
Cota relativa ao plano de referência	6 m	3 m
$g = 9,8066 \text{ m/s}^2$		

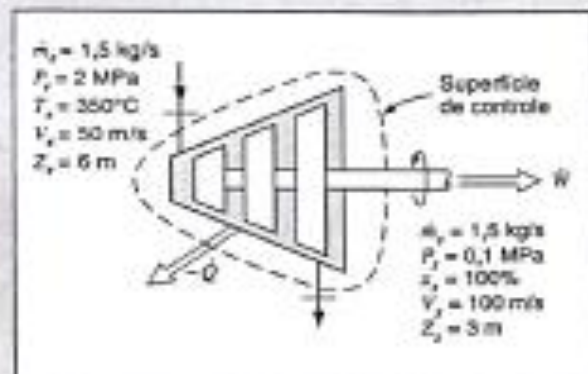


Fig. 6.9 Ilustração para o Exemplo 6.6.

De modo semelhante, para a seção de saída, $h_s = 2675,5 \text{ kJ/kg}$

$$\frac{V_s^2}{2} = \frac{100 \times 100}{2 \times 1000} = 5,0 \text{ kJ/kg}$$

$$gZ_s = \frac{3 \times 9,8066}{1000} = 0,029 \text{ kJ/kg}$$

Então, substituindo esses valores na Eq. 6.12, resulta

$$-8,5 + 1,5(3137 + 1,25 + 0,059) =$$

$$= 1,5(2675,5 + 5,0 + 0,029) + \dot{W}_{\text{mec}}$$

$$\dot{W}_{\text{mec}} = -8,5 + 4707,5 - 4020,8 = 678,2 \text{ kW}$$

Determine a potência fornecida pela turbina.

Volume de controle: $T_v \neq \text{Sina}$ (Fig. 6.9).
 Estado de entrada: Fixado (ver tabela).
 Estado de saída: Fixado (ver tabela).
 Processo: Regime permanente.
 Modelo: Tabelas de vapor d'água.

Análise

Da primeira lei (Eq. 6.12), nós temos

$$\dot{Q}_{\text{ec}} + \dot{m} \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) =$$

$$= \dot{m} \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{\text{mec}}$$

com

$$\dot{Q}_{\text{ec}} = -8,5 \text{ kW}$$

Solução

Das tabelas de vapor d'água, $h_e = 3137,0 \text{ kJ/kg}$. Usando as condições de entrada, obtemos

$$\frac{V_e^2}{2} = \frac{50 \times 50}{2 \times 1000} = 1,25 \text{ kJ/kg}$$

$$gZ_e = \frac{6 \times 9,8066}{1000} = 0,059 \text{ kJ/kg}$$

Se a Eq. 6.13 for usada, será determinado, primeiro, o trabalho por unidade de massa.

$$q + h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e = h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s + w$$

$$q = \frac{-8,5}{1,5} = -5,667 \text{ kJ/kg}$$

Então, substituindo os valores na Eq. 6.13, obtemos

$$-5,667 + 3137 + 1,25 + 0,059 = 2675,5 + 5,0 + 0,029 + w$$

$$w = 452,11 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{\text{mec}} = 1,5 \text{ kg/s} \times 452,11 \text{ kJ/kg} = 678,2 \text{ kW}$$

Exemplo 6.9 pág. 98 livro "Introdução à Termodinâmica para a Engenharia"

O refrigerador mostrado na Fig. 6.12 utiliza R-134a como fluido de trabalho. A vazão em massa de refrigerante no ciclo é de 0,1 kg/s e a potência consumida no compressor é de 5,0 kW. Usando a notação da Fig. 6.12, os seguintes dados de estados termodinâmicos no ciclo são conhecidos:

$$\begin{aligned} P_1 &= 100 \text{ kPa}, & T_1 &= -20^\circ\text{C} \\ P_2 &= 800 \text{ kPa}, & T_2 &= 50^\circ\text{C} \\ T_3 &= 30^\circ\text{C}, & x_3 &= 0,0 \\ T_4 &= -25^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Pede-se:

1. O título do refrigerante na entrada do evaporador.
2. A taxa de transferência de calor para o evaporador.
3. A taxa de transferência de calor do compressor.

Todos os processos: Regime permanente.

Modelo: Tabelas do R-134a.

Todas as análises: As variações de energias potencial e cinética são desprezíveis. A primeira lei em cada caso é dada pela Eq. 6.10.

