



CAPÍTULO 10 – SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E DE BOMBAS DE CALOR

DISCIPLINA: TERMODINÂMICA II

PROF. DR. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA

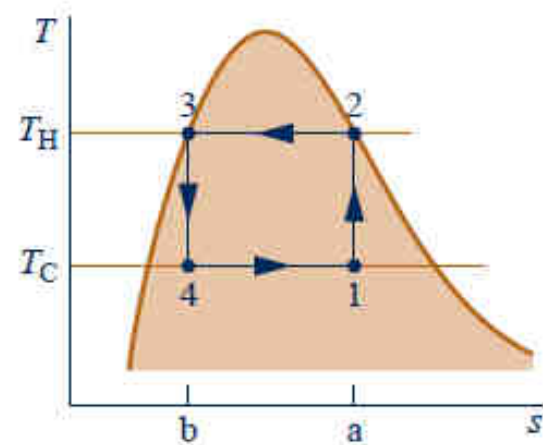
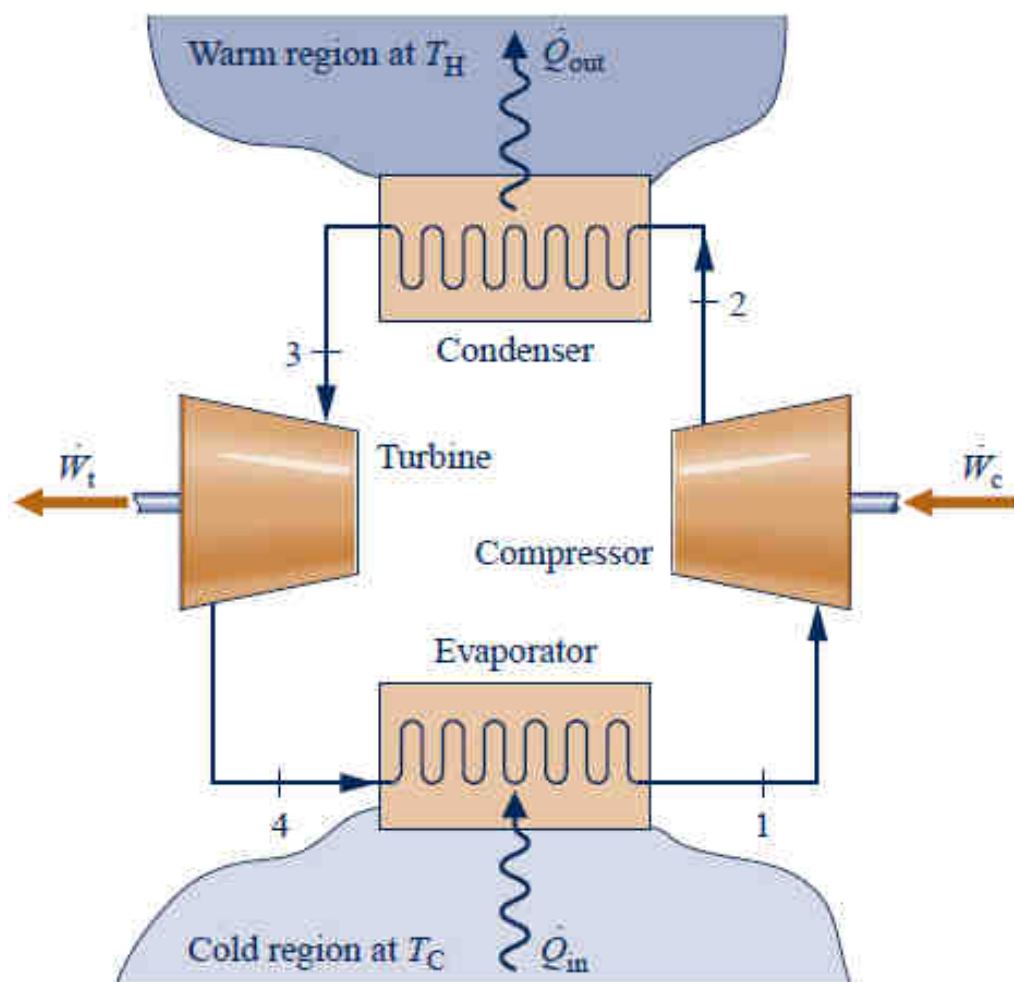
- Sistemas de refrigeração para a conservação de alimentos e de condicionamento de ar são de grande importância na vida diária.
- Bombas de calor são utilizadas no aquecimento doméstico e produção de calor em processos industriais.
- Para conseguir refrigeração é necessária uma **entrada de energia elétrica**.
- A eletricidade é obtida principalmente de fontes não-renováveis, como carvão, gás natural e energia nuclear.
- Dessa forma, sistemas de refrigeração e bombas de calor devem ser projetados e utilizados de maneira eficiente para uma política sustentável de utilização de recursos naturais.
- O objetivo desse capítulo é descrever alguns tipos comuns de sistemas de refrigeração e de bombas de calor e ilustrar como esses sistemas podem ser **modelados termodinamicamente**.

10.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A VAPOR

- O objetivo de um sistema de refrigeração é **manter uma região fria a uma temperatura inferior a sua vizinhança**.

