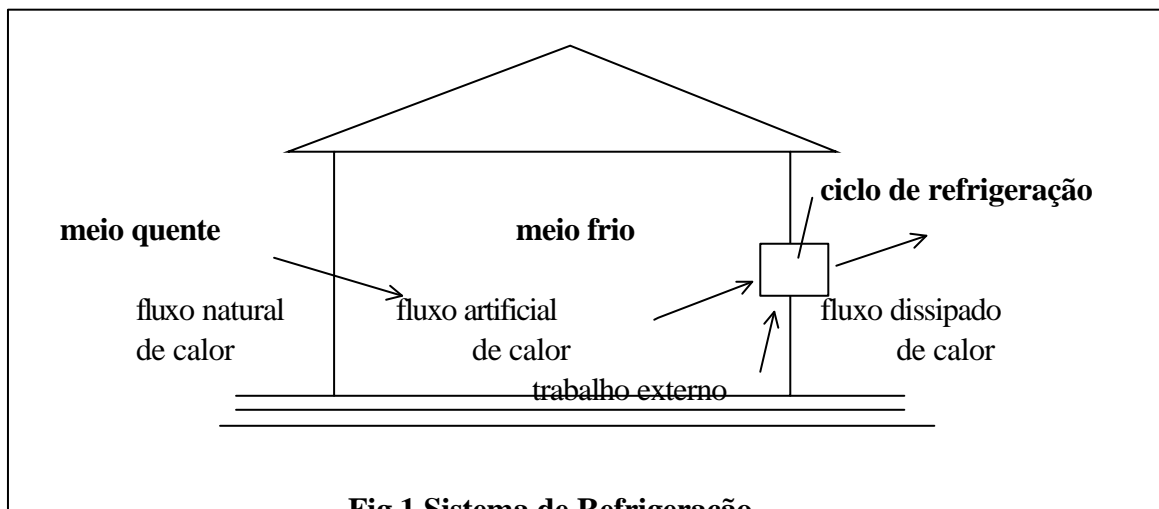


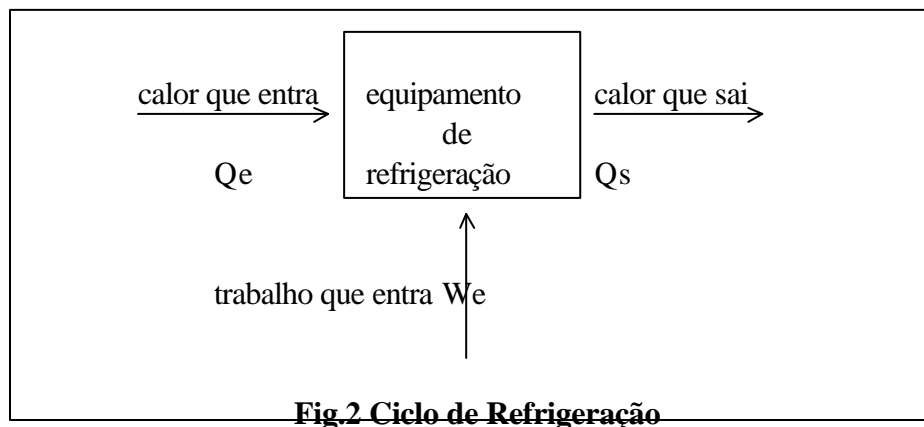
CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

Definição, 1ª Lei da Termodinâmica, 2ª Lei da Termodinâmica, Ciclo de Carnot Reverso, Ciclo de Refrigeração Real por Compressão de Vapor, Ciclo T-S e p-h, Diagrama de Equipamentos. Cálculos do Ciclo de Refrigeração, Ciclos de Refrigeração Multiestágios, Propriedades Termofísicas de Refrigerantes, Desempenho de Compressores, Ciclos de Refrigeração por Absorção, Exemplos, Bibliografia.

Ciclos de Refrigeração: É um sistema térmico que continuamente transfere energia térmica (calor) de uma região de baixa temperatura para outra em alta temperatura. Como este fluxo contraria a tendência natural do calor, só é possível absorvendo trabalho externo, conforme fig.1.



O ciclo de refrigeração tem uma entrada de calor, uma saída de calor e uma entrada de trabalho. Ampliando o equipamento de refrigeração tem-se a fig.2.



Aplicando as duas leis da termodinâmica, obtêm-se:

1ª Lei da Termodinâmica: (Lei da Conservação da Energia ou Lei do Balanço Energético): Em um sistema térmico em regime estacionário, o somatório de energias que entram é igual ao somatório de energias que saem, conforme equação abaixo:

$$\begin{aligned}
 \sum Ee &= \sum Es \\
 Qe + We &= Qs \\
 We &= Qs - Qe
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

onde Qe é o calor que entra em watts, We o trabalho que entra em W e Qs o calor que sai, em W.

Nestas equações pode ser visto que o calor que sai do sistema é maior que o calor que entra, pois leva consigo o trabalho do sistema, ou o trabalho sai na forma de calor. Isto concorda com o proposto por Robert Mayer em 1842, que o trabalho e calor são elementos equivalentes, que foi o início da 1ª lei da termodinâmica.

Uma outra aplicação da 1ª lei é a eficiência, que em ciclos de refrigeração pode passar de 100 % e por isso é chamado de COP - Coeficiente de Performance, obtendo-se a equação abaixo:

$$\text{Coef. Perf.}, COP = \frac{\text{Efeito Útil, EU}}{\text{Energia Gasta, EG}}
 \tag{2}$$

O efeito útil pode ser o frio produzido ou o calor produzido, chegando-se em duas definições para o COP:

$$\begin{aligned}
 COP_R &= \frac{Qe}{We} = \frac{Qe}{Qs - Qe} \\
 COP_A &= \frac{Qs}{We} = \frac{Qs}{Qs - Qe}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

onde COP_R é o coeficiente de performance para refrigeração, e COP_A para aquecimento. Como $Qs = Qe + We$, tem-se:

$$COP_A = \frac{Qs}{We} = \frac{Qe + We}{We} = \frac{Qe}{We} + \frac{We}{We} = COP_R + 1
 \tag{4}$$

ou seja, o COP de aquecimento é igual ao COP de refrigeração mais um. Isto se as condições de funcionamento do ciclo não forem alteradas.

2ª Lei da Termodinâmica: A segunda lei da termodinâmica diz que a energia flui naturalmente do maior potencial para o menor potencial, vencendo as resistências térmicas existentes no caminho. O contrário, só às custas de trabalho externo. Em termos de entropia, necessário para ciclos, a segunda lei diz que em um sistema térmico em regime estacionário, a variação total de entropia do sistema é igual à soma das variações reversíveis mais as irreversíveis, obtendo-se:

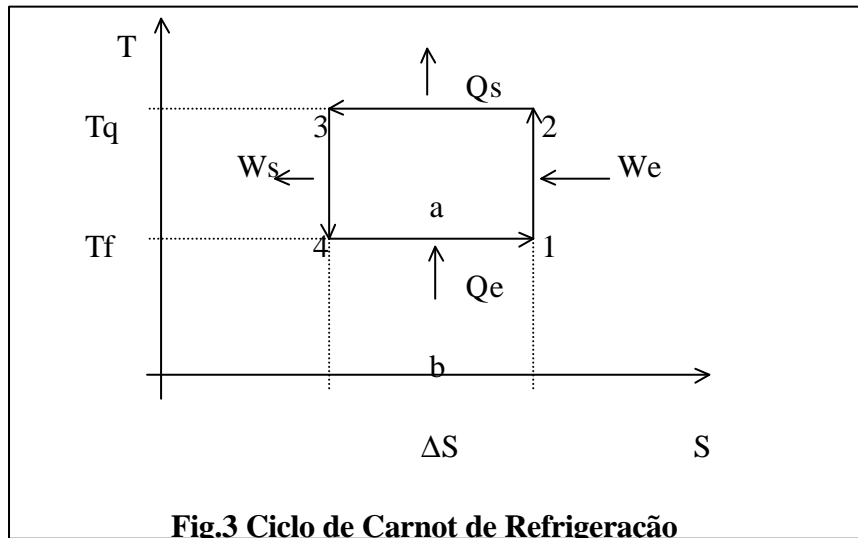
$$\begin{aligned}
 dS &= dSr + dSi \\
 dS &\geq \frac{dQ}{T}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

onde dS é a variação total de entropia, dSr as variações reversíveis e dSi as irreversíveis. O termo dQ representa os fluxos de calor e T a temperatura absoluta. A segunda equação de dS é chamada desigualdade de Clausius, formulada em 1854 e que deu origem à 2ª lei da termodinâmica. O sinal igual vale para processo reversíveis e o maior para processos irreversíveis. Quanto mais irreversível, maior a desigualdade.

