



ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATAS CO_2/NH_3 COMPARANDO COM O USO DE R134a E R410A EM SUBSTITUIÇÃO DO CO_2 .

R. J. CAVALLARO¹, J. R. D. FINZER², E. U. BUCEK³

¹ Instituto Federal Sudeste de Minas - Santos Dumont
^{1,2,3} Universidade de Uberaba, Departamento de Engenharia Química

RESUMO – No trabalho apresentado por Aminyavari (2014), que faz um estudo de um sistema de refrigeração em cascata utilizando como fluídos de trabalho o dióxido de carbono e amônia (CO_2/NH_3), foram modelados e analisados os pontos da energia consumida, da exergia, da economia e do ambiental. Foi utilizada a modelagem matemática com auxílio da ferramenta MATLAB[®]. O Objetivo deste trabalho é refazer a modelagem matemática utilizando a ferramenta computacional EES[®], propondo o uso de outros fluídos de trabalho refrigerante em substituição do dióxido de carbono e avaliando o COP para cada fluído estudado. Serão considerados, para a modelagem matemática, os mesmos parâmetros utilizados por Aminyavari (2014).

1. INTRODUÇÃO

Em sistemas de refrigeração que envolve uma diferença alta de temperatura, entre a fonte de calor e o condensador, o uso de um sistema de refrigeração de fase única não é econômico, devido ao fato de a relação de alta pressão levar a uma baixa eficiência volumétrica dos compressores e conseqüente baixo coeficiente de desempenho do sistema (COP). Além disso, a utilização de um refrigerante em uma ampla faixa de temperatura resulta em decréscimo da pressão no evaporador, aumento no volume de sucção e na pressão do condensador. O uso de sistemas de refrigeração em cascata é uma solução adequada para dirimir esses problemas. O sistema de cascata é muito conhecido na indústria de refrigeração, em que são utilizados dois refrigerantes naturais CO_2/NH_3 .

A amônia (NH_3), apesar de suas desvantagens, como toxicidade e inflamabilidade moderada (Lee, 2006), é o um refrigerante que tem sido mais comumente adotado no ciclo de alta temperatura, em sistemas de refrigeração de dois estágios. Devido ao fato de que, em temperaturas inferiores a -35°C , a pressão de vapor é inferior à pressão atmosférica, o que pode causar vazamento no sistema, isso a torna inviável para uso no circuito de baixa temperatura. Em contrapartida, o dióxido de carbono é um gás não tóxico, não inflamável, com uma pressão de vapor positiva a temperaturas inferiores a -35°C , o que o torna uma escolha adequada para o ciclo de cascata de baixa temperatura.



O objetivo do presente trabalho é realizar análises termodinâmicas energéticas, substituindo o dióxido de carbono pelos refrigerantes sintéticos R134a e R410A, que são comumente usados ainda na indústria. Na tabela 1 são apresentadas algumas características dos refrigerantes estudados neste trabalho em comparação ao R22.

Tabela 1 - Características de alguns refrigerantes

Refrigerantes	R22	R134a	R410A	R717	R744
Nome Comercial	-	-	-	Amônia	Dióxido de Carbono
Substância Natural	Não	Não	Não	Sim	Sim
Composição Química	CHF ₂ Cl	CF ₃ CH ₂ F	R32/R125	NH ₃	CO ₂
Destruição da camada de ozônio (ODP) *	0,05	0	0	0	0
Potencial de Aquecimento Global (GWP) **	1500	1300	1725	0	1
Inflamabilidade	Não	Não	Não	Baixa	Não
Toxicidade	Baixa	Baixa	Baixa	Alta	Baixa
Custo relativo refrigerante/kg	1	2	4	0,1	0,1
Eficiência energética Relativa Média (%)	100	97	95	105	120
Tipo de aplicação ***	HT/MT/LT	HT	HT	HT/MT/LT	MT e LT

* Destruição da Camada de Ozônio (ODP-Ozone Depletion Potencial) – é um índice baseado na referência do R11 (100%), por exemplo, o R22 possui um ODP = 0,05, ou seja, tem um potencial de destruição do ozônio de 5% comparado ao R11.

** Potencial de Aquecimento Global (GWP-Global Warming Potencial) - é um índice que compara o efeito do aquecimento produzido pelos gases na atmosfera ao longo do tempo (normalmente 100 anos), em relação a quantidades semelhantes de CO₂ (em peso). Por exemplo, 1 kg de R404A liberado na atmosfera produz o mesmo efeito de aquecimento global equivalente a 3260 kg de CO₂, e o mesmo valor que um carro popular levaria para contaminar a atmosfera circulando durante 2 anos na cidade de São Paulo.