10.1.1 Ciclo de refrigeração de Carnot

- Opera entre uma região à T_C e outra região à T_H .
- O ciclo é realizado pela circulação contínua do refrigerante em uma série de componentes.
- Todos os processos são **reversíveis**.
- As transferências de calor entre o refrigerante e cada região ocorrem **sem uma diferença de temperaturas**.



- PROCESSO 4-1: uma mistura bifásica tem seu título aumentado à medida que recebe calor da região à temperatura T_C . T e p permanecem constantes.
- PROCESSO 1-2: a mistura bifásica é comprimida adiabaticamente até o estado de valor saturado à temperatura T_H . T e p aumentam.
- PROCESSO 2-3: o vapor saturado torna-se líquido saturado à medida que rejeita calor para a região à temperatura T_H . T e p permanecem constantes.
- PROCESSO 3-4: o líquido saturado é expandido adiabaticamente até um estado de mistura bifásica à temperatura T_C . T e p diminuem.
- ÁREA 1-a-b-4-1: calor adicionado ao refrigerante através da região fria por unidade de massa do refrigerante.
- ÁREA 2-a-b-3-2: calor rejeitado pelo refrigerante para a região quente por unidade de massa do refrigerante.

- ÁREA 1-2-3-4-1: **transferência de calor líquida do refrigerante**, que é igual ao **trabalho líquido realizado sobre o refrigerante**.
- O trabalho líquido é a diferença entre o trabalho de acionamento do compressor e o trabalho desenvolvido pela turbina.
- COEFICIENTE DE DESEMPENHO (β):

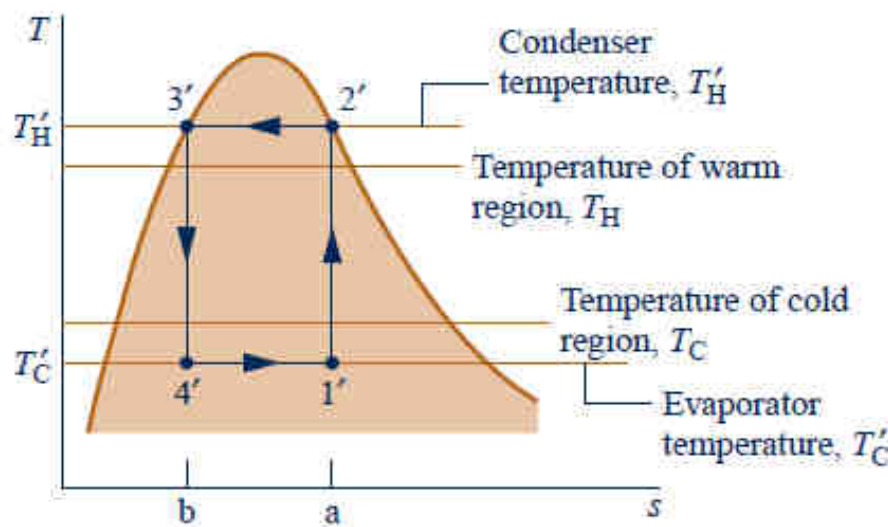
$$\beta_{\max} = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Trabalho líquido para atingir tal efeito}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ent}}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{\text{área 1-a-b-4-1}}{\text{área 1-2-3-4-1}}$$

$$\beta_{\max} = \frac{T_C (s_a - s_b)}{(T_H - T_C)(s_a - s_b)} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (T_C \text{ e } T_H \text{ devem estar em K})$$

- Essa equação representa o **maior coeficiente de desempenho teórico de qualquer ciclo de refrigeração** que opere entre as regiões a T_C e T_H .

10.1.2 Desvios do ciclo de Carnot

- Sistemas de refrigeração reais desviam-se do ciclo de Carnot e tem $\beta < \beta_{\max}$.
- PRIMEIRO DESVIO: as trocas de calor entre o fluido refrigerante no evaporador e a região fria e entre o fluido refrigerante no condensador e a região quente devem ocorrer com ΔT finito.



Refrigerante no evaporador a T_C'

Refrigerante no condensador a T_H'

$$\beta' = \frac{\text{área } 1'-a-b-4'-1}{\text{área } 1'-2'-3'-4'-1} = \frac{T_C'}{T_H' - T_C'}$$

