

Capítulo 5

Ciclos de Refrigeração



Objetivos

Estudar o funcionamento dos **ciclos frigoríficos por compressão de vapor idealizados e reais**

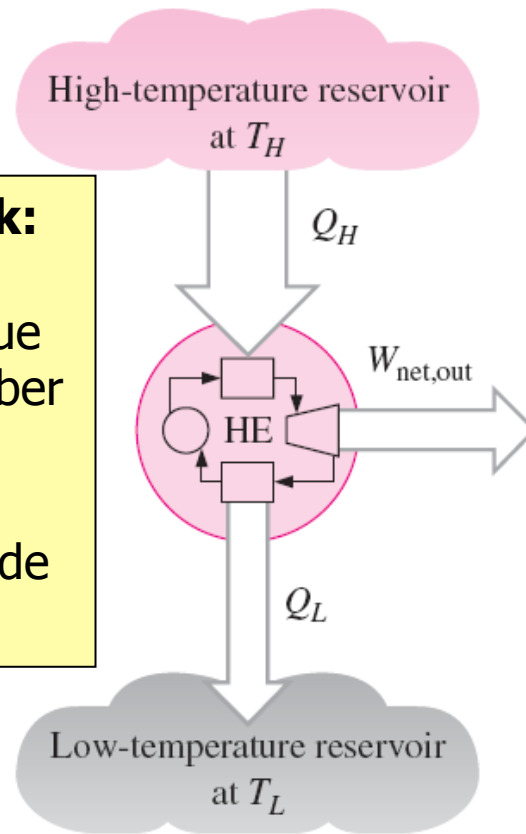
Apontar as distinções entre **refrigeradores e bombas de calor**



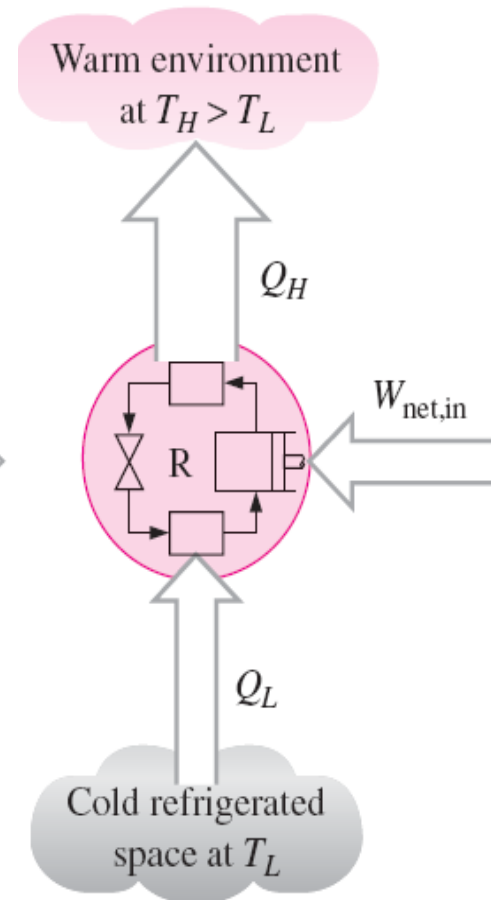
5.1. Refrigeradores e Bombas de Calor

Máquinas Térmicas vs. Refrigeradores

En. de Kelvin-Planck:
“É impossível para qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho”



En. de Clausius:
“É impossível construir um dispositivo cíclico que não produza qualquer outro efeito que não seja a transferência de calor de um corpo com T baixa para um corpo com T alta”



5.1. Refrigeradores e Bombas de Calor

Os Refrigeradores e as Bombas de calor (*Heat Pumps*) são essencialmente iguais

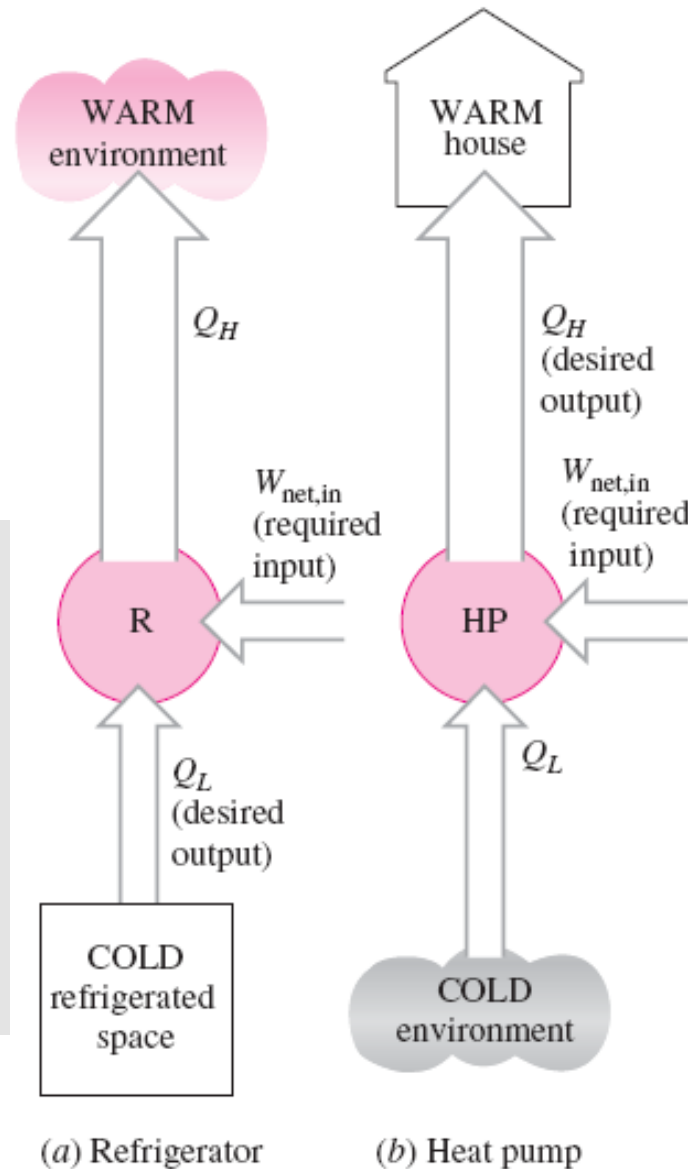
Eles diferem apenas em seus **objetivos**

O objetivo de um refrigerador é manter um espaço refrigerado a uma T baixa, retirando calor deste espaço.

...a rejeição do calor em um meio a T alta é apenas uma parte necessária da operação.

O objetivo de uma bomba de calor é manter um espaço aquecido a uma T alta.

...para isto, calor é removido de uma fonte a T baixa.



5.1. Refrigeradores e Bombas de Calor

O desempenho dos refrigeradores e das bombas de calor é quantificado em termos do **COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)**

$$COP_R = \frac{\text{efeito de resfriamento}}{\text{entrada de trabalho}} = \frac{Q_L}{W_{net}}$$

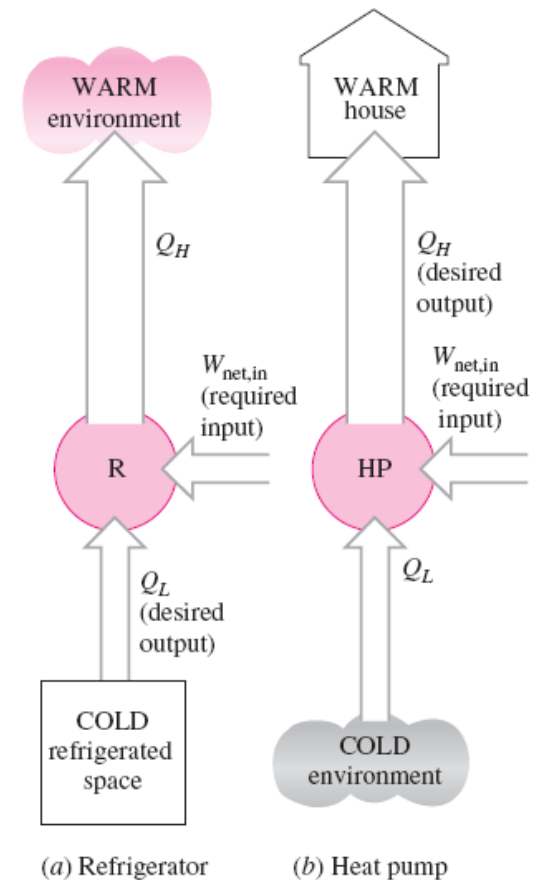
$$COP_{HP} = \frac{\text{efeito de aquecimento}}{\text{entrada de trabalho}} = \frac{Q_H}{W_{net}}$$

$$[Q, W] = [\text{kJ}]$$

da 1ª Lei aplicada a um ciclo ($\Delta U=0$): $Q_H - Q_L = W_{net}$

Assim, por definição:

$$COP_{HP} = COP_R + 1$$



5.1. Refrigeradores e Bombas de Calor

Vantagem da Bomba de Calor sobre o Aquecimento a Resistência Elétrica (Efeito Joule)
(o que você instalaria em sua casa?)

Como COP_R é positivo, temos que $COP_{HP} > 1$

Em um aquecedor a resistência, W_{net} é totalmente convertido em Q_H por Efeito Joule (processo totalmente irreversível!)

Com a bomba de calor, $Q_H > W_{net}$ (pois $COP_{HP} > 1$).