Pela equação acima, constata-se que o melhor sistema será aquele que tiver as menores variações irreversíveis de entropia, por exemplo, causadas por atrito, e chega-se à conclusão que o melhor ciclo é aquele que tiver irreversibilidade zero, no caso o ciclo de Carnot, cuja base foi formulada por Sadi Carnot em 1824 como ciclo ideal. Este ciclo é direto (horário) em motores térmicos, e reverso (anti-horário) em refrigeração.

CICLO DE CARNOT REVERSO

É composto por 4 processos reversíveis ($dS_i = 0$), cujo ciclo pode ser visto na fig.3:



Os quatro processos são:

- 1-2: Compressão adiabática isentrópica com entrada de trabalho W_e
- 2-3: Compressão isotérmica com saída de calor Q_s
- 3-4: Expansão adiabática isentrópica com saída de trabalho W_s
- 4-1: Expansão isotérmica com entrada de calor Q_e

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica ao ciclo tem-se:

$$Q_e + W_e = Q_s + W_s$$

$$W_e - W_s = W_L = Q_s - Q_e$$

$$COP_R = \frac{Q_e}{W_L} = \frac{Q_e}{Q_s - Q_e} \quad (6)$$

$$COP_A = \frac{Q_s}{W_L} = \frac{Q_s}{Q_s - Q_e}$$

onde W_L representa o trabalho líquido do ciclo.

Aplicando a 2ª Lei da Termodinâmica na forma da desigualdade de Clausius, e lembrando que os processos são reversíveis tem-se:

$$\begin{aligned}
 dSr &= \frac{dQ}{T} \\
 dQ &= T \times dSr \\
 \int dQ &= T \times \int dSr \\
 Q &= T \times \Delta S \\
 Q_e &= T_f \times \Delta S = \text{área} \dots b \\
 Q_s &= T_q \times \Delta S = \text{área} \dots a + b
 \end{aligned} \tag{7}$$

onde ΔS representa a variação de entropia do ciclo. Pode ser visto que os fluxos de calor são representados pelas áreas abaixo dos processos onde ocorrem estes fluxos de calor no ciclo. Em termos de trabalho líquido e COP obtêm-se:

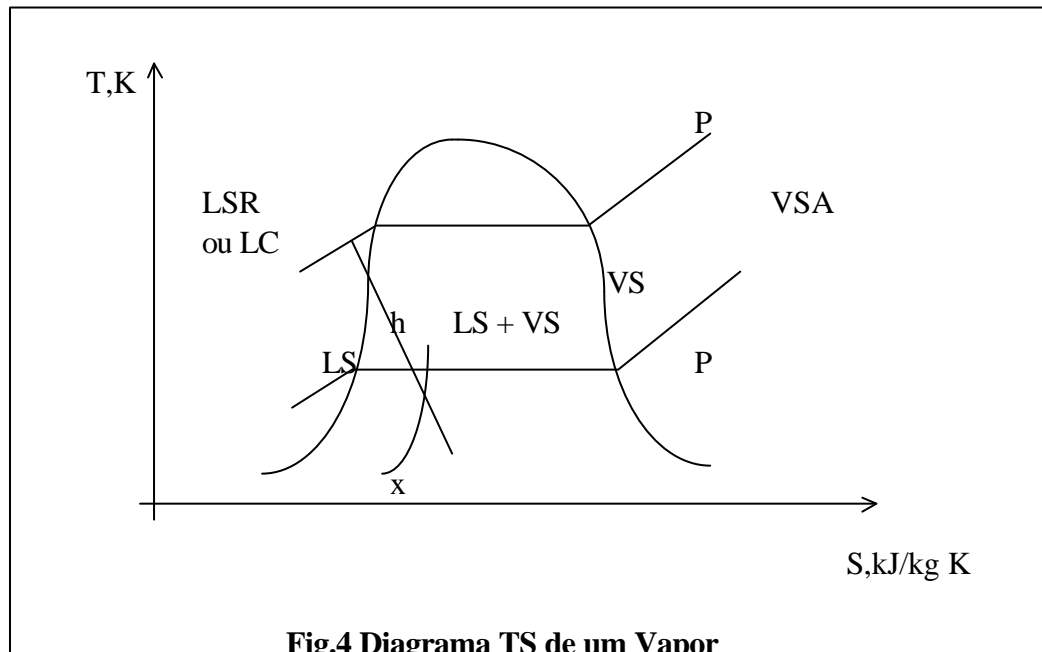
$$\begin{aligned}
 W_L &= Q_s - Q_e = (T_q - T_f) \Delta S = \text{área} \dots a \\
 COP_{CR} &= \frac{Q_e}{W_L} = \frac{T_f \times \Delta S}{(T_q - T_f) \Delta S} = \frac{T_f}{T_q - T_f} \\
 COP_{CA} &= \frac{Q_s}{W_L} = \frac{T_q \times \Delta S}{(T_q - T_f) \Delta S} = \frac{T_q}{T_q - T_f}
 \end{aligned} \tag{8}$$

onde pode ser visto que o COP_C do ciclo de Carnot depende somente das temperaturas de trabalho do ciclo, em Kelvin. Os processos reais, por derivarem do ciclo de Carnot, seguem a tendência do COP de Carnot em relação às temperaturas. Para tornar o ciclo de Carnot realidade são necessárias algumas modificações.

CICLO DE REFRIGERAÇÃO REAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR:

Para transformar o ciclo de Carnot em um ciclo real, é necessário em primeiro lugar definir um fluido. Para escolher o fluido analisa-se os dois efeitos úteis do ciclo, a produção de frio (Q_e) ou a produção de calor (Q_s). São fluxos de calor que ocorrem com o fluido em temperatura constante, ou seja, o fluido deve absorver calor (Q_e) sem esquentar, ou dissipar calor (Q_s) sem esfriar. Isto só é possível na prática com troca de fase, evaporação na entrada de calor e condensação na dissipação de calor.

Portanto, um ciclo real deve utilizar um vapor, normalmente um hidrocarboneto halogenado (R22, por exemplo), ou um composto inorgânico (amônia, por exemplo). Para transpor o ciclo de Carnot para este fluido real, é necessário conhecer as propriedades deste fluido e o seu diagrama T x S, conforme figura abaixo.



O diagrama apresenta as seguintes zonas e linhas:

1. LSR ou LC - Zona de Líquido Sub-Resfriado ou Líquido Comprimido - Sub-resfriado porque para uma dada pressão, um fluido nesta zona está numa temperatura menor que a de saturação para a referida pressão, e comprimido porque para uma dada temperatura, o fluido está numa pressão maior que a de saturação para a referida temperatura;
2. LS - Linha de Líquido Saturado - Nesta linha o fluido está numa temperatura e pressão de saturação que formam um par biunívoco específico para cada fluido, sendo uma propriedade do fluido. O fluido é, porém, totalmente líquido.
3. VS - Linha de Vapor Saturado - Nesta linha o fluido também está na mesma temperatura e pressão de saturação que formam um par biunívoco específico para cada fluido já referido acima, que é uma propriedade do fluido. O fluido, porém é agora totalmente vapor.
4. LS + VS - Zona de Mistura de Líquido Saturado mais Vapor Saturado - Pode-se forçar um pouco a definição dizendo que não existe fluido nesta zona, existindo na verdade mistura dos fluidos saturados acima, na proporção do título.
5. VSA - Zona de Vapor Super-Aquecido - Se um vapor saturado for aquecido ou comprimido torna-se superaquecido, distanciando-se da linha de saturação.

Para se entender e analisar um ciclo de refrigeração que utilize um vapor é fundamental o conhecimento deste vapor, ou das propriedades acima citadas.