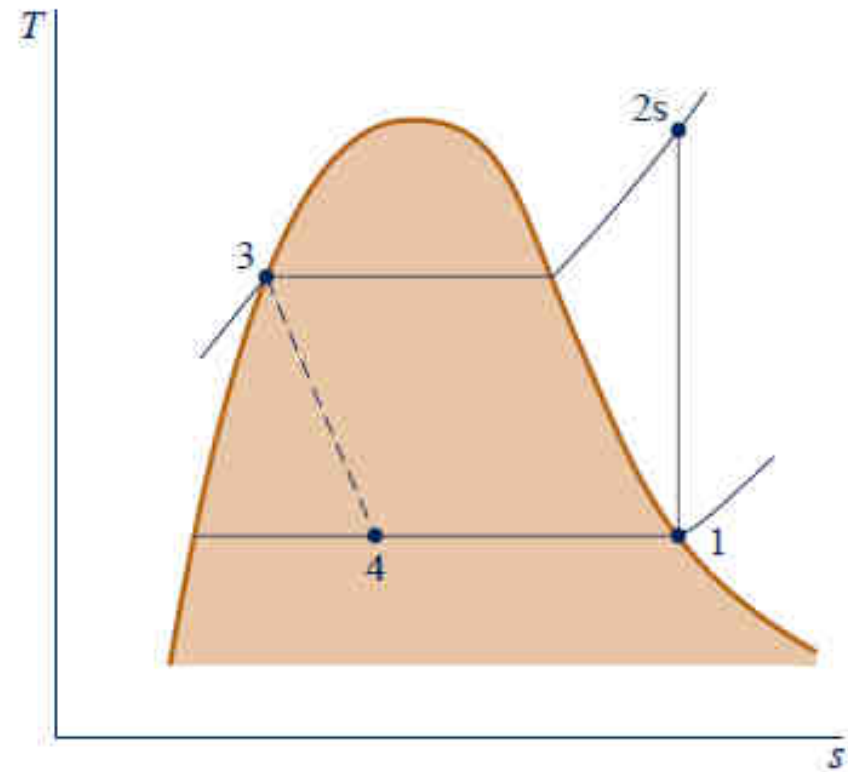
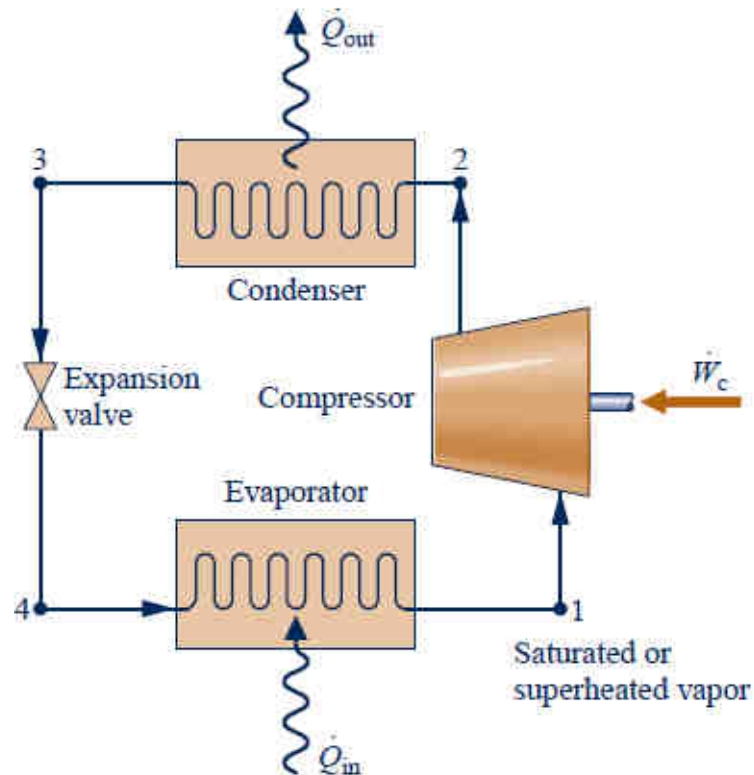
$$\beta' < \beta_{\max}$$

- SEGUNDO DESVIO: na entrada do compressor tem-se uma mistura líquido-vapor (**compressão molhada**) que deve ser evitada para que o líquido não danifique o compressor (**compressão seca**).
- TERCEIRO DESVIO: o processo 3'-4' pode ser feito por uma **válvula de expansão** ao invés de uma turbina (redução de custos iniciais, manutenção e não necessidade de produção de trabalho).
- O ciclo resultante é o chamado **ciclo de refrigeração por compressão de vapor**.

10.2 ANÁLISE DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

- Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os sistemas de refrigeração mais comuns em uso atualmente.
- O objetivo desse tópico é modelar esses sistemas termodinamicamente.

10.2.1 Avaliando do trabalho e das transferências de calor principais



- As hipóteses de solução são: volumes de controle operando em regime permanente com variações de energia cinética e potencial desprezíveis.

- É interessante notar que ao contrário dos sistemas de potência a vapor, nos ciclos de refrigeração a vapor, a **evaporação do refrigerante ocorre em pressão e temperaturas mais baixas** e a **condensação do refrigerante ocorre em pressão e temperaturas mais altas**.
- **PROCESSO 4-1**: transferência de calor do espaço refrigerado para a mistura bifásica de refrigerante que escoar no evaporador a pressão constante até que o refrigerante se torne vapor saturado (p e T são os mesmos, x aumenta).

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (\dot{Q}_{ent} \text{ é chamado de capacidade frigorífica ou de refrigeração})$$

- No sistema inglês, a unidade de $\dot{Q}_{ent}$ é o Btu/h. Outra unidade utilizada é a tonelada de refrigeração (TR), que é igual a 200 Btu/min ou 211 kJ/min.

- **PROCESSO 1-2:** compressão do refrigerante desde a pressão do evaporador (vapor saturado) até a pressão do condensador (vapor superaquecido) (p e T aumentam). Considerando o compressor adiabático tem-se:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (\dot{W}_c / \dot{m} \text{ é o trabalho de compressão por unidade de massa})$$

- **PROCESSO 2-3:** transferência de calor do refrigerante na forma de vapor superaquecido que escoar no condensador a pressão constante para a vizinhança mais fria até que o refrigerante se torne líquido saturado (p é a mesma, T diminui).