Em outras palavras, para um mesmo Q_H , o trabalho necessário para operar a bomba de calor pode ser menor, reduzindo o **consumo de energia!**

5.1. Refrigeradores e Bombas de Calor

Algumas unidades empregadas em refrigeração

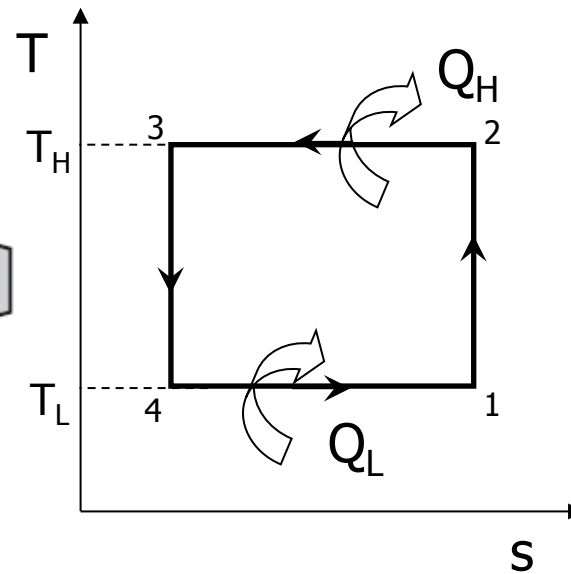
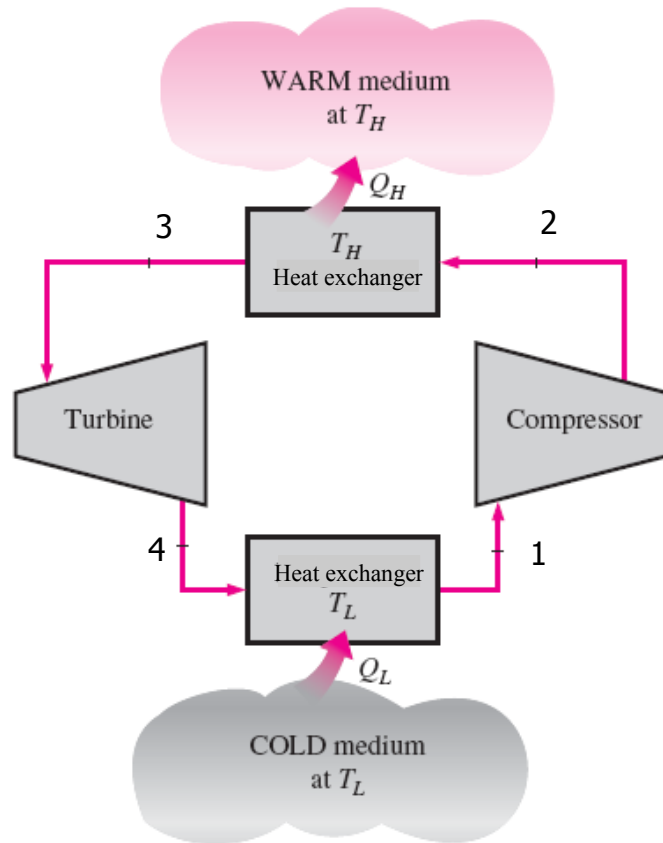
A capacidade de refrigeração (calor/tempo) é usualmente expressa em TR – tonelada de refrigeração.

1 TR = calor necessário para transformar 1 ton (2000 lbm) de água líquida a 0°C em gelo a 0°C em 24 h.

1 TR = 200 Btu/min (= 12000 Btu/hr) ~ 211 kJ/min ~ 3,5 kW

5.2. O Ciclo de Carnot Reverso

Operando o ciclo de Carnot no sentido oposto, obtemos um ciclo frigorífico totalmente reversível



1-2: Compressão reversível e adiabática ($s = \text{cte.}$)

2-3: Rejeição de calor a $T = \text{cte.}$, com $\Delta T \rightarrow 0$

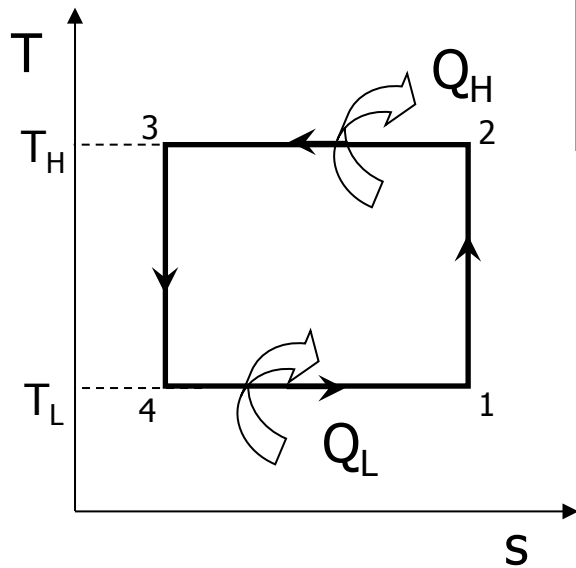
3-4: Expansão reversível e adiabática ($s = \text{cte.}$)

4-1: Fornecimento de calor a $T = \text{cte.}$, com $\Delta T \rightarrow 0$

Seu COP (definido como COP_R ou COP_{HP}) não pode ser superado por nenhum ciclo!

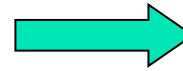
5.2. O Ciclo de Carnot Reverso

COP do ciclo de Carnot



$$COP_R = \frac{q_L}{w_{net}}$$

1ª Lei – Ciclo:



$$w_{net} = q_H - q_L$$

Assim:

$$COP_R = \frac{q_L}{q_H - q_L}$$

2ª Lei – Processos a T cte: $q_H = T_H (s_2 - s_3)$

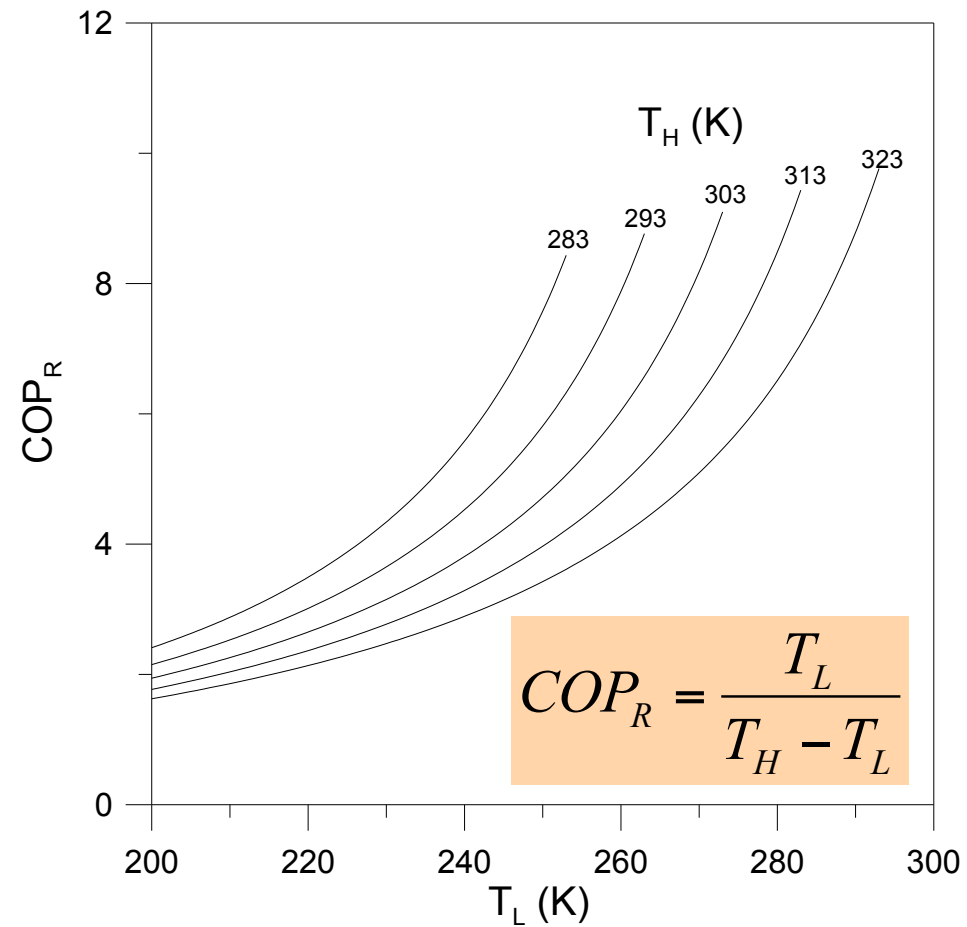
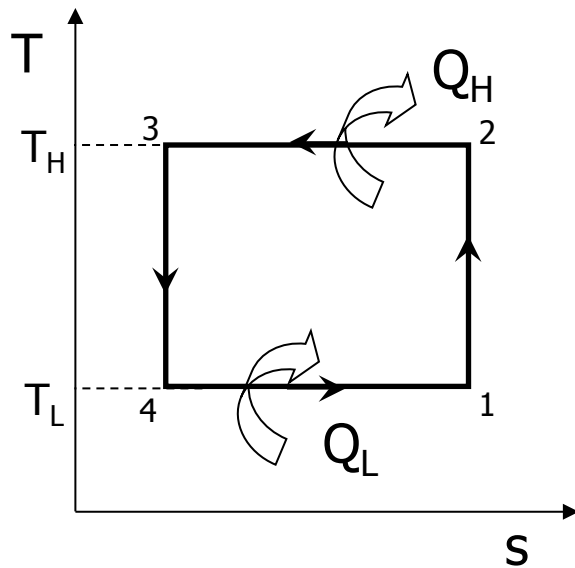
$$q_L = T_L (s_1 - s_4)$$

Substituindo: $COP_R = \frac{T_L}{T_H - T_L}$

Efetuada a mesma análise para a bomba de calor, obtemos: $COP_{HP} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$