*** Tipo de Aplicação: HT= Alta temp. evaporação (ar condicionado), MT = Media temp. evaporação (sistema de resfriados), LT = Baixa temp. evaporação (sistema de congelados)

Fonte: LAGE, AMORIM, ZANETTE (2011)

2. Modelagem matemática

2.1. Descrição do ciclo de refrigeração em cascata

Um desenho esquemático do ciclo de refrigeração CO₂/NH₃ que foi considerado no presente estudo, é demonstrado na figura 1. O sistema consiste em dois circuitos separados, incluindo um circuito de alta temperatura (HTC) representado pela área “A”, que é o ambiente aquecido e um de baixa temperatura (LTC) representado pela área “B”, que é o espaço refrigerado frio. A amônia é usada como refrigerante no circuito de alta temperatura, enquanto o circuito de baixa temperatura, o dióxido de carbono, é empregado como refrigerante.

Cada sistema de refrigeração consiste em um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. Os dois circuitos são acoplados termicamente entre si, através de um condensador em cascata, que atua como um evaporador para o HTC e um condensador para o LTC.

2.2. Funcionamento do ciclo de refrigeração em cascata

O evaporador de LTC absorve a carga de refrigeração Q_L do espaço de resfriamento na temperatura de evaporação T_E . O condensador no HTC rejeita o fluxo de calor de Q_H à temperatura de condensação de T_C para o ambiente que tem a temperatura de T_0 . O calor transferido do condensador de LTC para o evaporador de HTC no condensador em cascata é igual à soma do calor absorvido pelo evaporador do LTC e a entrada de trabalho para o compressor LTC.

Da mesma forma, o calor rejeitado pelo condensador HTC é igual à soma do calor absorvido pelo evaporador do HTC e à entrada de trabalho para o compressor HTC. A diferença de temperatura do condensador em cascata, ΔT_{CAS} é a diferença entre a temperatura de evaporação da amônia e a temperatura de condensação do dióxido de carbono, que são chamados TME e TMC, respectivamente.

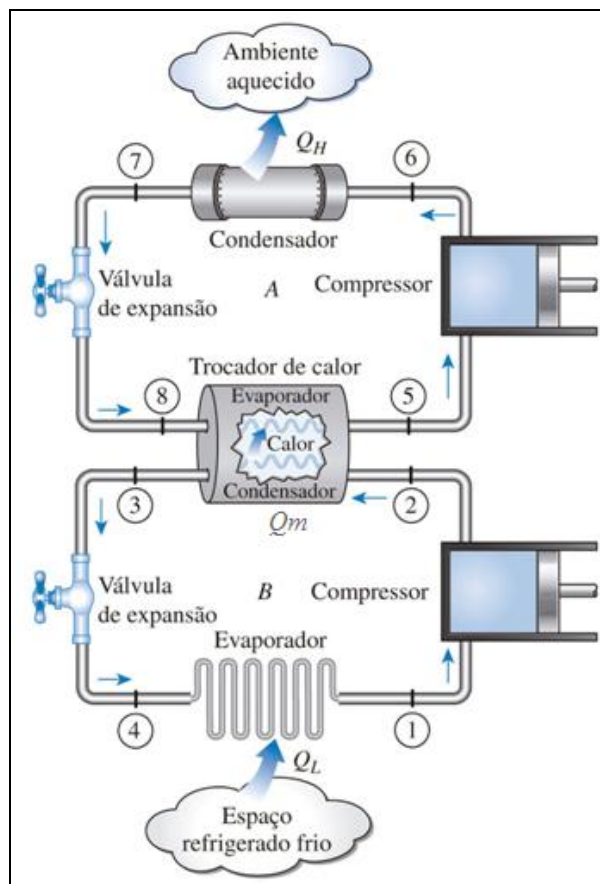


Figura 1 - Ciclo de Refrigeração em cascata



2.2. Análise energética

A análise termodinâmica do sistema de refrigeração em cascata foi realizada com base nos seguintes pressupostos gerais:

- i. Perdas e ganhos de pressão e calor nas redes de tubos ou componentes do sistema são insignificantes.
- ii. As mudanças na energia cinética e potencial são insignificantes.
- iii. Todos os componentes do sistema operam sob condições de estado estacionário.
- iv. O vazamento de gás é insignificante em todas as juntas que conectam os tubos a cada componente.

As propriedades termodinâmicas de CO_2 , NH_3 e dos gases propostos foram determinadas utilizando as tabelas do próprio software EES e do Computer-Aided Thermodynamic Tables, versão 1.0. Também deve ser observado que, como o modelo é desenvolvido no EES é empregada as funções que chamam a base de dados, para obter os dados termodinâmicos. As equações dos balanços de energia e de massa, para componentes do sistema, são obtidas da literatura e estão representadas a seguir.