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

- **PROCESSO 3-4:** o refrigerante se expande da pressão do condensador (líquido saturado) até a pressão do evaporador (mistura bifásica) (p, T diminuem, x aumenta) em uma válvula de expansão (**processo de estrangulamento**)

adiabático irreversível). A entropia específica aumenta e o processo é isoentálpico:

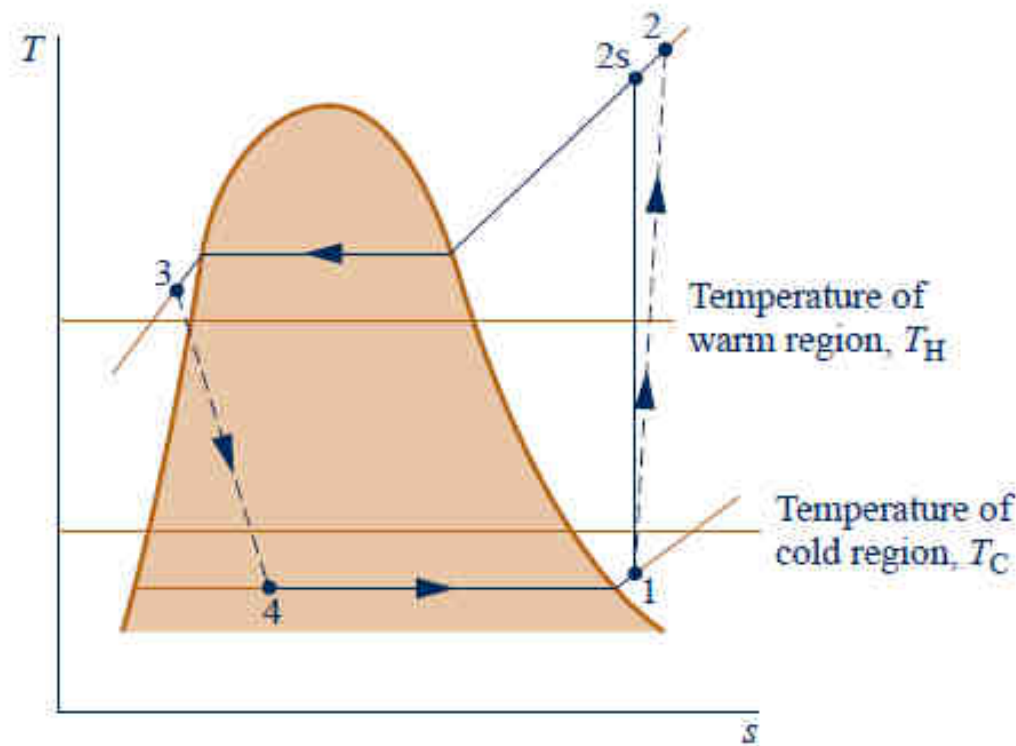
$$h_3 = h_4$$

- Coeficiente de desempenho: $\beta = \frac{\dot{Q}_{entra} / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$

10.2.2 Desempenho de sistemas de compressão de vapor ideais

- Todos os processos descritos anteriormente são reversíveis, com exceção do processo de estrangulamento. Apesar disso, o ciclo é conhecido como ciclo ideal de compressão de vapor.
- Num ciclo menos idealizado, deve-se levar em consideração a transferência de calor para as vizinhanças, a queda de pressão no evaporador e no condensador e o processo de compressão não-isoentrópica.

10.2.3 Desempenho dos sistemas reais de compressão de vapor



- Em sistemas reais, existe um ΔT finito entre a região fria e o refrigerante que escoa no evaporador ($T_C > T_{\text{refrigerante, evaporador}}$) e também entre a região quente e o refrigerante que escoa no condensador ($T_{\text{refrigerante, condensador}} > T_H$).