Para se trazer o ciclo de Carnot para o fluido real pode-se começar pelos efeitos úteis, os fluxos de calor. No ciclo de Carnot estes fluxos de calor ocorrem sem variação da temperatura do fluido. Isto só é possível com processos de calor latente, e para o refrigerante ser fluido nas duas extremidades do processo, deve ser evaporação ou condensação. Estes dois processos são isobáricos, se forem desconsideradas as perdas de carga devidas ao escoamento.

No ciclo real, estas trocas de fase exigem diferença de temperatura entre o fluido e o meio, frio ou quente, conforme a equação dos trocadores de calor:

$$Q = UA\Delta t \quad (9)$$

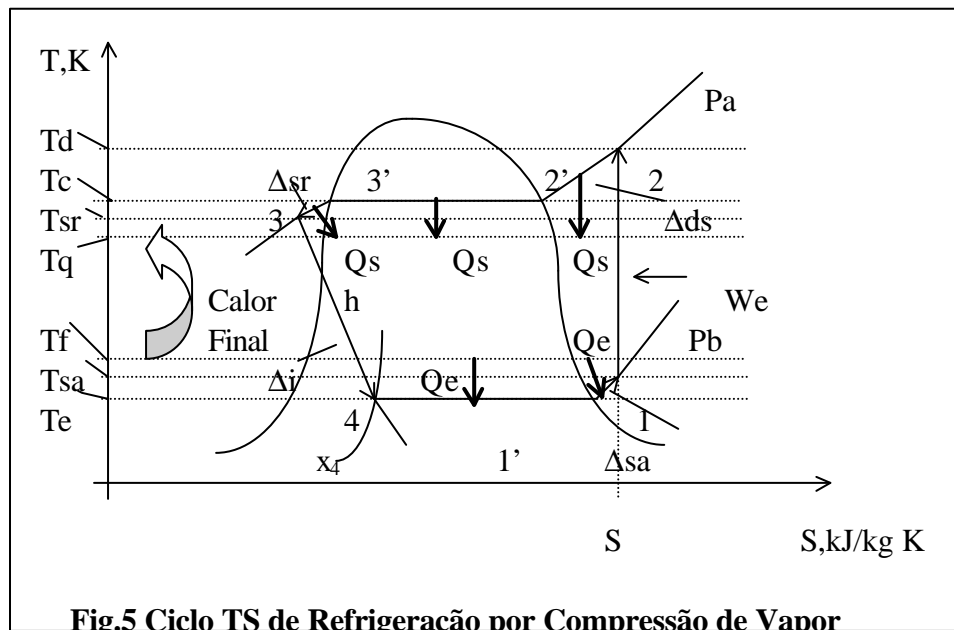
Este diferencial de temperatura não existe no ciclo de Carnot, pois a área dos trocadores teria que ser infinita, e torna o ciclo real irreversível.

A obtenção das temperaturas baixa na absorção de calor (frio) e alta na dissipação de calor para um mesmo fluido é possível pela variação da pressão do fluido refrigerante. Esta variação ocorre alternando-se um processo que aumenta a pressão e outro que a diminui. Estes processos são verticais no ciclo de refrigeração, conforme figura abaixo.

O processo de aumento de pressão ocorre num compressor. Os compressores são desenvolvidos para comprimir uma fase única de um fluido, sendo muito difícil a compressão de um fluido com duas fases, o que causa o golpe de líquido. Por isso, o compressor do ciclo deve comprimir somente vapor, e para garantir isto, o fluido deve ser superaquecido no evaporador. Este superaquecimento ocorre com entrada de calor do meio frio para o fluido em superaquecimento, de forma que a temperatura de superaquecimento é limitada pela temperatura do meio frio. Isto toma características diferentes quando o evaporador tem seus circuitos em contra-corrente, entre o refrigerante em evaporação e o fluido em aquecimento.

Este processo que ocorre com o gás de sucção forma um triângulo, chamado triângulo de superaquecimento (Δ_{sa} na figura).

Após ocorre a compressão do fluido, teoricamente isentrópico, mas na real com aumento de entropia, devido aos atritos de compressão, que também tornam o processo irreversível. Em algumas medições reais pode se detectar até compressão com diminuição de entropia, devido às perdas de calor existente no compressor.



A descarga do compressor ocorre no ponto 2, com a maior temperatura do ciclo, T_d .

O fluido entra então no condensador, onde é primeiro desuperaquecido isobáricamente, no processo 2 - 2' de calor sensível, com dissipação de calor para o meio quente. Este calor é pequeno, na ordem de 10% do calor dissipado pelo condensador. Isto forma outro triângulo, chamado de desuperaquecimento (Δ_{ds} na figura).

Após o fluido passa por um processo de condensação isobárica-isotérmica, 2'-3', com dissipação da maior parte de calor, na ordem de 85%.

Após o fluido passa por um processo de sub-resfriamento, visando maximizar a absorção de calor do meio frio. Este sub-resfriamento se processa com perda de calor sensível para o meio quente, de forma que a temperatura do meio quente limita a temperatura de subresfriamento do fluido. Novamente o quadro se altera para trocadores de calor em contra-corrente. Este calor perdido representa na ordem de 5% do calor total do condensador.

O condensador tem então dois processos de calor sensível e um somente de latente, no caso condensação. Ganha o nome de condensador porque a maior parte do calor dissipado vem da condensação do fluido. Aparece novamente aqui um triângulo, chamado de subresfriamento (Δs_r na figura).

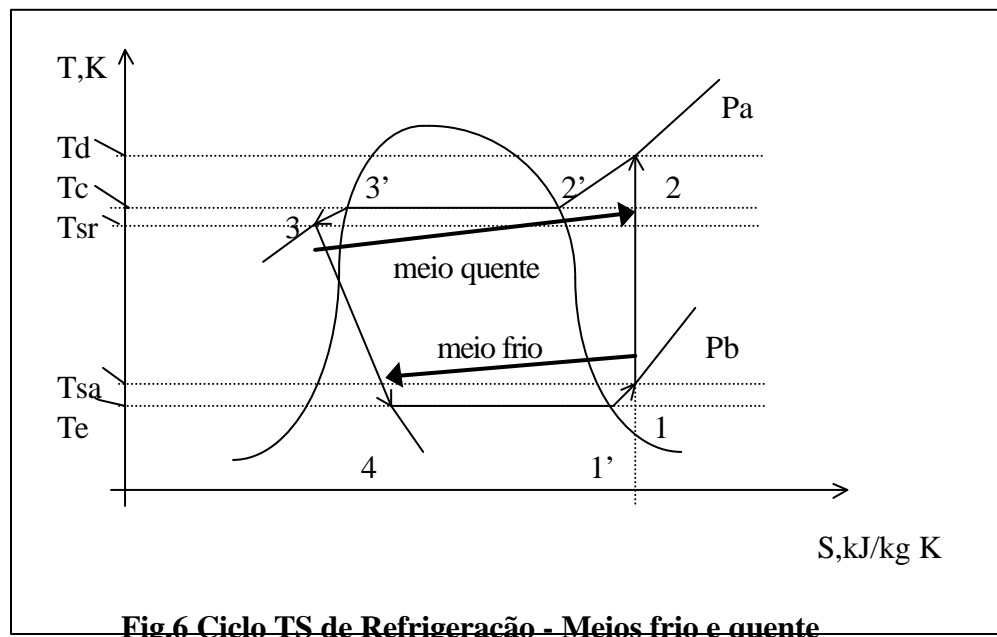
O fluido deve então perder pressão, retornando à pressão de baixa P_b . Para tanto deve passar num dispositivo de perda de pressão, ou expansão. Deve entrar o mais sub-resfriado possível, de forma a aumentar o frio produzido no evaporador.

No ciclo de Carnot esta queda de pressão é isentrópica, mas estes processos somente ocorrem em turbinas de expansão, com produção de trabalho externo. Alguns poucos equipamentos (de grande porte) tem este tipo de equipamento, no caso uma turbina. Os equipamentos comuns fazem esta queda de pressão num tubo comprido e fino (tubo capilar) ou numa válvula de expansão. Esta queda de pressão é isentálpica, com surgimento de vapor na expansão, saindo com título maior que zero no ponto 4. Surge outro triângulo, chamado de expansão isentálpica (Δi na figura).

O fluido pode então finalmente passar para a evaporação, processo 4-1', absorvendo calor, e chegar no superaquecimento, fechando o ciclo.