Solução

1. Para um volume de controle englobando a válvula de expansão, a primeira lei dá

$$h_4 = h_3 = 241,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 241,8 = h_{f,4} + x_4 h_{fg,4} = 167,4 + x_4 \times 215,6$$

$$x_4 = 0,345$$

2. Para um volume de controle englobando o evaporador, a primeira lei dá

$$\dot{Q}_{\text{EVAP}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$= 0,1(387,2 - 241,8) = 14,54 \text{ kW}$$

3. E para o compressor, a primeira lei dá

$$\dot{Q}_{\text{COMP}} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{W}_{\text{COMP}}$$

$$= 0,1(435,1 - 387,2) - 5,0 = -0,21 \text{ kW}$$

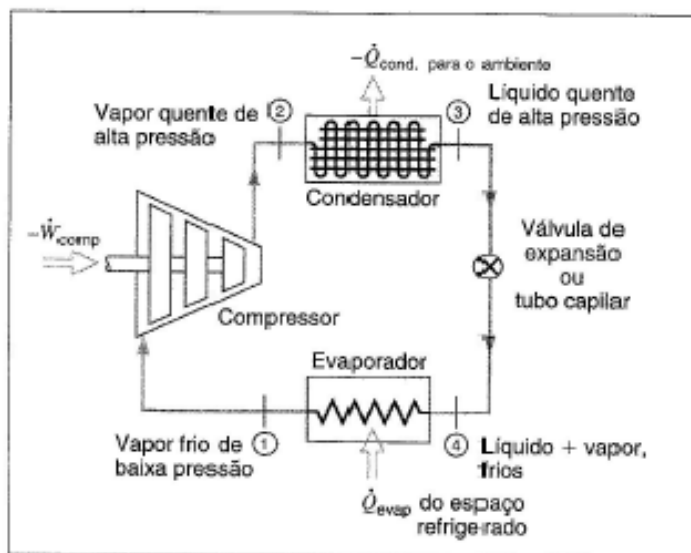
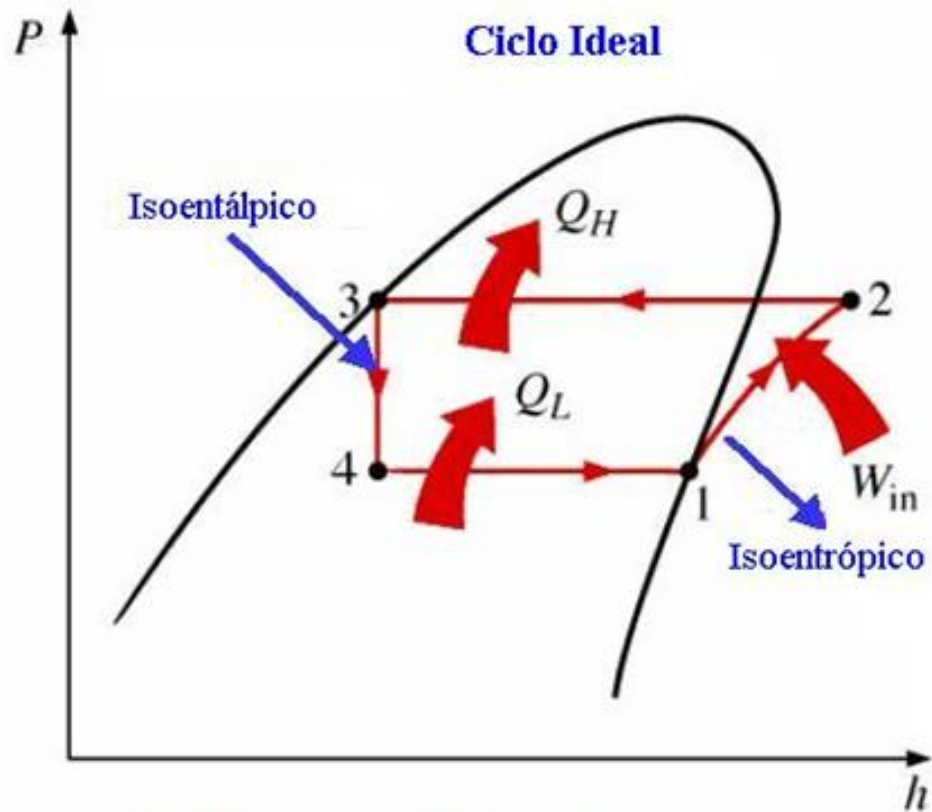