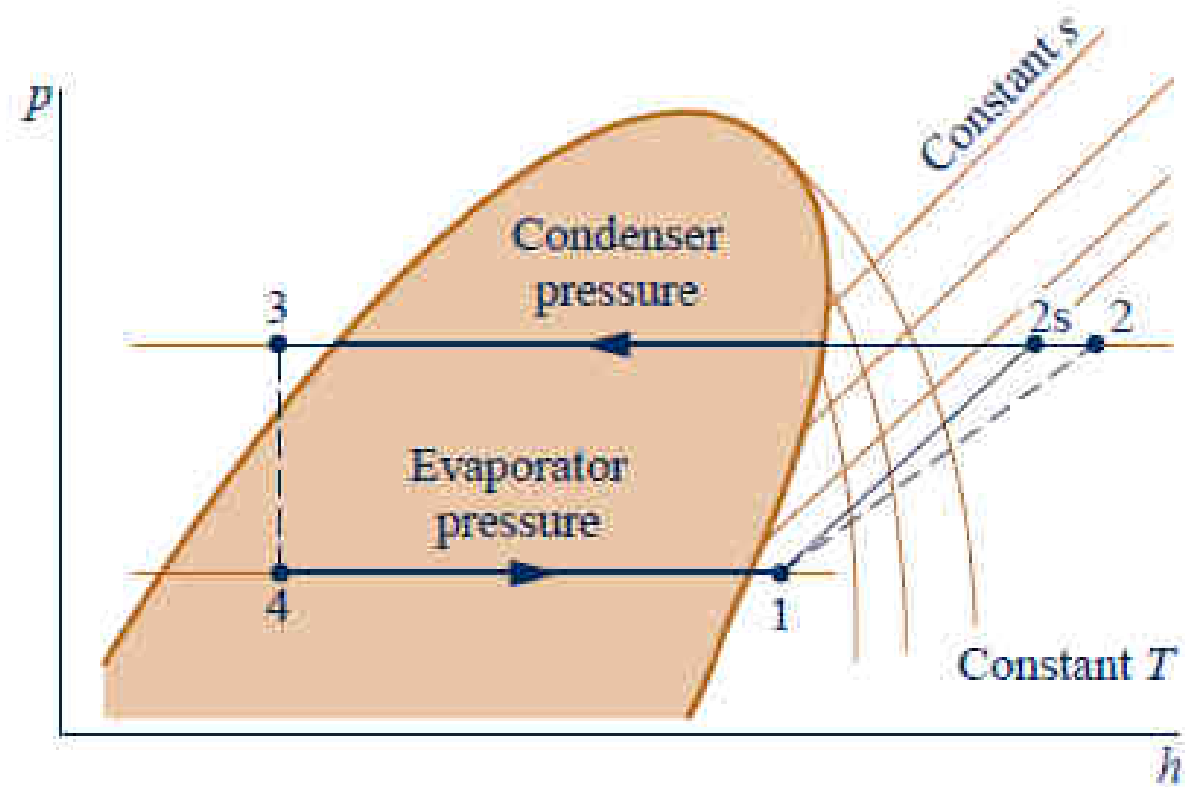
- Além disso, pode-se levar em consideração as **irreversibilidades do compressor** através de sua eficiência isoentrópica:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c / \dot{m})_s}{(\dot{W}_c / \dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- Outra característica de ciclos de compressão reais é o **vapor superaquecido na saída do evaporador** e o **líquido comprimido na saída do condensador**.
- Outras fontes de irreversibilidades que serão desprezadas são a queda de pressão ao longo do evaporador, condensador e tubulações de conexão.
- Todas as **irreversibilidades** citadas anteriormente fazem com que β **diminua**.

10.2.4 O diagrama pressão-entalpia

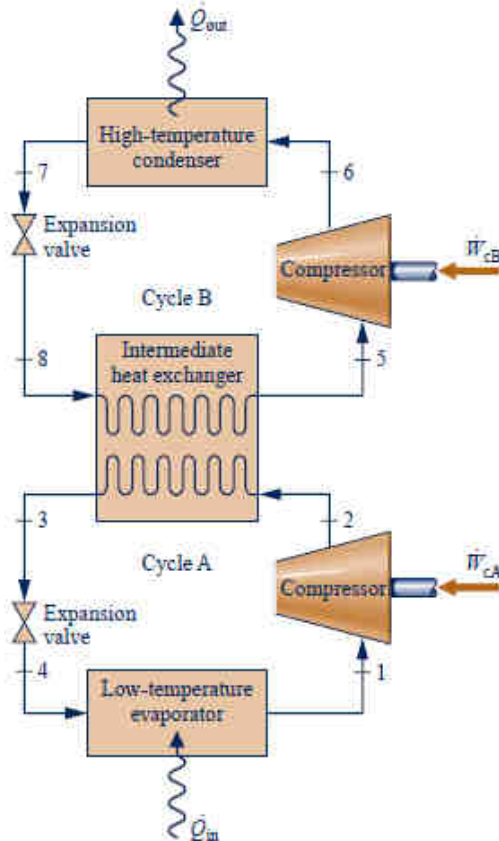
- Diagrama amplamente utilizado no campo da refrigeração.



PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DE UM DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA PARA UM REFRIGERANTE TÍPICO.