Na fig.5 pode também ser visto que o fluxo de calor final, indo do meio frio para o meio quente, se processo por dois fluxos de meio quente para frio. O calor desce de nível térmico (temperatura) na evaporação, é bombeado para um alto nível pelo compressor, e desce de nível na condensação, perfazendo o efeito final procurado.

Em sistemas reais, os meios frio e quente normalmente não tem temperatura constante, mas variáveis, ou em aquecimento ou esfriamento, normalmente em contra-corrente nos trocadores de calor, conforme pode ser visto na fig.6. Isto traz diferenciais de temperatura variáveis ao longo dos trocadores de calor.

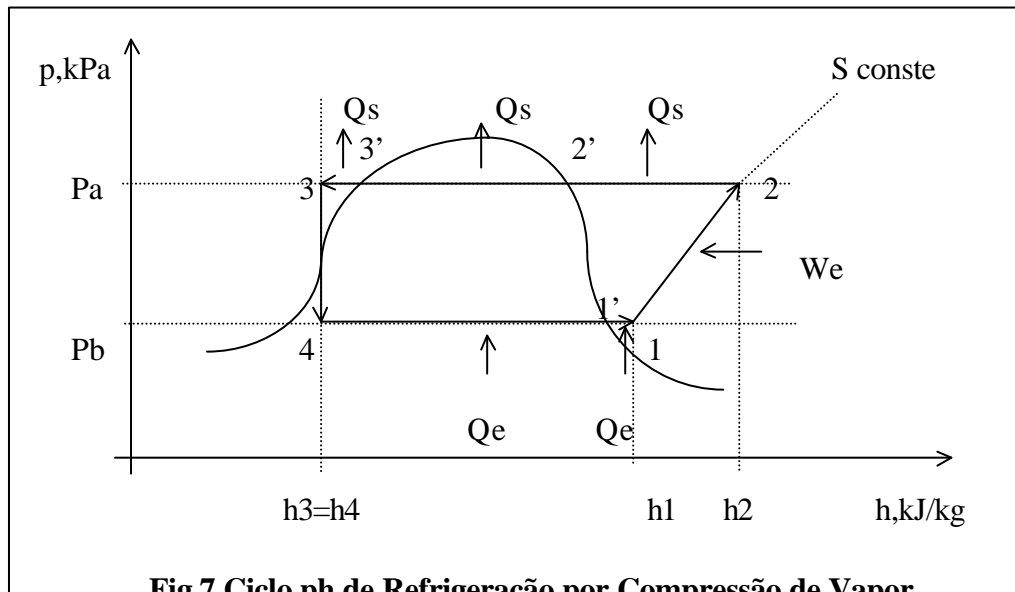


A entropia é uma propriedade fundamental para o desenvolvimento teórico de ciclos, como visto até aqui. Para cálculos dos fluxos de energia do ciclo, a entalpia é bastante útil, pois permite calcular os fluxos de energia e massa envolvidos nos processos com a equação

$$P = \dot{m}_r \Delta h \quad (10)$$

onde P são os fluxos de energia (potência), trabalho ou calor, em watts, \dot{m}_r a vazão mássica de refrigerante e h as entalpias extremas de cada processo em cálculo.

É necessário então levar o ciclo para o diagrama p-h, conforme abaixo:



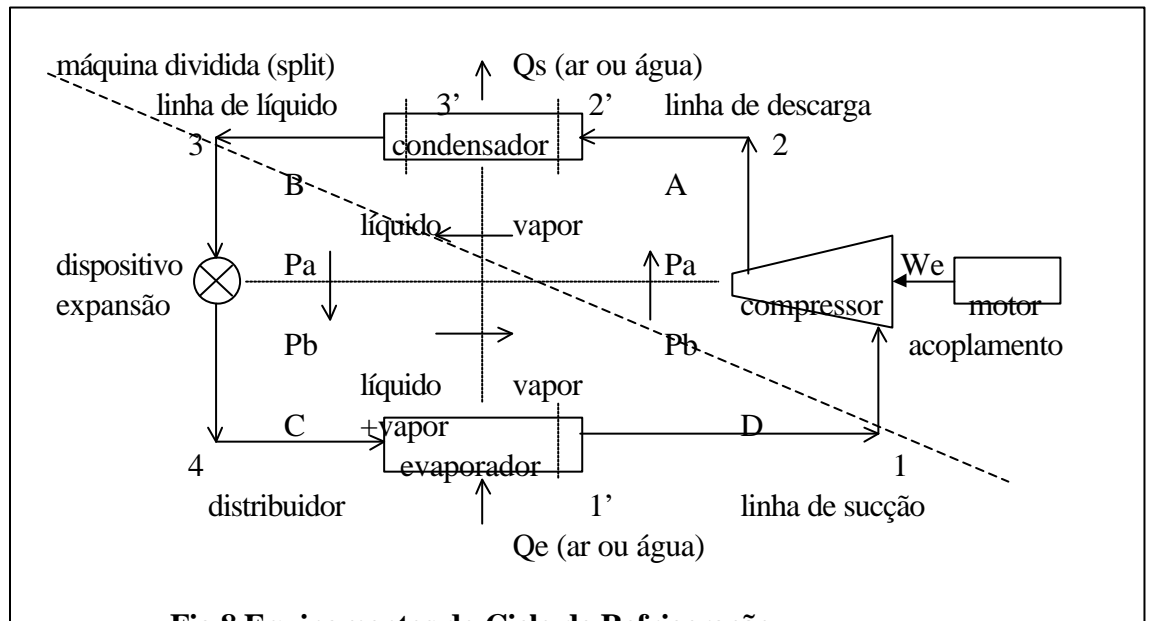
O conhecimento das entalpias 1,2,3 e 4 é importante para os cálculos energéticos do ciclo.

Diagrama de Equipamentos: Os processos acima ocorrem em quatro equipamentos básicos, que são:

- 1-2: Compressor
- 2-3: Condensador
- 3-4: Dispositivo de Expansão
- 4-1: Evaporador

Destes equipamentos, o compressor apresenta o maior relacionamento com as condições de operação do ciclo, sendo necessário salientar porém que todos têm influência no mesmo. Por isso, em anexo, são apresentadas curvas de desempenho de um compressor de 18.000 BTU/h, para fins de exemplo. Estas curvas tem como dados de entrada as temperaturas de evaporação e condensação (temperaturas saturadas), e como dados de saída o frio produzido, a energia absorvida e a vazão de refrigerante.

Os equipamentos do ciclo estão interligados da seguinte forma:

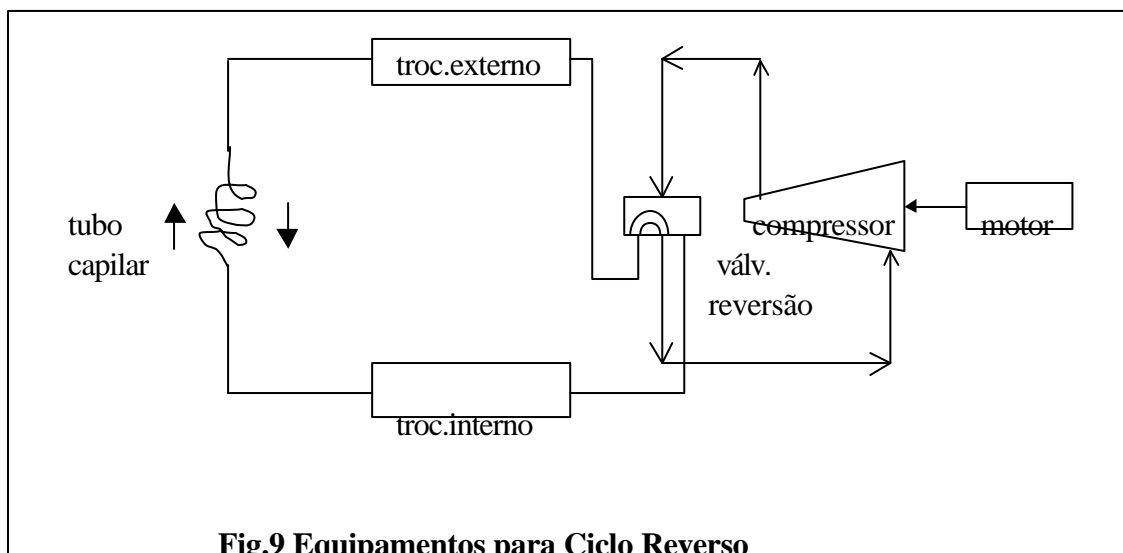


Podem ser vistos os números em relação aos ciclos anteriores. Também podem ser observados os “quatro quadrantes” de refrigeração: no quadrante A tem-se vapor em alta pressão, no B líquido em alta pressão, no C líquido (e pouco vapor) em baixa pressão e no D vapor em baixa pressão.