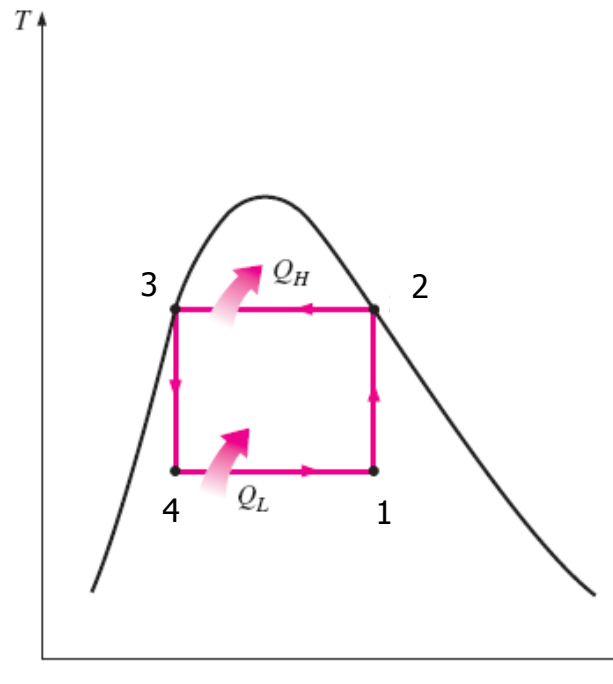
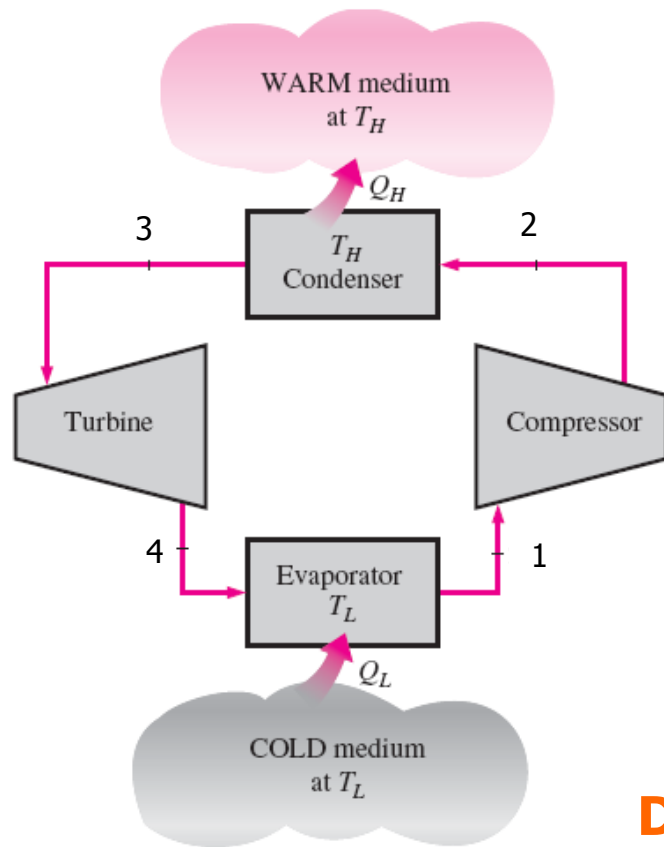
5.2. O Ciclo de Carnot Reverso

Comportamento do COP_R de Carnot em função das temperaturas



5.2. O Ciclo de Carnot Reverso

Executando o ciclo frigorífico no domo de saturação do fluido de trabalho (refrigerante)



Se o escoamento do fluido refrigerante no **condensador** e no **evaporador** for ideal (sem queda de pressão):

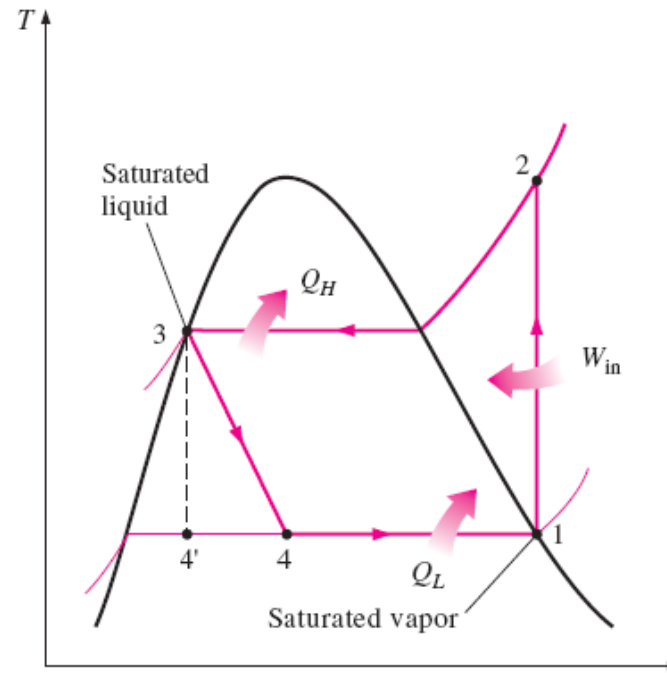
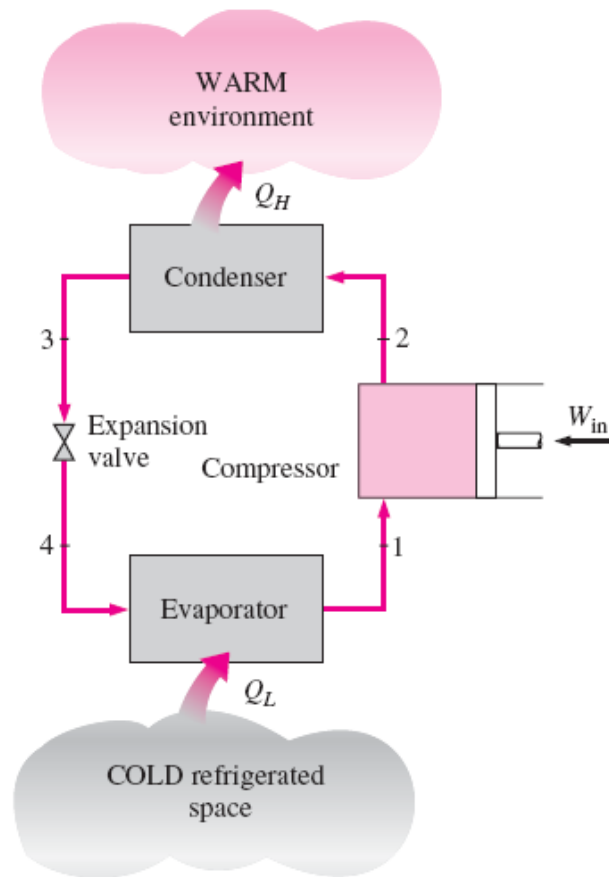
Os processos 2-3 e 4-1 ocorrerão a p cte. e, conseqüentemente, a T cte.

Dificuldades: compressão de mistura L+V (golpe de líquido)
expansão de mistura L+V (líquido na turbina)

Inviabilizam a execução do ciclo de Carnot!

5.3. O Ciclo de Refrigeração Padrão

O ciclo de refrigeração idealizado (Rankine reverso) elimina as dificuldades encontradas ao se tentar implementar o ciclo de Carnot

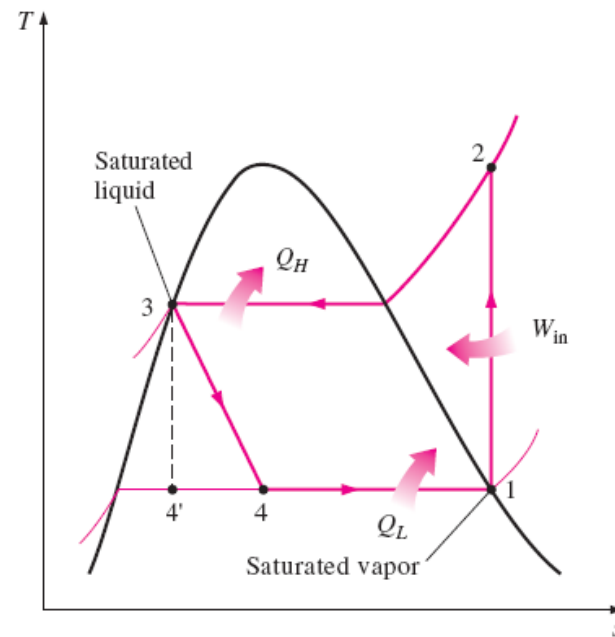
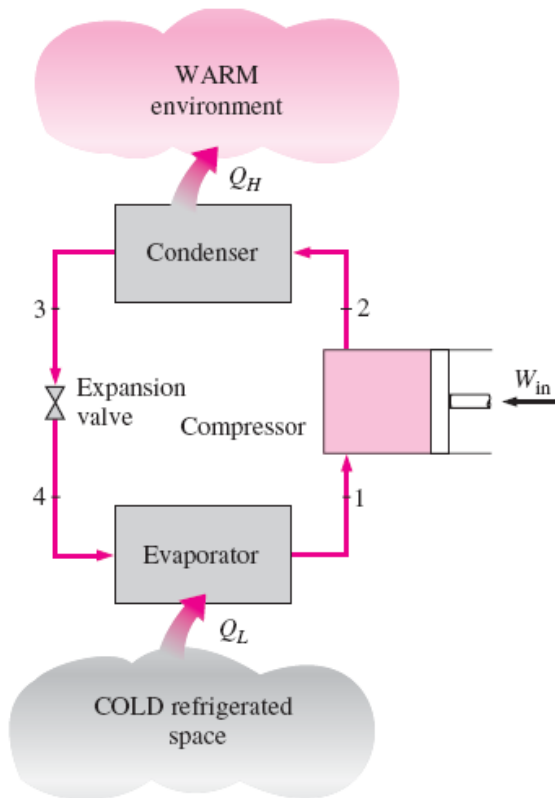