10.3 OUTRAS APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE VAPOR

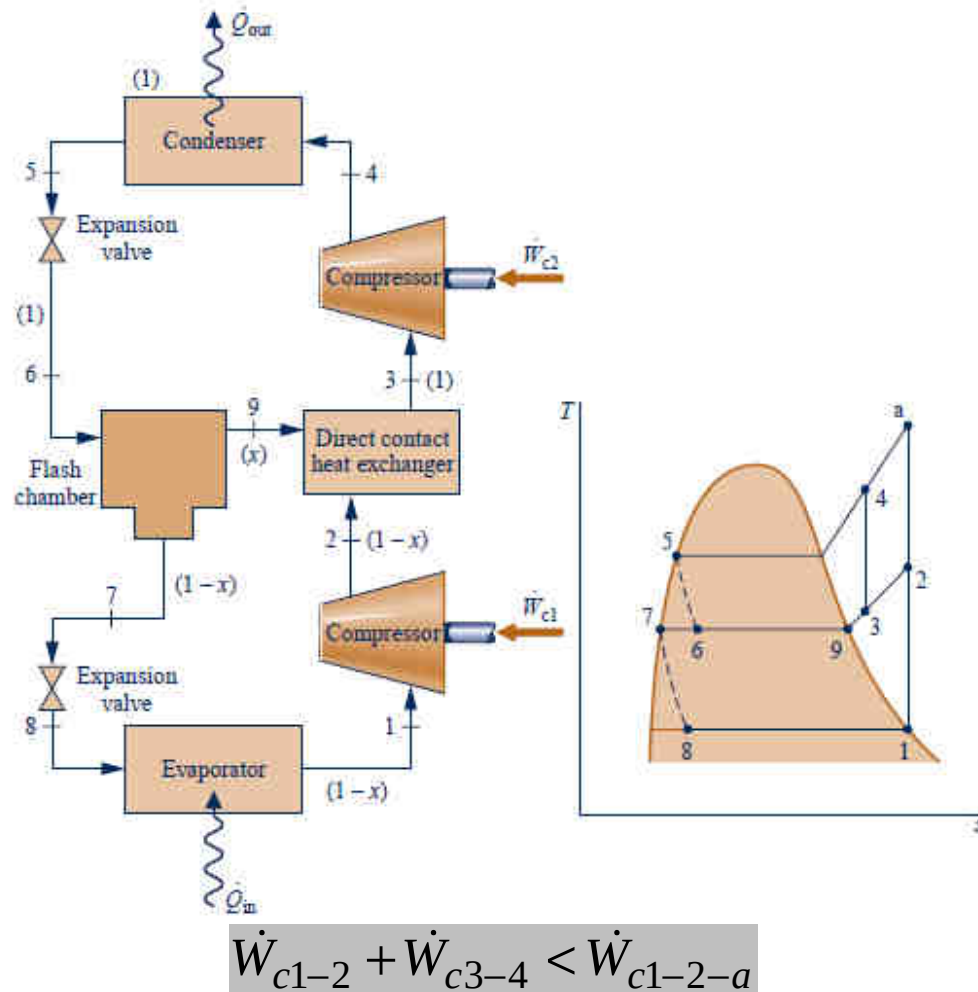
10.4.1 Ciclos em cascata



- É composto de um ciclo de **baixa temperatura** A e um ciclo de **alta temperatura** B.
 - Os refrigerantes podem ser diferentes e com vazões distintas.
- O calor rejeitado pelo refrigerante no condensador em A é utilizado para evaporar o refrigerante no evaporador em B.
- Os fluidos podem ser selecionados para otimizar o sistema.

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}}$$

10.4.2 Compressão multiestágio com inter-resfriamento

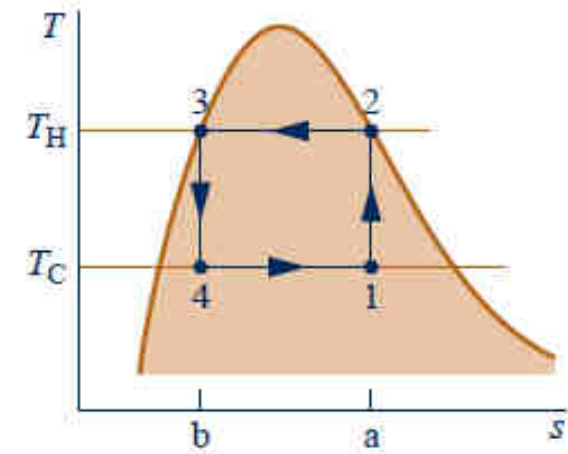
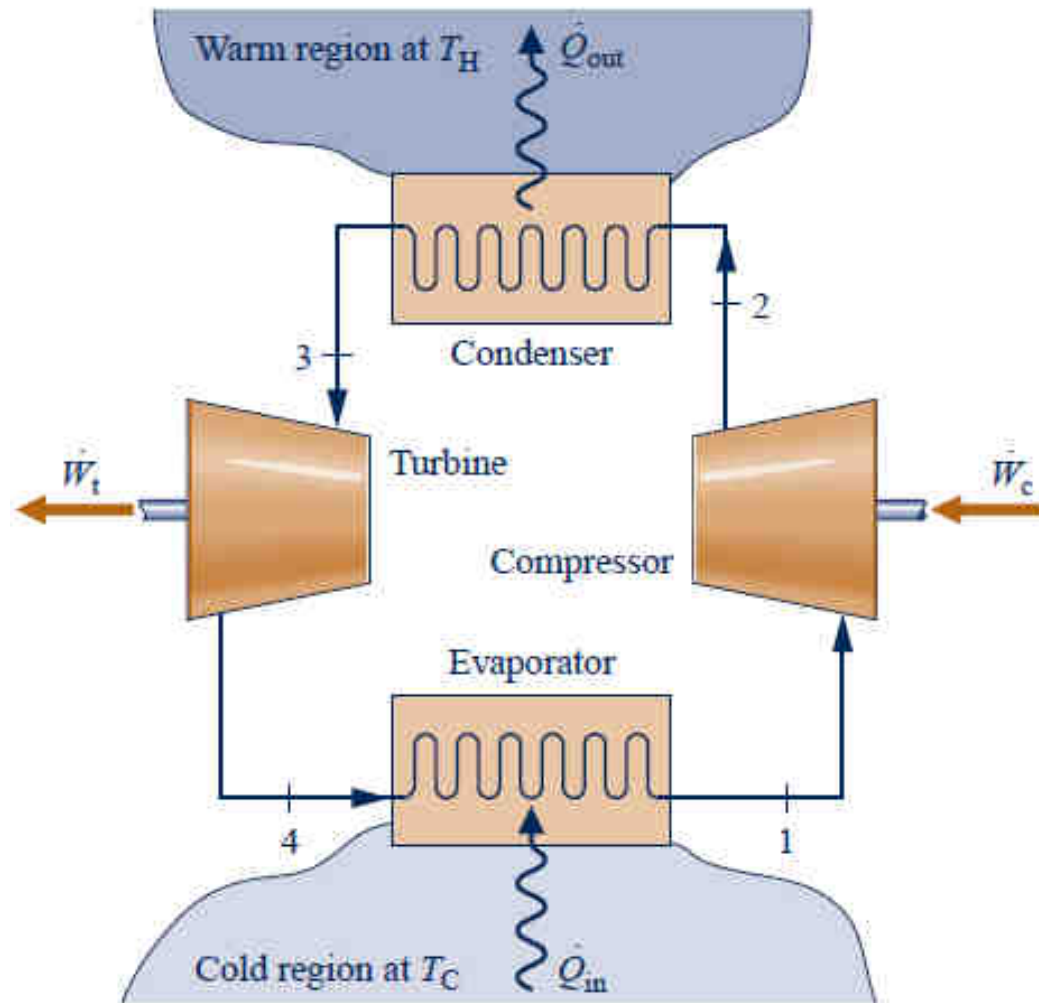