O desenho acima mostra os diversos tipos de condicionadores de ar. O frio pode ser produzido no ar ou em água. Se no ar, chama-se expansão direta, pois a expansão do fluido refrigerante ocorre diretamente em contato com o ar em resfriamento. Se o frio resfria água, esta funciona como um fluido intermediário, que irá resfriar o ar ambiente em unidades ventilador-serpentina (fan-coil).

A dissipação de calor pode ser feita em ar ou água. Se a dissipação é feita para o ar, chama-se máquina com condensação a ar. Se a dissipação de calor é para água, chama-se máquina com condensação a água, e esta água normalmente é resfriada numa torre de resfriamento.

No inverno pode-se usar o sistema no chamado "ciclo reverso", que consiste utilizar o calor dissipado no condensador para aquecer o ambiente. Poderia-se virar a máquina 180°, e o sistema faria frio no exterior e calor no interior. Evidentemente isto é trabalhoso, e portanto utiliza-se uma válvula chamada válvula de reversão que altera o caminho do refrigerante, transformando o trocador interno de evaporador para condensador, e o trocador externo de condensador para evaporador. O sistema pode ser visto na figura abaixo.



CÁLCULOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Serão relacionadas a seguir as principais equações para cálculo de um ciclo de refrigeração.

$$Q_e = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (11)$$

onde Q_e é a potência de frio em Watts, \dot{m}_r a vazão mássica de refrigerante em kg/s, h_1 a entalpia na saída do evaporador e h_4 na entrada do evaporador, J/kg.

$$W_t = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (12)$$

onde W_t é a potência teórica do compressor em Watts e h_2 a entalpia na saída do compressor, J/kg.

$$W_r = W_t / \eta_c \quad (13)$$

onde W_r é a potência real do compressor em Watts, e η_c a eficiência do compressor, na ordem de 50%.

$$Q_s = Q_e + W_r \quad (14)$$

onde Q_s é o calor dissipado no condensador, em Watts.

$$\text{COP}_R = Q_e / W_r \quad (15)$$

onde COP_R é o Coeficiente de Performance do equipamento para ciclo de refrigeração.

$$\text{COP}_A = Q_s / W_r \quad (16)$$

onde COP_A é o Coeficiente de Performance do equipamento para ciclo de aquecimento.

$$V = \dot{m}_r v_1 \quad (17)$$

onde V é a vazão volumétrica de refrigerante, m^3/s , e v_1 o volume específico do refrigerante na entrada do compressor, m^3/kg .

$$D_c = V / \eta_v \quad (18)$$

onde D_c é o deslocamento do compressor, m^3/s , e η_v a eficiência volumétrica do compressor, valor médio 70 %.

$$\eta_r = \text{COP}_r / \text{COP}_{cr} \quad (19)$$

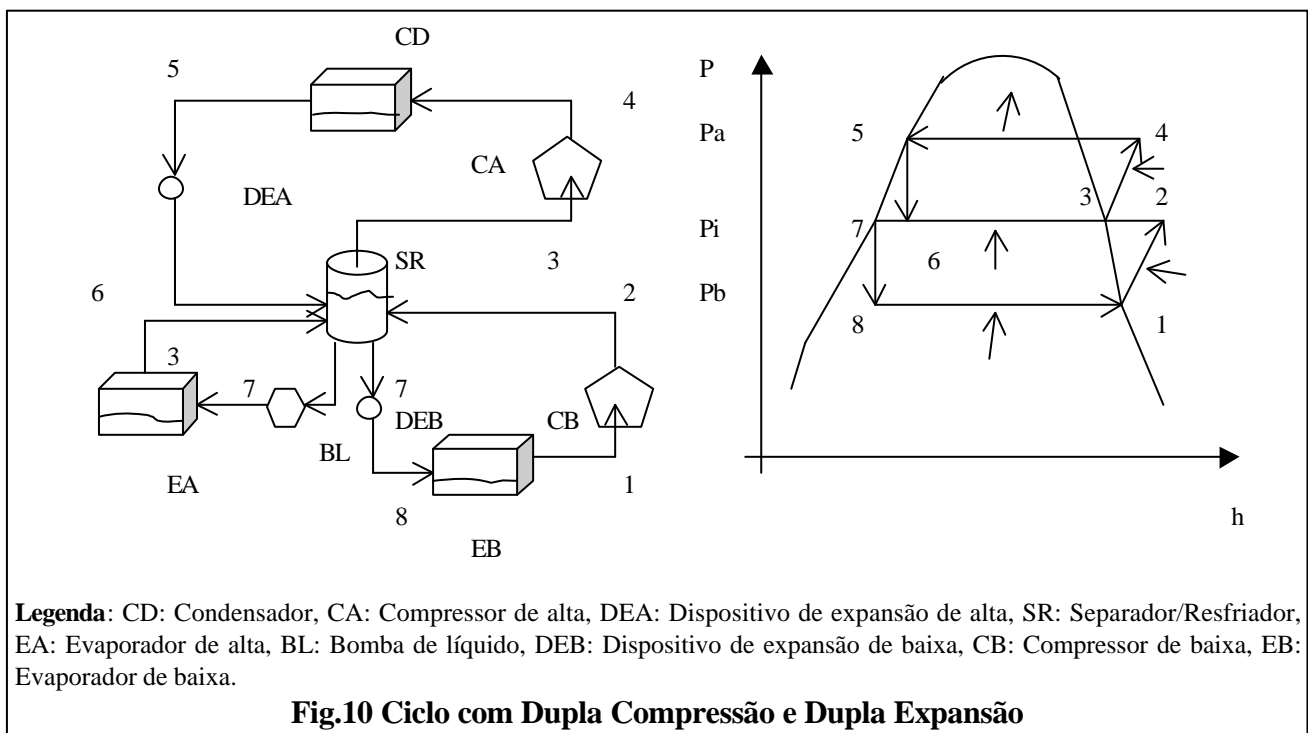
onde η_r é a eficiência do ciclo de refrigeração, COP_r é o COP do ciclo real de refrigeração e COP_{cr} é o COP do ciclo de Carnot de refrigeração.

$$\eta_a = \text{COP}_a / \text{COP}_{ca} \quad (20)$$

onde η_a é a eficiência do ciclo de aquecimento, COP_a é o COP do ciclo real de aquecimento e COP_{ca} é o COP do ciclo de Carnot de aquecimento.

CICLOS DE REFRIGERAÇÃO MULTIESTÁGIOS

São utilizados quando se precisam duas temperaturas de evaporação ou obtenção de temperaturas de evaporação muito baixas. Dois compressores em série necessitam menor deslocamento e apresentam melhor eficiência que um compressor grande operando entre o diferencial de pressões de evaporação e compressão. Isto é especialmente verdade quando se usa amônia pelo grande superaquecimento da mesma na compressão em um estágio (extensão do ponto 2). Também o título após uma expansão em único estágio fica muito grande (extensão do ponto 6). A principal diferença no cálculo do ciclo em relação a um estágio é o cálculo das vazões mássicas. A conexão dos dois estágios é feita através de um separador-resfriador, conforme fig. 10.



Em relação ao ciclo simples estágio visto acima, o principal acréscimo de cálculo a ser feito é o balanço da massa em torno do separador-resfriador, pelo consumo de refrigerante no evaporador de alta, no evaporador de baixa e no desuperaquecimento do compressor de baixa.

Este balanço, pela 1ª lei da termodinâmica fica:

$$m_t h_6 + m_a h_3 + m_b h_2 = m_t h_3 + m_a h_7 + m_b h_7 \quad (21)$$

onde m_t é a massa total de refrigerante que circula no compressor de alta, condensador e dispositivo de expansão de alta, m_a a vazão de refrigerante que circula no evaporador de alta e m_b no evaporador de baixa. Muitas vezes a bomba de líquido circula mais refrigerante que o necessário para inundar o evaporador, o que não altera a quantidade de refrigerante evaporada.