Vaporização completa do refrigerante antes da compressão (eliminação da presença de líquido no compressor)

Substituição da turbina por um dispositivo de expansão (estrangulamento)

5.3. O Ciclo de Refrigeração Padrão

Análise dos processos

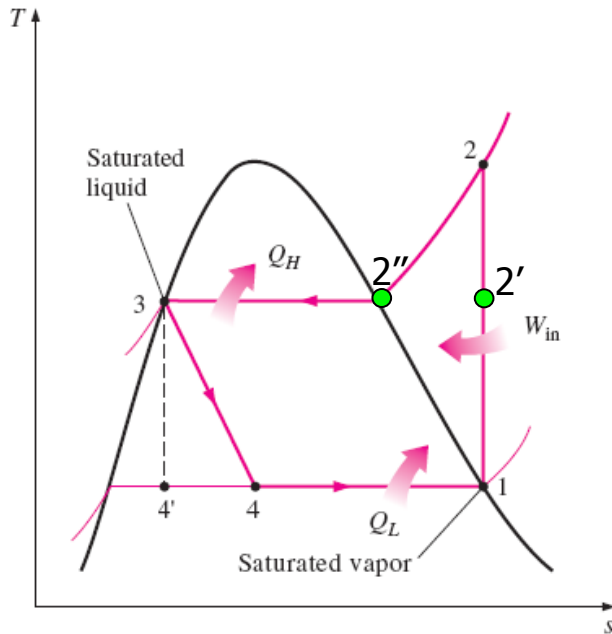


- 1-2: Compressão isentrópica em um compressor
- 2-3: Rejeição de calor a $p = \text{cte.}$ em um condensador
- 3-4: Estrangulamento isentálpico (válvula ou tubo capilar)
- 4-1: Fornecimento de calor a $p = \text{cte.}$ em um evaporador

Apesar de permitirem a implementação do ciclo de refrigeração, as modificações impostas resultam em uma **redução** do COP do ciclo (aumento das perdas termodinâmicas)

5.3. O Ciclo de Refrigeração Padrão

Análise das perdas termodinâmicas



O ciclo de refrigeração padrão é um ciclo **INTERNAMENTE** e **EXTERNAMENTE IRREVERSÍVEL**.

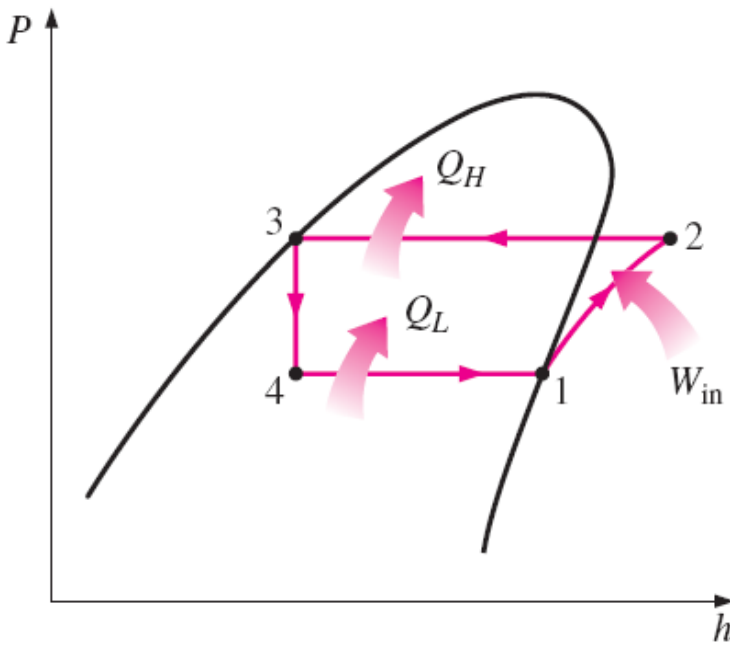
As **irreversibilidades externas** acontecem nos trocadores de calor, uma vez que a transferência de calor não se dá com $\Delta T \rightarrow 0$ (principalmente no condensador – 2'-2-2'')

As **irreversibilidades internas** acontecem no dispositivo de expansão (processo 3-4), uma vez que o mecanismo de redução da pressão é o **atrito**. Nos outros componentes, o atrito no escoamento é pequeno e pode ser desprezado.

Assim como os ciclos Otto, Diesel e Brayton (Potência a Gás) e o ciclo de Rankine (Potência a Vapor), o ciclo de refrigeração padrão é o ponto de partida para a implementação dos ciclos encontrados na prática.

5.3. O Ciclo de Refrigeração Padrão

O diagrama p-h



O diagrama pressão-entalpia é amplamente utilizado na análise de ciclos de refrigeração.

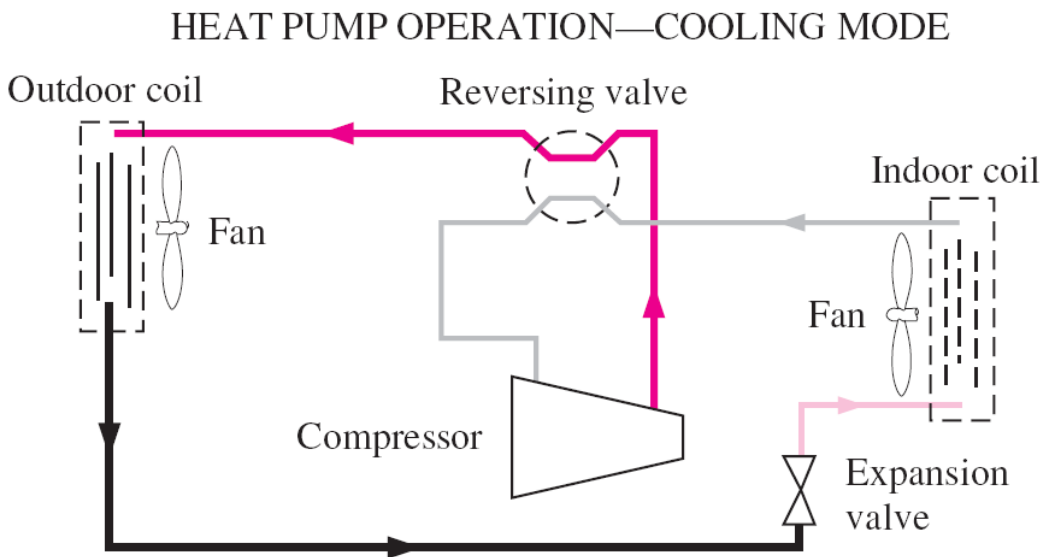
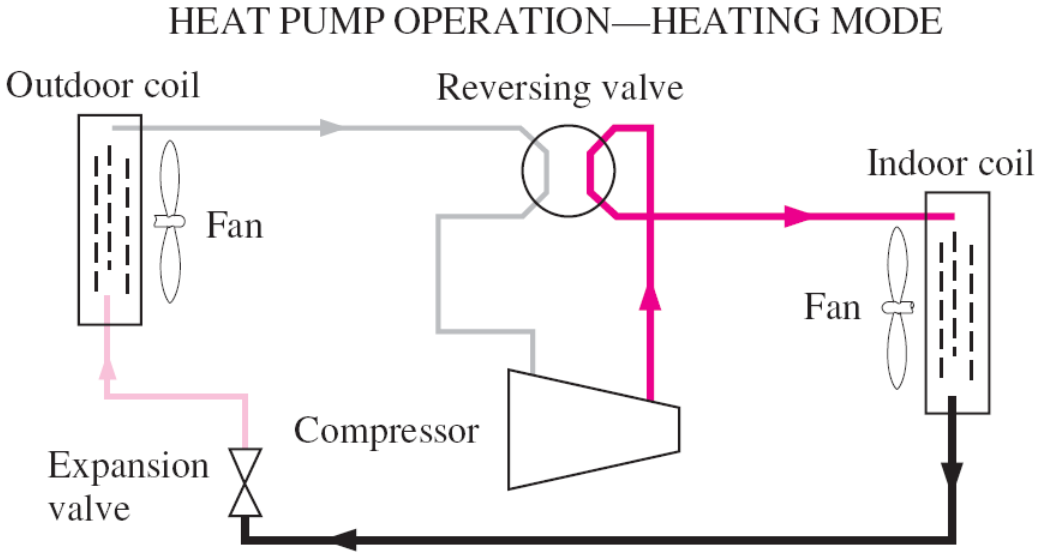
A principal vantagem é que os processos 2-3, 3-4 e 4-1 aparecem como linhas retas e as **entalpias** podem ser lidas diretamente do eixo das abscissas, tornando os **balanços de energia** nos componentes mais imediatos.

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{net}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP_{HP} = \frac{q_H}{w_{net}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

5.3. O Ciclo de Refrigeração Padrão

Sistemas de Bombas de Calor (operação quente-frio)



- High-pressure liquid
- Low-pressure liquid–vapor
- Low-pressure vapor
- High-pressure vapor



5.4. Refrigerantes

Não há um fluido refrigerante universal. Sua escolha depende da aplicação.