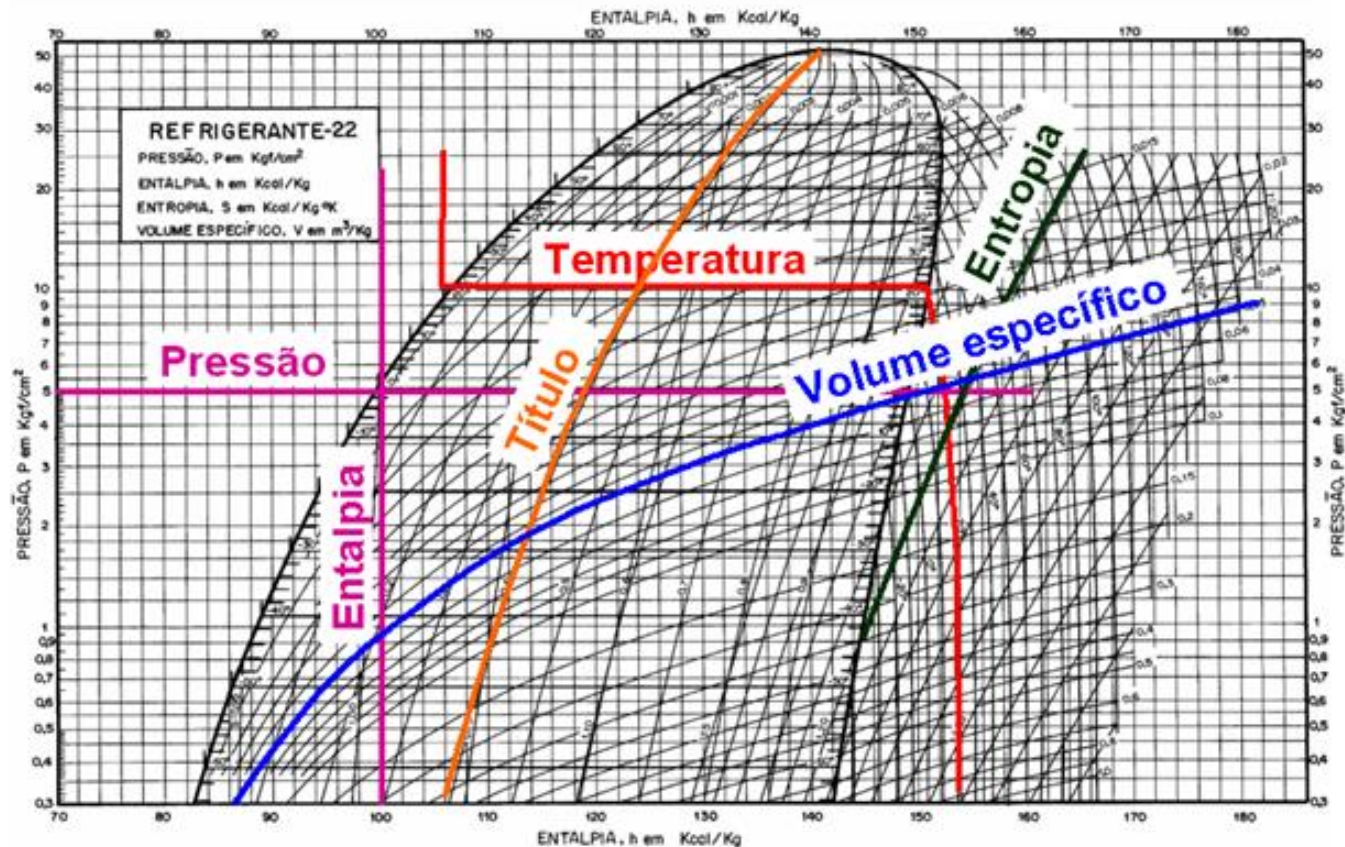
Fig. 6.12 Refrigerador.

Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama de Mollier



Ciclo de compressão de vapor ideal no diagrama de Mollier

Os ciclos de refrigeração, isto é, ciclos termodinâmicos de fluidos refrigerantes em equipamentos frigoríficos por compressão de vapor, são adequadamente representados em diagramas **P x h** (pressão-entalpia, diagrama de Mollier) e diagrama **T x s** (temperatura-entropia).



LISTA 4 - EXERCÍCIOS DE REFRIGERAÇÃO

usar as Tabelas do Apêndice B

- ▶ 1– Um condensador (resfriador) recebe $0,05\text{kg/s}$ de R-134a a 800 kPa e 40°C e resfria-se até 15°C . Existe uma pequena perda de pressão de modo que o estado de saída é líquido saturado. Qual a capacidade de resfriamento (kW) que o condensador deve ter?
- ▶ 2– Um compressor em um refrigerador comercial recebe R-134a a -25°C e $x = 1$. A saída é a 1200 kPa e 50°C . Despreze as energias cinéticas e determine o trabalho específico (kJ/kg).
- ▶ 3– Nitrogênio líquido saturado a 500 kPa entra em uma caldeira na taxa de $0,005\text{ kg/s}$ e sai como vapor saturado. Em seguida, entra em um superaquecedor também a 500 kPa de onde sai a 500 kPa e 280 K . Determine as taxas de transferência de calor na caldeira e no aquecedor.