Os fluxos m_a e m_b são calculados pelas cargas térmicas dos respectivos evaporadores.

PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE REFRIGERANTES

Entre os principais refrigerantes utilizados pode-se citar:

Série Metano	Fórmula	Classificação
• R11 - Triclorofluormetano	CCl_3F	CFC
• R12 - Diclorodifluormetano	CCl_2F_2	CFC
• R22 - Monoclorodifluormetano	CHClF_2	HCFC
Série Etano		
• R134a - Tetrafluoretano	CH_2FCF_3	HFC
Misturas Zeotrópicas (% em massa)		
• R404A - R-125/143a/134a (44/52/4)		
• R407C - R-32/125/134a (23/25/52)		
Misturas Azeotrópicas		
• R502 - R-22/115 (48,8/51,2)		
• R507A - R-125/143a (50/50)		
Compostos orgânicos		
• R600 - Butano	C_4H_{10}	
Compostos Inorgânicos		
• R717 - Amônia	NH_3	
• R718 - Água	H_2O	
• R744 - Dióxido de carbono	CO_2	

Os refrigerantes 11, 12, 22 e 502, por conterem cloro em suas moléculas, deverão ser substituídos pelos refrigerantes alternativos abaixo, segundo a Du Pont, um dos fabricantes destes refrigerantes:

Tabela 1 - Fluidos Refrigerantes Alternativos

Fluido Refrig- erante	Aplicação	Características	Composi- ção
R-123	Somente como fluido refrigerante em centrífugas de baixa pressão, tanto para equipamentos novos como para Retrofit do R-11.	Não deve ser usado para outra aplicação que não seja como fluido refrigerante. Alta eficiência energética em equipamentos novos. Não inflamável.	HCFC
R-124	Retrofit do R-114, para ambientes com alta temperatura de condensação.	Capacidade de resfriamento 80% superior ao R-114. Necessário avaliar detalhadamente o sistema. Não inflamável.	HCFC
R-134a	Equipamentos novos e Retrofit do R-12 em aplicações de média temperatura, tais como refrigeradores, freezers, centrífugas, ar condicionado automotivo e todos os sistemas que utilizam o R-12.	Não Inflamável. ODP =0 (não degrada a camada de ozônio). Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE) e (PAG) em ar condicionado automotivo. Pressão de sucção similar ao R-12. Menor temperatura de descarga.	HFC
R-290 (Propano)	Refrigeração Comercial para Baixas Temperaturas.	Inflamável.	HC (C_3H_8)

R-401A	Retrofit do R-12, refrigeração comercial e doméstica para temperaturas de evaporação acima de -23°C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento de 10% da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC* (Mistura)
R-401B	Retrofit do R-12 e R-500 para baixa temperatura e alta capacidade, com temperatura de evaporação abaixo de -23°C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento de 15% da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC* (Mistura)
R-402A	Retrofit do R-502 em refrigeração comercial de baixa e média temperatura.	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção e temperatura de descarga similares ao R-502. Aumento de 10% em média da capacidade de refrigeração.	HCFC* (Mistura)
R-402B	Retrofit do R-502 em máquinas de gelo e "self-contained".	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção similar a do R-502. Temperatura de descarga superior a do R-502. Aumento de 5% em média da capacidade de refrigeração.	HCFC* (Mistura)
R-404A	Novos equipamentos e Retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE). Menor temperatura de descarga em comparação ao R-502. Pressão de sucção e capacidade de refrigeração similares às do R-502.	HFC * (Mistura)
R-407C	Novos equipamentos e Retrofit do R-22 em ar condicionado e bombas de calor.	Utiliza óleo lubrificante polioléster (POE). Mesma capacidade de refrigeração do R-22.	HFC * (Mistura)
R-408A	Retrofit do R-502 para refrigeração comercial.	Pode trabalhar com óleo mineral. Mesma capacidade de refrigeração do R-502. Temperatura de descarga superior ao R-502. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC * (Mistura)
R-409A	Retrofit do R-12 em refrigeração comercial e doméstica.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução no consumo de energia e aumento da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (Cerca de 85% da carga original).	HCFC * (Mistura)
R-410A	Somente em equipamentos novos.	Novos equipamentos desenvolvidos para o R-410A possuem capacidade 60% superior aqueles que utilizam o R-22. Menor temperatura de descarga em relação ao R-22.	HFC * (Mistura)

R-507	Novos equipamentos e Retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Trabalha na mesma faixa de temperatura que o R-502. Possui rendimento similar ao R-502 com maior capacidade de refrigeração.	HFC * (Mistura azeotrópica)
R-508B	Novos Equipamentos e Retrofit do R-13 para temperaturas extremamente baixas (-80°C no evaporador), sistemas em cascata.	Menor temperatura de descarga do compressor. Capacidade de resfriamento 30% maior se comparado ao R-13.	HFC * (Mistura azeotrópica)
R-600A (Isobutano)	Refrigeração Comercial e Doméstica.	Inflamável.	HC (C ₄ H ₁₀)
R-717 (Amônia)	Refrigeração Industrial e Comercial.	Inflamável. Incompatibilidade com cobre. Baixo Limite de Exposição (Alto grau de toxicidade).	NH ₃
		* Se ocorrer vazamento pode-se completar a carga do fluido refrigerante sem necessidade da troca completa.	

Em anexo podem ser vistos diagramas p - h do refrigerante R-22 e R-134a.

DESEMPENHO DE COMPRESSORES

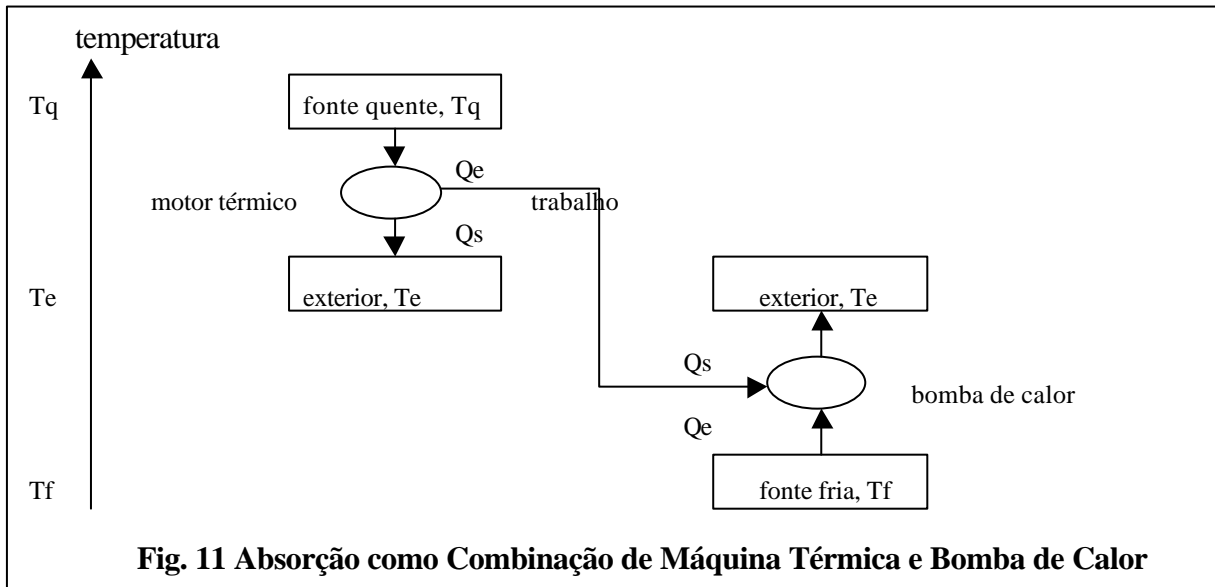
Os fabricantes de compressores fornecem curvas de desempenho dos mesmos, com as quais podem ser feitos os dimensionamentos necessários em sistemas de refrigeração.

CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Estão baseados no fenômeno químico onde um elemento tem a característica de absorver o vapor de um outro elemento, causando a evaporação deste elemento. O fluido que absorve é chamado absorvente, e o que evapora é o refrigerante, formando pares absorvente-refrigerante. Após a absorção, a solução é recuperada por aquecimento. Os principais pares são brometo de lítio-água e água-amônia. A água altera sua função, no primeiro é refrigerante e no segundo é absorvente. No primeiro limita a evaporação em zero grau devido ao congelamento.

Os ciclos de absorção são ciclos primários operados por calor, com mínimo consumo de trabalho. Na fig. 11 pode ser visto o acoplamento entre um motor térmico e uma bomba de calor. Este sistema interage com o ambiente em três níveis de temperatura. O calor de acionamento é fornecido na temperatura mais alta do ciclo, e o efeito refrigerante ocorre na temperatura mais baixa do ciclo. A soma destas entradas de calor é então rejeitada na temperatura intermediária. A tecnologia de absorção compete com compressores motorizados no mercado de queima de gás.

Uma principal diferença entre as tecnologias dos ciclos com queima de gás e dos ciclos acionados eletricamente é de que o combustível que aciona o sistema é queimado localmente, e não numa termoeletrica remota, por exemplo.



A eficiência de Carnot de uma máquina térmica (motor) é:

$$\eta_{CT} = \frac{Tq - Te}{Tq} \quad (22a)$$

A eficiência de Carnot de uma bomba de calor é:

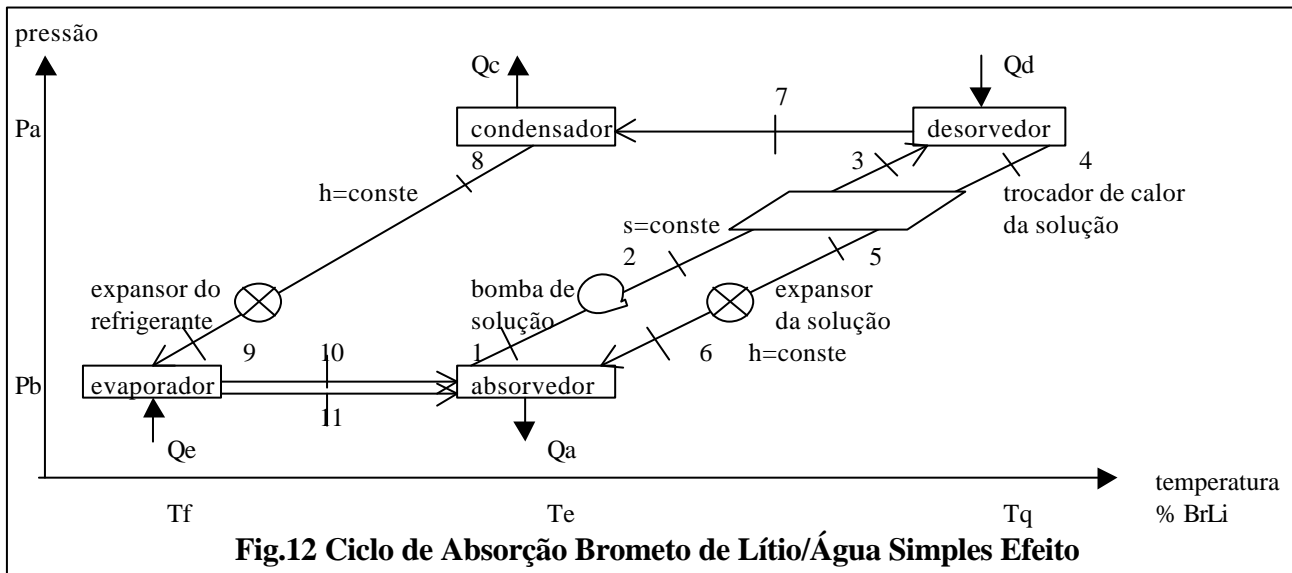
$$\eta_{CB} = \frac{Tf}{Te - Tf} \quad (22b)$$

Como os dois ciclos estão em série numa aplicação de absorção, a eficiência de Carnot dos ciclos de absorção é igual ao produto das duas eficiências individuais, ou seja:

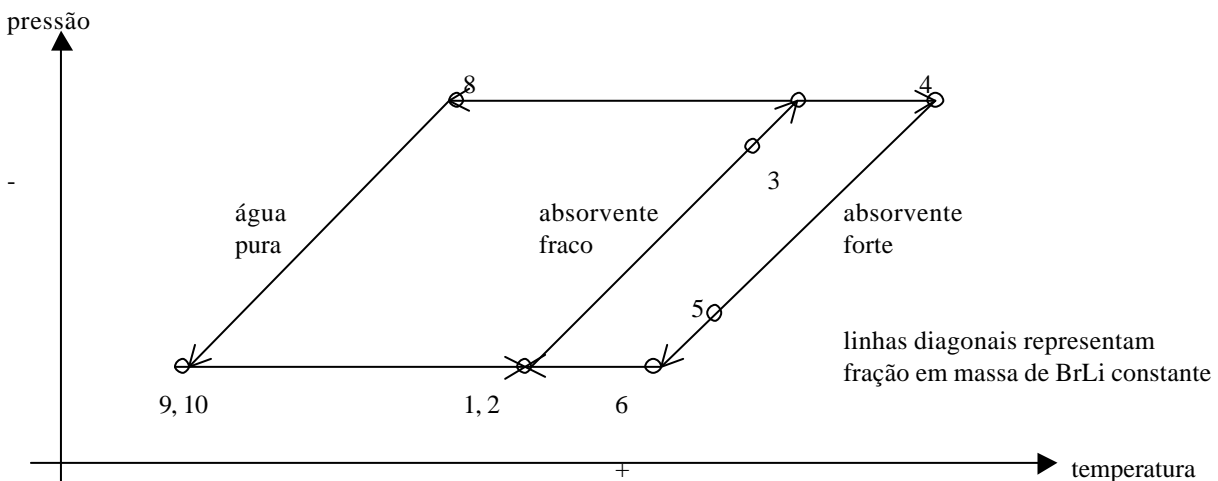
$$\eta_{CA} = \frac{Tf(Tq - Te)}{Tq(Te - Tf)} \quad (22c)$$

Os principais processos no ciclo de absorção são a absorção e desorção do refrigerante. O ciclo tem quatro principais componentes conforme fig. 12: O gerador (também chamado desorvedor), o condensador, o evaporador e o absorvedor. Um quinto equipamento pode ser acoplado para aumento de eficiência, um trocador de calor da solução.

Iniciando no estado 4 na saída do gerador, o fluxo é constituído de solução absorvente-refrigerante, que flui ao absorvedor via trocador de calor. Do ponto 6 ao 1, a solução absorve vapor refrigerante 10 do evaporador e rejeita calor ao exterior. A solução rica em refrigerante 1 flui via trocador de calor ao gerador (3). No gerador é adicionada energia térmica e o refrigerante 7 evapora da solução. O vapor refrigerante 7 flui ao condensador, onde rejeita calor e condensa. O líquido condensado 8 flui através de um expansor ao evaporador. No evaporador, o calor da carga evapora o refrigerante, que flui então (10) ao absorvedor. Uma porção de refrigerante deixa o evaporador como líquido arrastado (11).



O ciclo de absorção é usualmente representado numa carta de Dühring, fig. 13. Nesta carta, as linhas inclinadas para a direita representam concentração constante da solução aquosa de brometo de lítio.



Num ciclo duplo-efeito, é colocado um estágio adicional acima de um ciclo simples-efeito, funcionando em cascata, onde o calor rejeitado do condensador do estágio de alta pressão aciona o desorvedor do estágio de baixa pressão, alcançando-se COP na ordem de 1,0 a 1,2.