Características desejáveis:

Não ser tóxico

Não ser inflamável

Não ser corrosivo

Não ser prejudicial ao meio ambiente

Ser quimicamente estável

Ter alta entalpia de vaporização (minimiza a vazão mássica)

Estar disponível a um baixo custo

5.4. Refrigerantes

A seleção do fluido refrigerante depende das temperaturas dos dois meios com os quais o refrigerante troca calor (o espaço refrigerado e o ambiente externo)

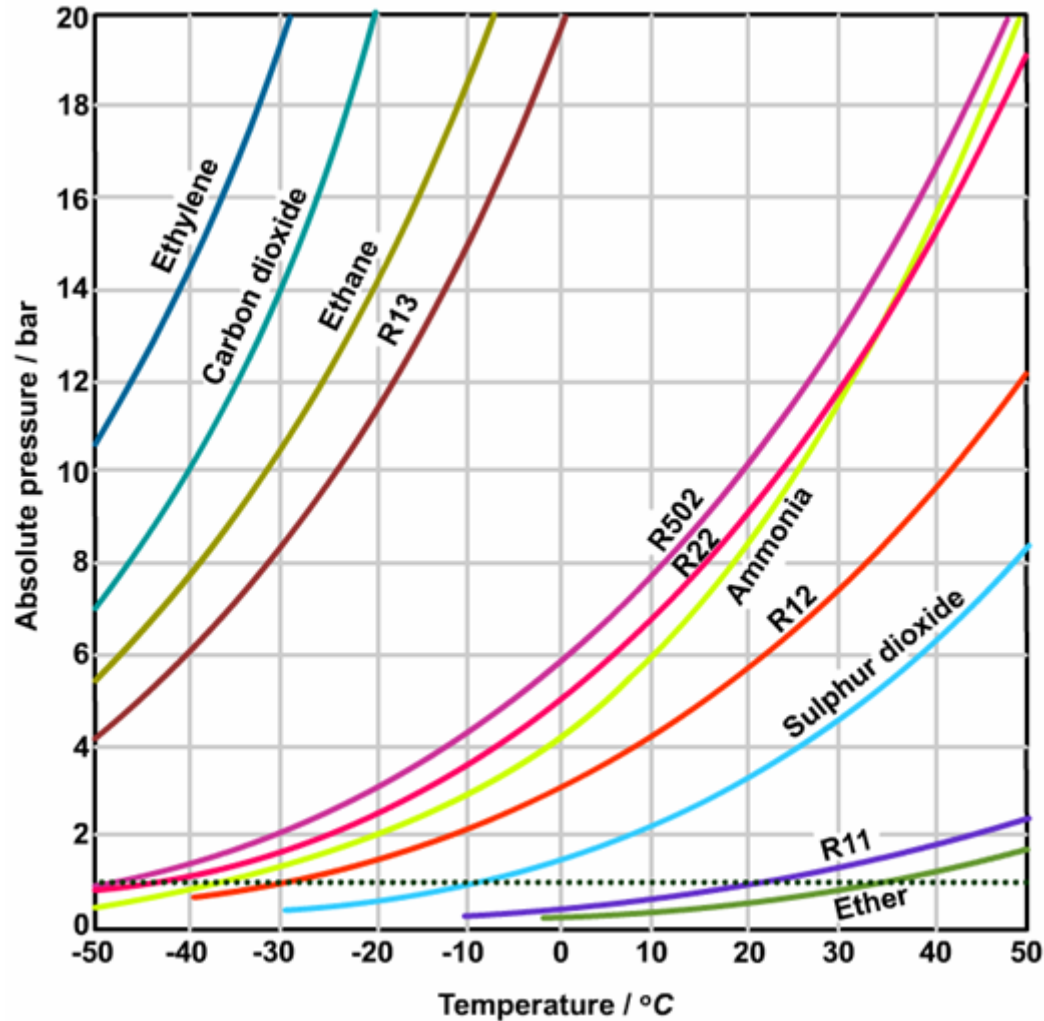
Para uma transferência de calor adequada um ΔT entre 5 e 10°C deve ser mantido entre os trocadores e o espaço refrigerado e o ambiente externo

No evaporador, onde a temperatura é a mais baixa no ciclo, é recomendável que a pressão (p_{sat} a T_{evap}) seja maior do que a pressão atmosférica

Por exemplo, para manter um espaço refrigerado a -20°C, a temperatura do refrigerante deve permanecer a cerca de -30°C no evaporador

5.4. Refrigerantes

Curvas de saturação para alguns refrigerantes



Observa-se que a amônia e o R-22 atendem à exigência do exemplo no slide anterior...

5.4. Refrigerantes

É recomendável que a pressão no condensador (pressão de saturação à temperatura de condensação) seja bem menor do que a pressão do ponto crítico do refrigerante.

Isto propicia a rejeição de calor a temperatura constante (bom para o COP).

Refrigerantes

Refrigeração doméstica: R-134a (HFC, sintético), R-600a (isobutano)

Refrigeração comercial: R-134a, R-404A, R-407A (HFC, sintéticos)

Conforto térmico: R-22 (HCFC, sintético), R-134a, R-410A (HFC, sintéticos)

Industrial e armazenamento: R-717 (NH₃, natural), R-744 (CO₂ – natural),
R-134a, R-407C

Naturais vs. sintéticos – Camada de ozônio – Efeito estufa

5.5. Exemplo (ciclo Padrão)

Um refrigerador utiliza R-134a e opera em um ciclo padrão entre 0,14 MPa e 0,8 MPa. Se a vazão mássica de refrigerante for igual a 0,05 kg/s, determine:

- Capacidade de refrigeração
- Potência fornecida ao compressor
- Calor (taxa) rejeitada ao ambiente externo
- COP do sistema

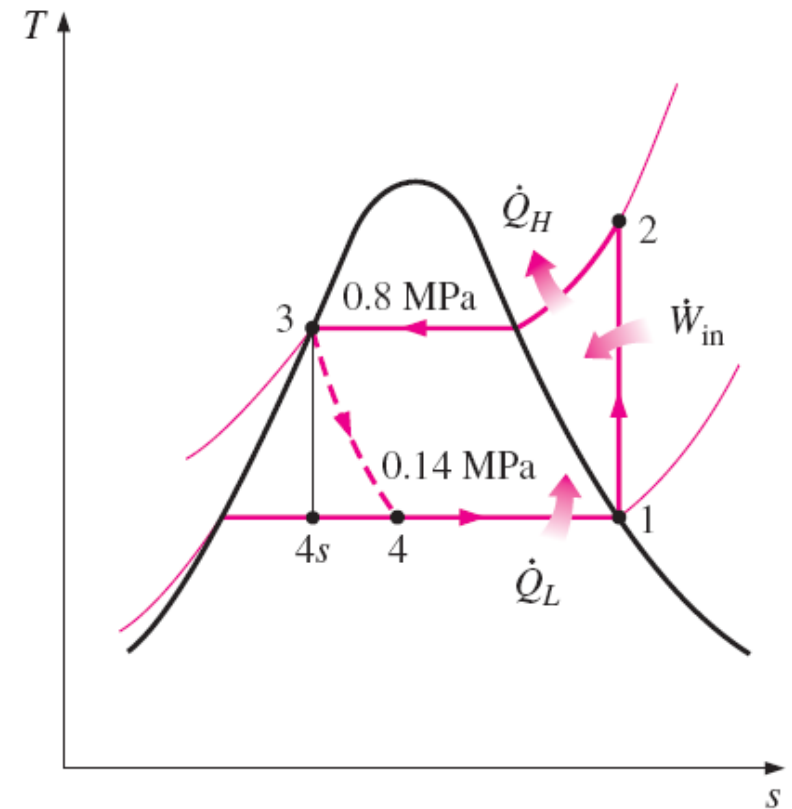
Das tabelas de saturação e superaquecimento do R-134a:

$$p_1 = 0,14 \text{ MPa} \rightarrow h_1 = h_v = 239,16 \text{ kJ/kg}$$
$$s_1 = s_v = 0,9446 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = 0,8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} h_2 = 275,39 \text{ kJ/kg}$$

$$p_3 = 0,8 \text{ MPa} \rightarrow h_3 = h_l = 95,47 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 = 95,47 \text{ kJ/kg}$$