- O inter-resfriamento **diminui o trabalho de compressão total**, aumentando β .
- No trocador de calor de contato direto ocorre a **mistura de vapor superaquecido a alta temperatura com vapor saturado a baixa temperatura**.
- Na câmara de separação ocorre a **separação da mistura bifásica em duas correntes: líquido saturado e vapor saturado**.

10.5 SISTEMAS DE BOMBA DE CALOR

- O objetivo de uma bomba de calor é **manter a temperatura no interior de uma residência ou qualquer outra edificação acima da temperatura da vizinhança.**
- Outro objetivo pode ser **promover uma transferência de calor para certos processos industriais que acontecem a temperaturas elevadas.**
- Os sistemas de bomba de calor apresentam muitas características em comum com os sistemas de refrigeração apresentados até o momento.
- Bombas de calor por compressão de vapor são bem adequadas para aplicações de aquecimento de interiores.
- De maneira instrutiva será considerada inicialmente um **ciclo de uma bomba de calor de Carnot.**

10.5.1 Ciclo de bomba de calor de Carnot



- Ao contrário de um ciclo de refrigeração (objetivo é $\dot{Q}_{entra}$), em uma bomba de calor o **objetivo é fornecer $\dot{Q}_{sai}$** para a região quente, que é o **espaço a ser aquecido**.
- Um balanço de energia em regime permanente para **todo o ciclo** fornece que:

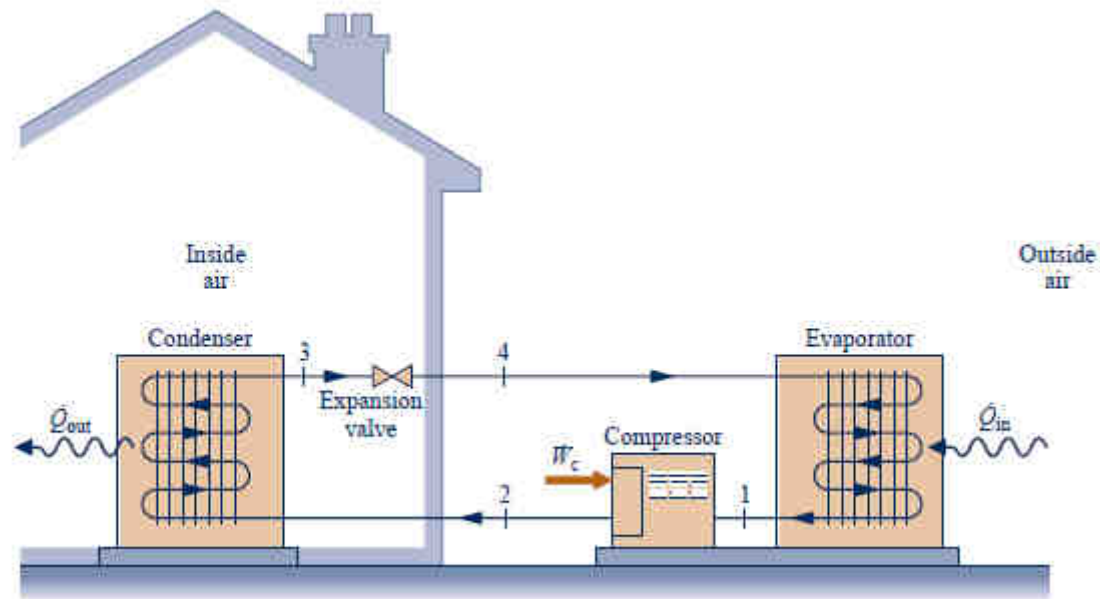
$$\dot{Q}_{entra} + \dot{W}_{ciclo} = \dot{Q}_{sai}$$

- O coeficiente de desempenho de qualquer bomba de calor é definido como a **razão entre o efeito de aquecimento e a potência de acionamento líquida para se alcançar esse efeito**:

$$\gamma_{\max} = \frac{\dot{Q}_{sai} / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{\text{área 2-a-b-3-2}}{\text{área 1-2-3-4-1}} = \frac{T_H (s_a - s_b)}{(T_H - T_C)(s_a - s_b)} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