EXEMPLO DE CICLO DE ABSORÇÃO

A seguir pode ser visto um exemplo de ciclo de absorção simples efeito que utiliza o par água-brometo de lítio. Os dados de entrada são os seguintes, baseados na figuras 12 e 13:

Tabela 2 - Considerações e Dados para Exemplo de Ciclo de Absorção Brometo de Lítio/Água Simples Efeito

Considerações			
Refrigerante é água pura			
Desprezar perda de carga			
Os pontos 1, 4, 8 e 11 são líquido saturado			
O ponto 10 é vapor saturado			
As expansões são adiabáticas			
A bomba é isentrópica			
Perdas de calor desprezíveis			
Dados de Entrada			
Capacidade	Q_e	1760 kW 500 TR	(6.000.000 BTU/h)
Temperatura de evaporação		t_{10}	5,1 °C
Temperatura de saída da solução do desorvedor		t_4	98,8 °C
Fração em massa da solução fraca		x_1	59,5 % BrLi
Fração em massa da solução forte		x_4	64,6 % BrLi
Temperatura de saída da solução do trocador de calor		t_3	76,8 °C
Temperatura de saída do vapor do desorvedor		t_7	93,3 °C
Arraste de líquido do evaporador		m_{11}	2,5 % de m_{10}

Baseando-se na tabela acima, podem ser calculados os seguintes resultados:

Tabela 3 - Condições do Ciclo de Absorção Brometo de Lítio/Água Simples Efeito

Ponto	h , kJ/kg	m , kg/s	p , kPa	Q , fração	t , °C	x , % BrLi
1	117,8	9,821	0,876	0,0	42,4	59,5
2	117,8	9,821	8,687		42,4	59,5
3	184,7	9,821	8,687		76,8	59,5
4	248,9	9,046	8,687	0,0	98,7	64,6
5	176,2	9,046	8,687		58,3	64,6
6	176,2	9,046	0,876	0,003	53,2	64,6
7	2675,7	0,775	8,687		93,3	0,0
8	180,4	0,775	8,687	0,0	43,1	0,0
9	180,4	0,775	0,876	0,064	5,1	0,0
10	2510,8	0,756	0,876	1,0	5,1	0,0
11	21,3	0,019	0,876		5,1	0,0

Análise do Evaporador.

O estado na saída do evaporador é conhecido pela temperatura fornecida e por ser água pura. Então são conhecidas a entalpia e pressão nos pontos 10 e 11. A entalpia do ponto 9 é determinada por um modelo do processo de expansão aplicado ao restritor de fluxo. Este modelo requer que a pressão no ponto 8 deva ser conhecida. Esta pressão pode ser encontrada pelos valores conhecidos da fração em massa da solução e da temperatura do estado saturado no ponto 4. Sendo conhecida a pressão em 8, são também conhecidas a temperatura e entalpia. O modelo de expansão fornece que $h_9 = h_8$. Como a pressão é baixa no evaporador, o volume específico do estado bifásico que deixa o restritor de fluxo é alto. Isto influencia o regime de fluxo após a restrição.

Se os valores de entalpia ao redor do evaporador são conhecidos, podem ser aplicados balanços de massa e energia para se obter o fluxo de refrigerante e a taxa de transferência de calor.

O balanço de massa no evaporador fornece:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (23)$$

O balanço de energia no evaporador fornece:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_9h_9 \quad (24)$$

O arraste de água no evaporador fornece

$$\dot{m}_{11} = 0,025\dot{m}_{10} \quad (25)$$

O calor Q_e que entra e as entalpias são conhecidas, e as três últimas equações formam um sistema com três equações e três incógnitas, as vazões mássicas.

Análise do Absorvedor.

Conhecendo-se m_{10} e m_{11} , o fluxo de massa no absorvedor pode ser determinado pelo seguinte balanço.

Balanço de massa no absorvedor

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (26)$$

Balanço de massa de brometo de lítio no absorvedor

$$\dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (27)$$

As frações em massa são conhecidas, de forma que tem-se duas equações e duas incógnitas, m_1 e m_6 .

A taxa de transferência de calor no absorvedor pode ser determinada pelas entalpias dos fluxos ligados ao absorvedor. A entalpia do ponto 1 é determinada pela fração de massa fornecida e pela consideração que o estado é líquido saturado na mesma pressão que o evaporador. A entalpia do ponto 6 é determinada por um modelo de expansão no restritor de fluxo de solução que fornece $h_6=h_5$. A entalpia no ponto 5 é determinada por um balanço de energia no trocador de calor da solução, como visto a seguir. Conhecendo-se os valores das entalpias ligadas ao absorvedor, o balanço energético pode ser escrito como:

Balanço de energia no absorvedor

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (28)$$

A consideração de que a solução deixa o absorvedor saturada n-e é precisa, pois a solução deixa o absorvedor sub-resfriada. A consideração como líquido saturado pode super estimar a performance, mas esta análise está fora de um tratamento inicial do problema.

Trocador de Calor da Solução.

O trocador de calor da solução transfere calor do fluxo de solução em alta temperatura que sai do desorvedor para o fluxo de solução em baixa temperatura que chega no desorvedor. Considerando trocador adiabático tem-se:

Balanco de energia no trocador de calor de solução

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (29)$$

Neste exemplo, o valor especificado para a temperatura da solução no ponto 3 permite encontrar a entalpia no ponto 3 pela temperatura e fração em massa (constante para os pontos 1, 2 e 3). Em geral, o ponto 3 é líquido sub-resfriado. Porém, como a pressão tem pouco efeito na entalpia de solução líquida sub-resfriada na faixa de interesse, o valor saturado na mesma temperatura e fração mássica é uma aproximação adequada. A entalpia no ponto 4 é conhecida pela temperatura e fração mássica e pela consideração que o ponto 4 é líquido saturado. A entalpia no ponto 2 é determinada por um modelo de bomba isentrópica como descrito abaixo. Tendo-se três entalpias conhecidas, a equação acima pode ser usada para obter a entalpia do ponto 5. A temperatura do ponto 5 pode também ser determinada a partir do valor da entalpia (considerando líquido sub-resfriado).

Bomba de Solução.

O trabalho teórico da bomba de solução é obtido por um modelo de bomba isentrópica como

$$\dot{W} = \dot{V} \Delta p = \dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1) \quad (30)$$

onde é assumido que o volume específico da solução líquida não muda apreciavelmente entre os estados 1 e 2. Este trabalho é muito pequeno (na ordem de 0,003 % de Q_E) podendo ser desprezado, e considerando-se $h_1 = h_2$.

Desorvedor.

Um balanço energético no absorvedor determina a entrada de calor requerido para operar o ciclo como

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (31)$$

A entalpia no ponto 7 pode ser determinada pela temperatura, no caso um dado fornecido. Geralmente, o ponto 7 é vapor d'água puro superaquecido, e a entalpia pode ser obtida pelo conhecimento da pressão e temperatura, ou pela equação

$$h_{vsa} = h_v + c_{pv} \Delta t \quad (32)$$

onde h_{vsa} é a entalpia do vapor superaquecido, h_v a entalpia do vapor saturado, c_{pv} o calor específico do vapor saturado e Δt o grau de superaquecimento.

Condensador.

Para determinar o calor do condensador, o balanço energético do condensador traz

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (33)$$

Coefficiente de Performance.

A performance do ciclo pode ser medida pelo coeficiente de performance

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_D} \quad (34)$$

O COP deste exemplo é 0,7, típico para máquinas brometo de lítio/água simples efeito. Os valores finais podem ser vistos na tabela abaixo.

Tabela 4 Resultados Finais do Ciclo de Absorção

COP _C = 0,700	Q _D = 2512 kW
Efetividade trocador calor = 0,717	Q _E = 1760 kW
Q _A = 2337 kW	Q _{TC} = 657 kW
Q _C = 1935 kW	W = 0,046 kW

A coluna Q, fração da tabela 3 mostra a fração de vapor após as expansões ou vaporização.

Em anexo podem ser vistos a Carta de Equilíbrio de Solução Aquosa de Brometo de Lítio, o Diagrama Concentração-Entalpia da Solução Água-Brometo de Lítio, e duas Tabelas de Vapor e Líquido Saturados para a Água.

EXEMPLOS

Um ciclo de refrigeração utiliza R-22 com os seguintes dados: a) Temp. de evaporação: - 10 °C; Temp. de condensação: + 50 °C; c) Diferencial de subresfriamento e superaquecimento: 10 K; d) Potência de refrigeração: 5 TR; e) Eficiência do compressor: 50 %; f) Eficiência volumétrica: 70 %. Qual a potência do compressor em watts e qual seu deslocamento?

Respostas: 10,24 kW e 10,97 L/s.

BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE 2001 - Handbook Fundamentals - Chapter 1 - Thermodynamics and Refrigeration Cycles