5.5. Exemplo (ciclo Padrão)

a) Capacidade de refrigeração

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 7,18 \text{ kW}$$

b) Potência de compressão

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 1,81 \text{ kW}$$

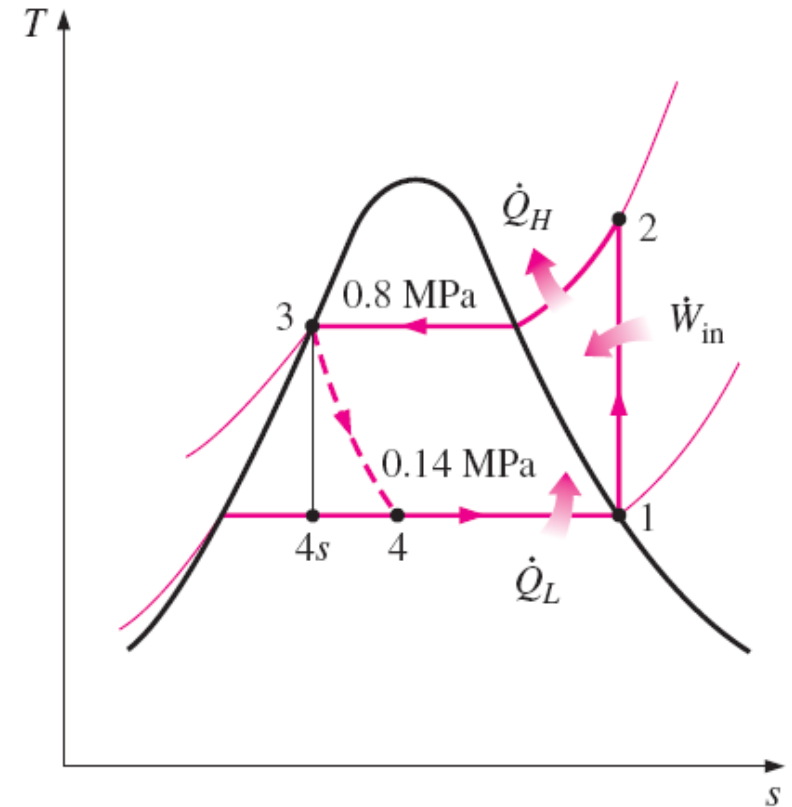
c) Calor rejeitado

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{in} = 8,99 \text{ kW}$$

d) COP

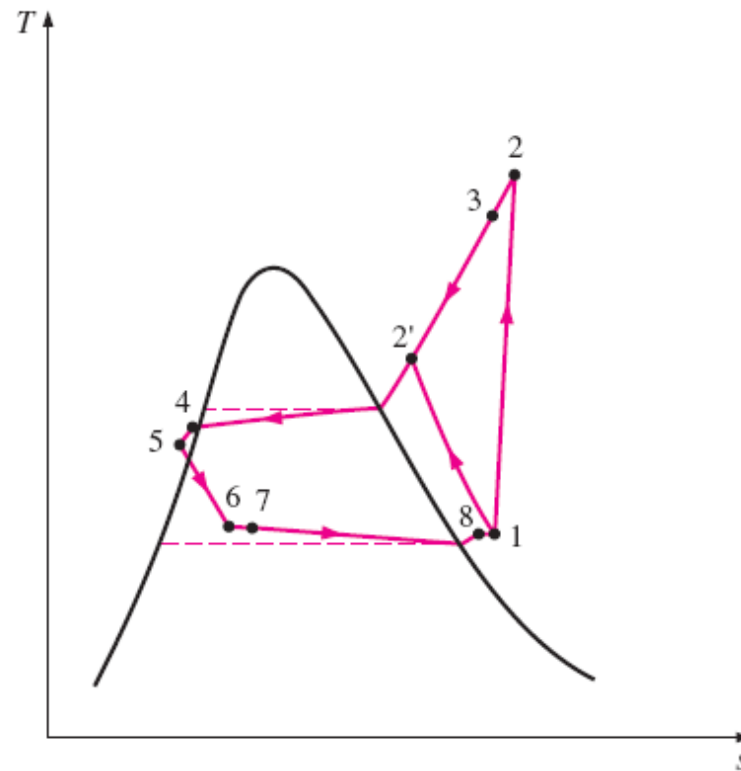
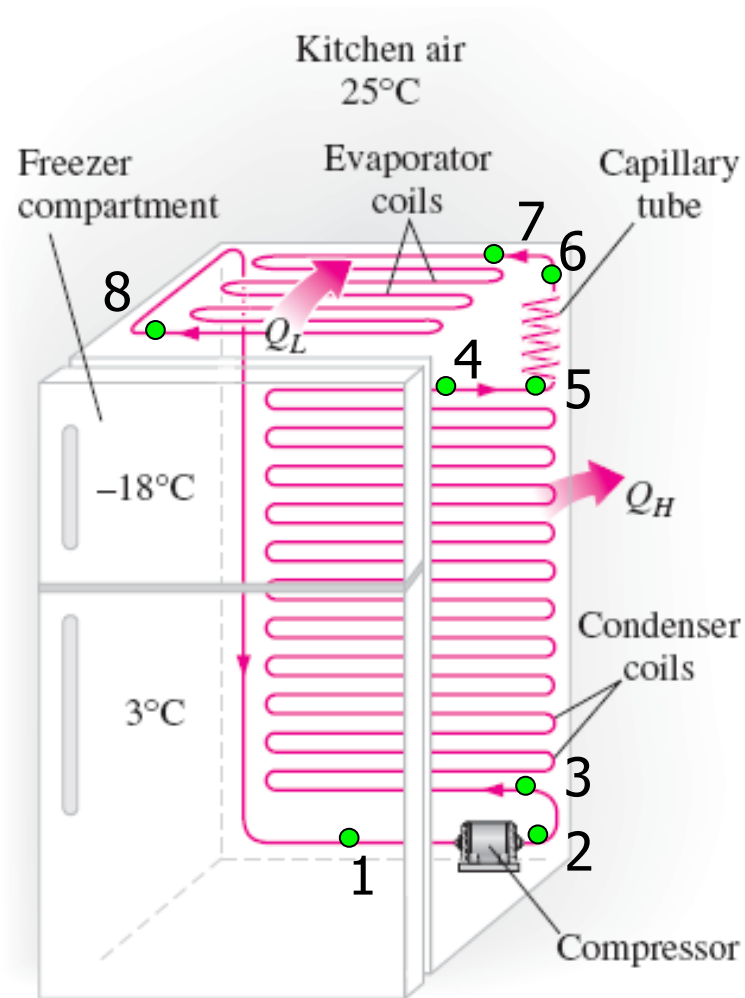
$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = 3,97$$

O que aconteceria se o dispositivo de expansão fosse substituído por uma turbina isentrópica?



5.6. O Ciclo de Refrigeração Real

Uma análise qualitativa



5.6. O Ciclo de Refrigeração Real

Exemplo: R-134a entra no compressor de um refrigerador como vapor superaquecido a 0,14 MPa e -10°C com uma vazão de 0,05 kg/s e dele sai a 0,8 MPa e 50°C . O refrigerante é condensado até 26°C e 0,72 MPa e estrangulado até 0,15 MPa. Desprezando as trocas de calor e a queda de pressão nas linhas entre os componentes, determine:

- Capacidade de refrigeração
- Potência fornecida ao compressor e sua η_c
- Calor (taxa) rejeitada ao ambiente externo
- COP do sistema

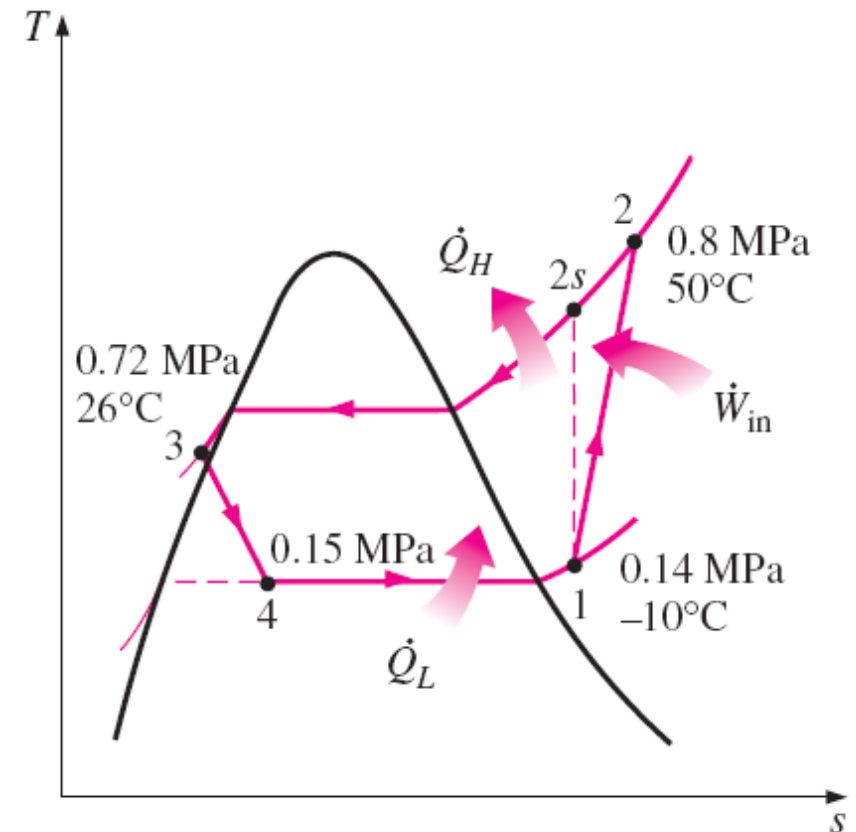
Das tabelas de saturação e superaquecimento:

$$\left. \begin{array}{l} p_1 = 0,14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = 0,8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} p_3 = 0,72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} h_3 \sim h_1(26^{\circ}\text{C}) = 87,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 = 87,8 \text{ kJ/kg}$$



5.6. O Ciclo de Refrigeração Real

a) Capacidade de refrigeração

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 7,93 \text{ kW} \quad (\text{aumentou pois há } \Delta T_{\text{sub}} \text{ no condensador})$$

b) Potência de compressão e eficiência isentrópica

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 2,02 \text{ kW} \quad (\text{aumentou})$$

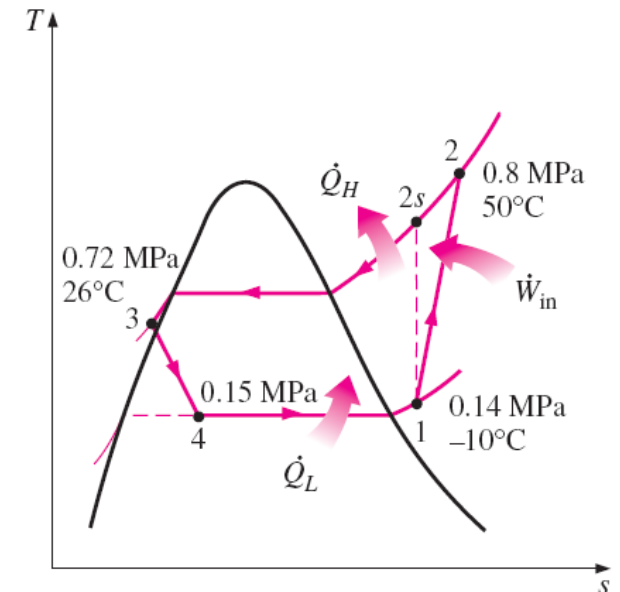
$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{284,2 - 246,4}{286,7 - 246,4} = 0,94$$