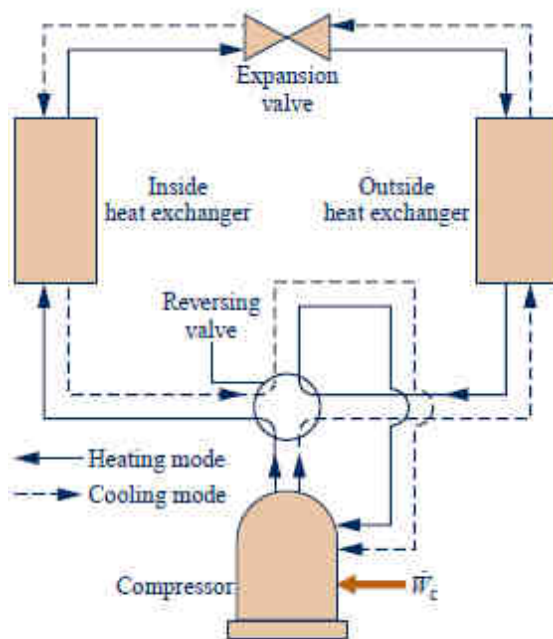
- Essa expressão representa o **coeficiente de desempenho teórico máximo** para qualquer bomba de calor operando entre as regiões a temperatura T_C e T_H .

10.5.2 Bombas de calor por compressão de vapor



- Bombas de calor reais desviam-se da bomba de calor de Carnot. As discussões anteriores a respeito das irreversibilidades do ciclo de compressão de vapor continuam válidas.
- A análise termodinâmica parte do mesmo princípio e o ciclo de bomba de calor por compressão de vapor possui os mesmos componentes básicos.

- Coeficiente de desempenho: $\gamma = \frac{\dot{Q}_{sai} / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$
- Fontes de calor para o evaporador: ar ambiente (mais comum), solo, água de lagos, rios ou poços. Bombas de calor com ar como fonte podem ser utilizadas para promover resfriamento no verão com o uso de uma válvula de reversão.



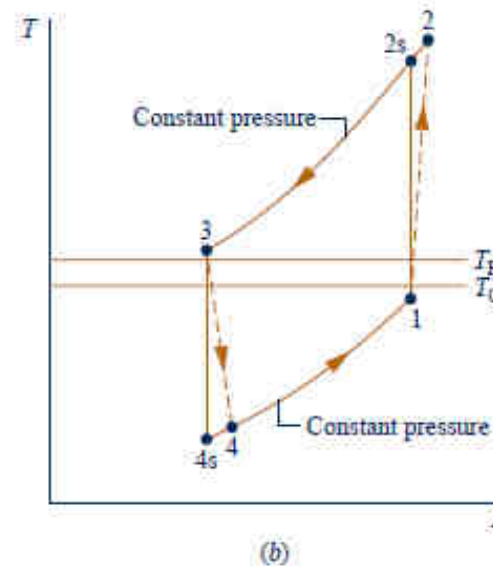
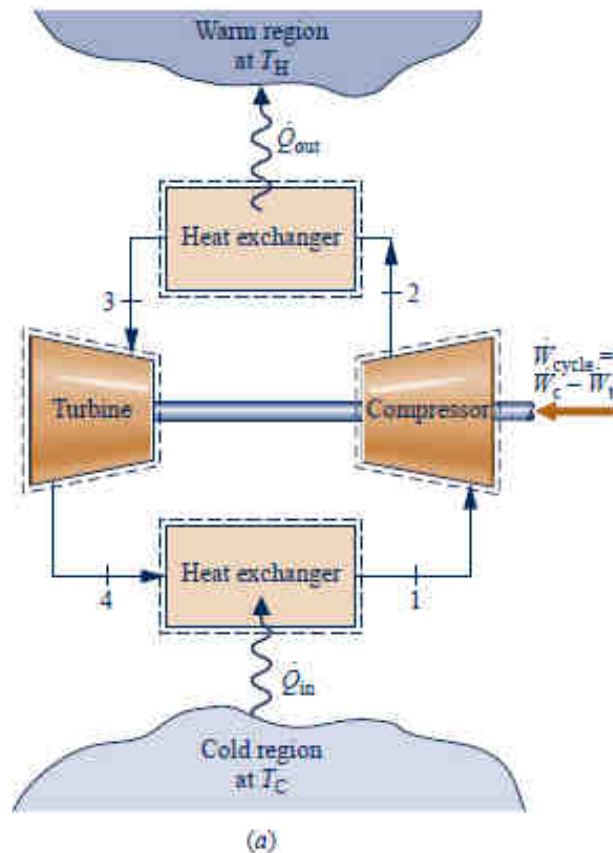
No inverno (bomba de calor), o **evaporador é externo** e o **condensador é interno**.

No verão (condicionador de ar), o **evaporador é interno** e o **condensador é externo**.

A válvula de reversão promove **tanto o aquecimento quanto o resfriamento** (uso dual)

10.6 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A GÁS

10.6.1 Ciclo de refrigeração Brayton



- O fluido de refrigeração é **sempre um gás**.
- É o reverso do ciclo de potência Brayton.
- Uma aplicação importante é o resfriamento de cabinas aeronáuticas.

- O ciclo 1-2s-3-4s é o ciclo ideal e o ciclo 1-2-3-4 leva em consideração as irreversibilidades no compressor e na turbina.
- Em regime permanente, com variações de energia cinética e potencial desprezíveis e considerando equipamentos adiabáticos, a aplicação dos balanços de massa e energia em cada volume de controle acima fornece:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{entra} / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$$