c) Calor rejeitado

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{in} = 9,95 \text{ kW}$$

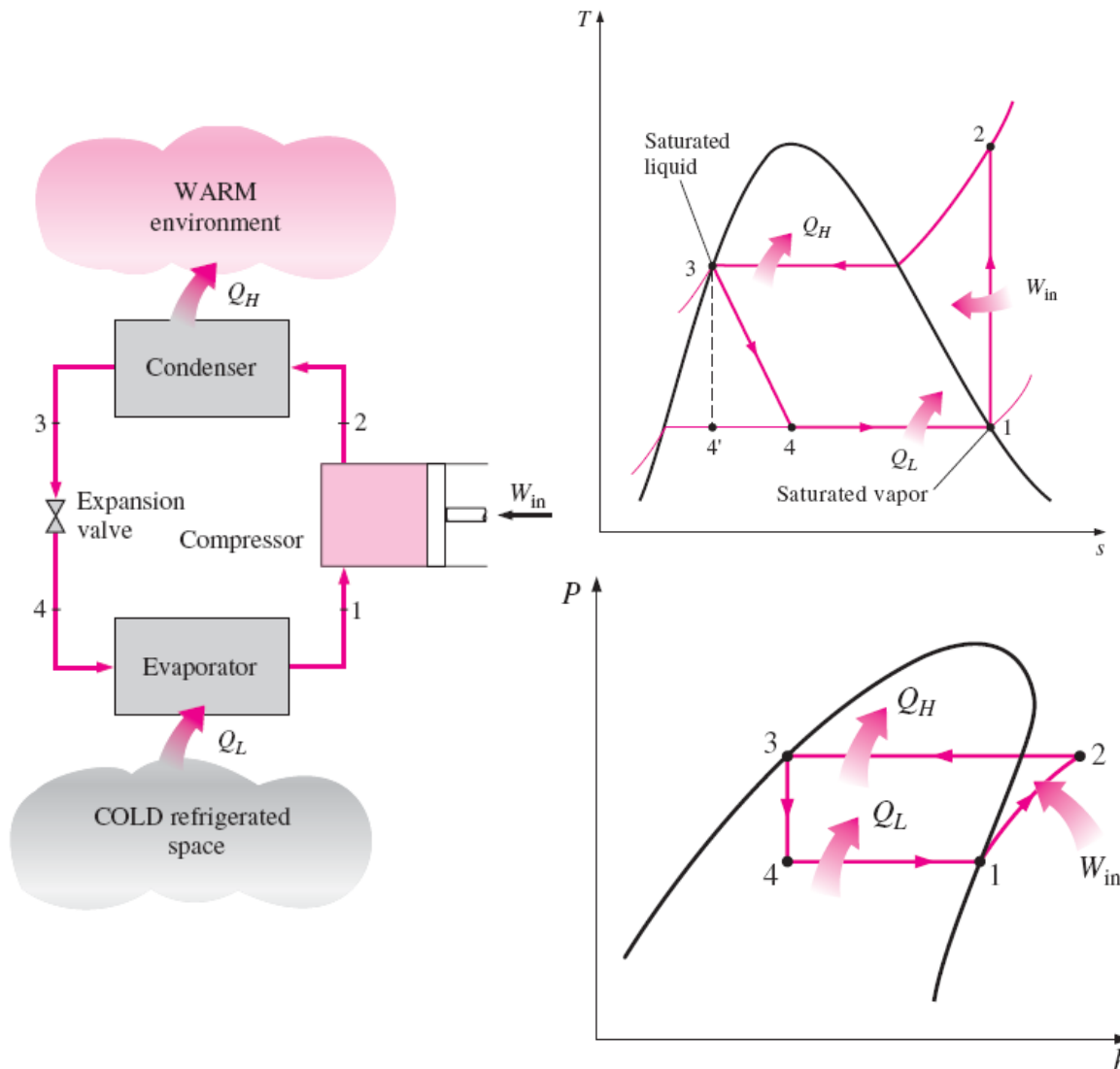
d) COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = 3,93 \quad (\text{diminuiu})$$



5.7. O Ciclo de Múltiplos Estágios

O desempenho do ciclo de um estágio se deteriora com o aumento de $T_H - T_L$

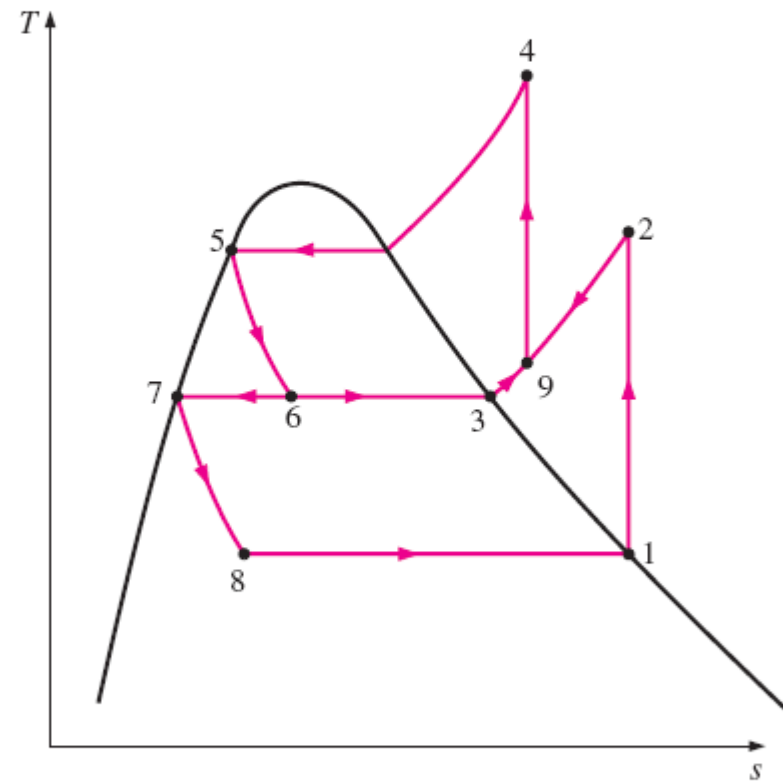
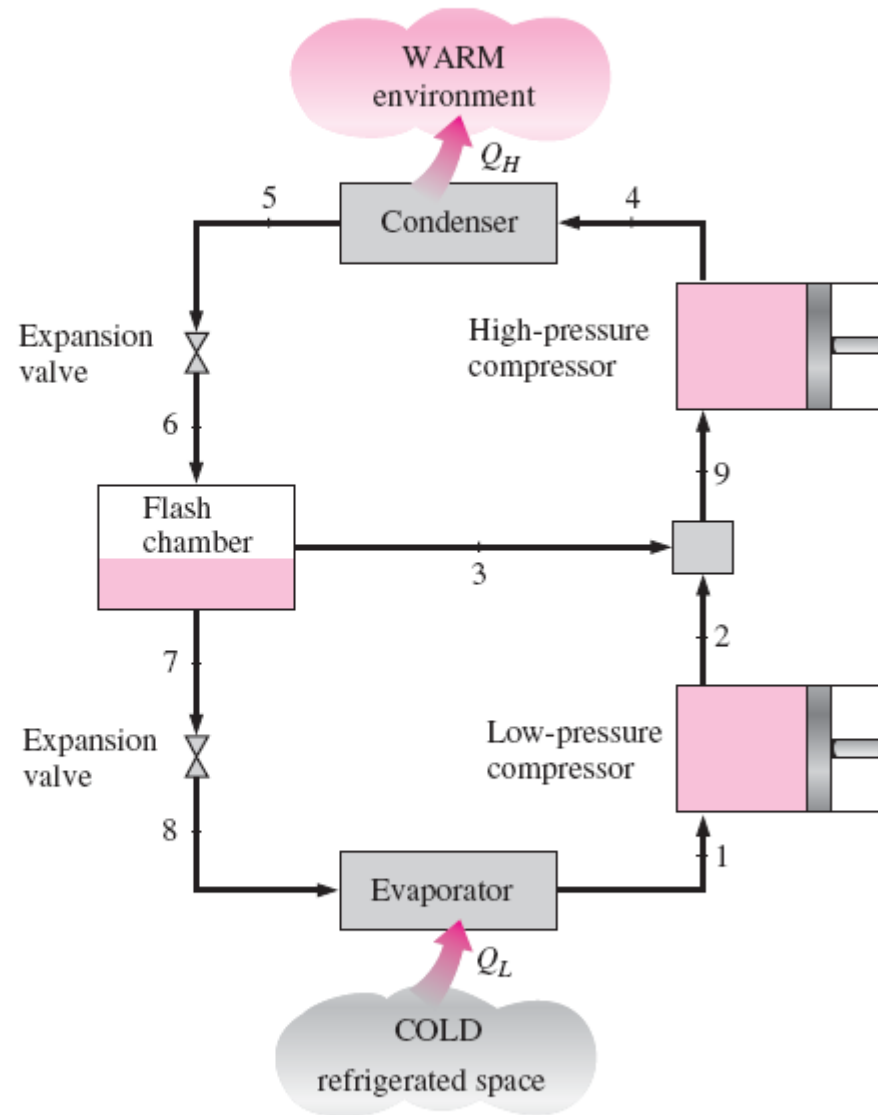


A capacidade de refrigeração diminui
A potência de compressão aumenta
Consequentemente, o COP diminui

Com a realização da compressão em mais de um estágio, é possível aumentar o COP do sistema em relação ao ciclo com compressão em um estágio.

5.7. O Ciclo de Múltiplos Estágios

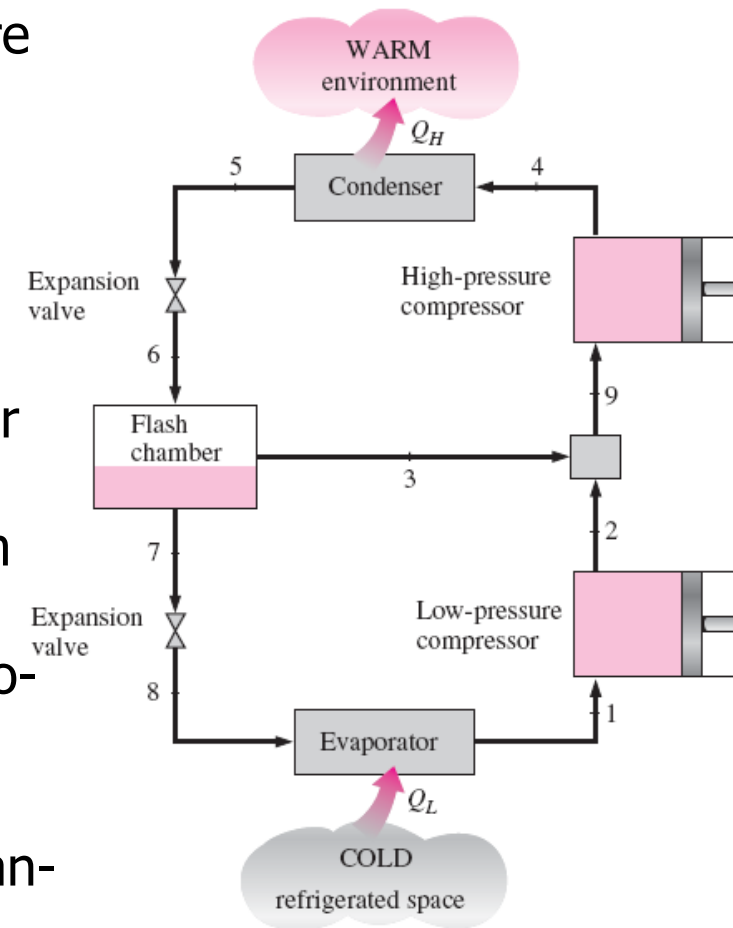
O ciclo com separador de líquido



5.7. O Ciclo de Múltiplos Estágios

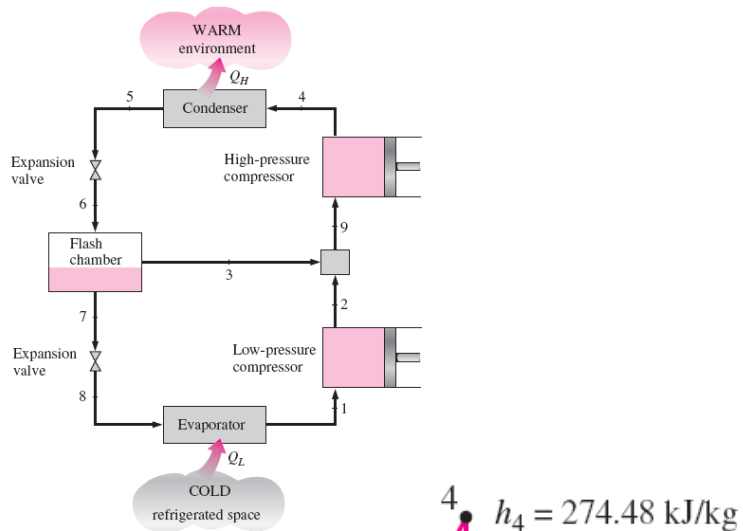
Exemplo: O sistema de duplo estágio opera com R-134a entre os limites de 0,14 MPa e 0,8 MPa. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado e é estrangulado até um separador de líquido que trabalha em uma pressão intermediária de 0,32 MPa. Parte do refrigerante se evapora durante a separação e é misturada ao refrigerante que deixa o compressor de baixa. Esta mistura é comprimida pelo compressor de alta até a pressão de condensação. O líquido que sai do separador é estrangulado até a pressão de evaporação e, em seguida é vaporizado no evaporador. Considerando os dois compressores como isentrópicos e que o vapor deixa o evaporador como vapor saturado, determine:

- a fração do refrigerante que evapora no processo de expansão até o separador de líquido
- a capacidade de refrigeração e o trabalho de compressão por unidade de massa de refrigerante que escoar no condensador
- o COP



5.7. O Ciclo de Múltiplos Estágios

Todos os pontos (**com exceção dos pontos 9 e 4**) podem ser determinados a partir dos dados de entrada pelas tabelas de saturação e de vapor superaquecido.



- a) a fração do refrigerante que evapora à medida em que é estrangulado para o separador de líquido é simplesmente o título no estado 6:

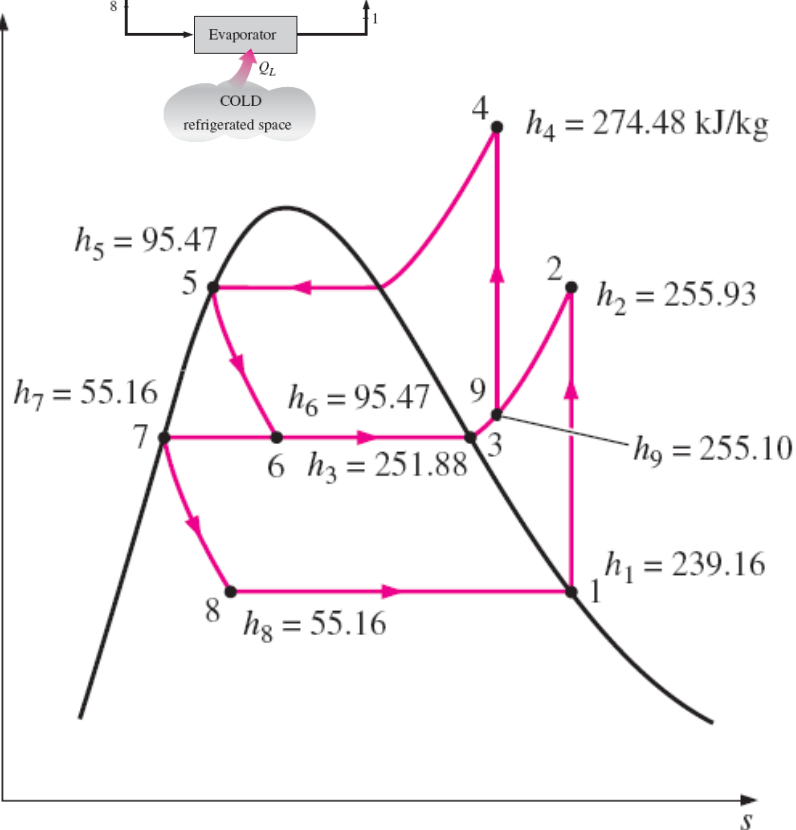
$$x_6 = \frac{h_6 - h_l}{h_v - h_l} = \frac{h_5 - h_l}{h_{lv}} = \frac{95,5 - 55,16}{196,71} = 0,205$$

- b) Balanços de energia no evaporador e nos compressores fornecem

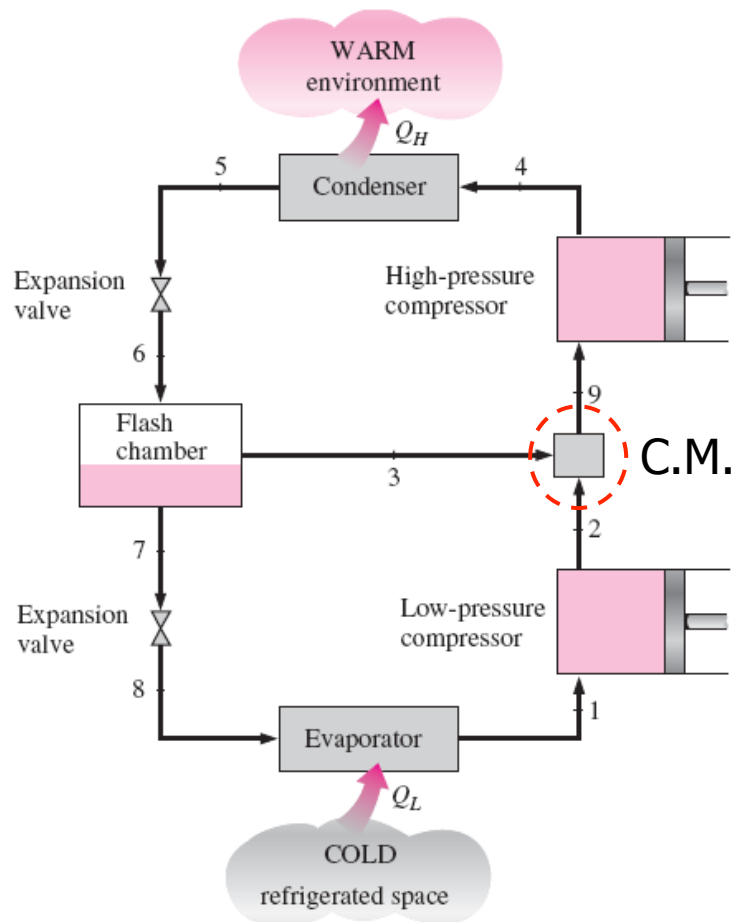
$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8) = 146,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} w_C &= w_{Ca} + w_{Cb} \\ &= (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9) \end{aligned}$$

...é preciso determinar h_9 .



5.7. O Ciclo de Múltiplos Estágios



O balanço de energia na câmara de mistura fornece:

$$h_9 = x_6 h_3 + (1 - x_6) h_2 = 255,1 \text{ kJ/kg}$$

Como o compressor de alta é isentrópico:

$$s_4 = s_9 = 0,9416 \text{ kJ/kg.K e}$$

$$h_4 = h(0,8 \text{ MPa}; s_9) = 274,5 \text{ kJ/kg}$$

Assim:

$$w_C = w_{Ca} + w_{Cb} = 32,71 \text{ kJ/kg}$$

c) COP

$$COP = \frac{q_L}{w_C} = 4,47$$

Observe como o COP aumentou em relação ao sistema de único estágio do exemplo da seção 5.5