A carga de resfriamento do sistema absorvido pelo evaporador LTC, do espaço frio, deve ser igual à diferença de entalpia de CO_2 em todo o evaporador multiplicada pela sua taxa de massa:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L(h_1 - h_4) \quad \text{Eq. 1}$$

A eficiência isentrópica do compressor LTC é demonstrada na equação, onde r_p é a razão de pressão de entrada e saída do compressor (Aminyavari, 2014):

$$\eta_s = 1 - (0,04 \times r_p) \quad \text{Eq. 2}$$

As eficiências mecânicas (η_m) e elétricas do compressor (η_m e η_e) são consideradas como 0,93. Aplicando o balanço de energia no sistema, o consumo de energia do compressor $\dot{W}_{LTC,comp}$ é obtido como:

$$\dot{W}_{LTC,comp} = \frac{\dot{m}_L(h_{2s} - h_1)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_L(h_2 - h_1)}{\eta_m \eta_e} \quad \text{Eq. 3}$$

Seguindo a mesma abordagem, do compressor LTC, $\dot{W}_{HTC,comp}$, e η_m , e η_e para o compressor HTC, é similarmente considerado como sendo 0,93 e a eficiência isentrópica η_s também é calculada usando a mesma Eq. (2).

$$\dot{W}_{HTC,comp} = \frac{\dot{m}_H(h_{6s} - h_5)}{\eta_s \eta_m \eta_e} = \frac{\dot{m}_H(h_6 - h_5)}{\eta_m \eta_e} \quad \text{Eq. 4}$$



Como mencionado anteriormente, as duas válvulas de expansão, em *LTC* e *HTC*, são assumidas como isoentrópicas, então:

$$h_3 = h_4 \text{ e } h_7 = h_8 \quad \text{Eq. 5}$$

A taxa de calor trocada de LTC para HTC no condensador em cascata é chamada Q_M e pode ser calculada como:

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_H(h_5 - h_8) = \dot{m}_L(h_2 - h_3) \quad \text{Eq. 6}$$

A equação do balanço de energia para o condensador HTC pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H(h_6 - h_7) \quad \text{Eq. 7}$$

Escrevendo a primeira lei da termodinâmica para todo o sistema de refrigeração, o volume de controle resulta em:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{LTC,comp} + \dot{W}_{HTC,comp} \quad \text{Eq. 8}$$

3. PARÂMETROS E ESTUDO DE CASO

As técnicas de modelagem são aplicadas para um ciclo ideal, de um sistema, de refrigeração em cascata que utiliza como fluídos de trabalho CO₂/NH₃ e com a substituição do CO₂ pelos refrigerantes propostos. A capacidade de refrigeração do sistema é de 50 kW. Os parâmetros de entrada, utilizados para a simulação do sistema, estão listados na Tabela 2. Foi estabelecida a temperatura de condensação da amônia em $T_7 = 40,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 2 Parâmetros de entrada para simulação

Parâmetros	Valores
Capacidade de Refrigeração Q_L	50 kW
Temperatura Ambiente T_0	25 °C
Pressão Ambiente P_0	1 atm
Temperatura no espaço refrigerado T_{CL}	-45 °C
Rendimento η_m e η_e	0,93

3.1. Estudo de Caso

Os resultados encontrados, mostrados na tabela 3, aplicando os parâmetros nas equações



apresentadas, para um sistema em cascata que utiliza como fluido de trabalho CO₂/NH₃ e para sistemas com as configurações propostas R134a/NH₃ e R410A/NH₃ foram:

Tabela 3 Sistema CO₂/NH₃

Variáveis	CO₂/NH₃	R134a/NH₃	R410A/NH₃
Trabalho do Compressor - $W_{HTC,comp}$	16,24 kW	15,83 kW	15,87 kW
Taxa de massa - m_H	0,057 kg/s	0,057 kg/s	0,057 kg/s
Trabalho do Compressor - $W_{LTC,comp}$	11,94 kW	10,53 kW	10,56 kW
Taxa de massa - m_L	0,196 kg/s	0,237 kg/s	0,228 kg/s
COP_R	1,77	1,90	1,89
Calor transferido - Q_H	60,97 kW	59,72 kW	59,73 kW

4. RESULTADOS E CONCLUSÃO

4.1. Verificação do modelo

Para validar os resultados da modelagem do sistema de refrigeração CO₂/NH₃, com os resultados do sistema R134a/NH₃ e R410A/NH₃, parâmetros básicos de desempenho do sistema, e também o COP do sistema obtido a partir do modelo desenvolvido, comparados na tabela 3, concluímos que a substituição apresenta desvantagens substanciais, para uma mesma taxa de remoção de calor, o que torna a substituição do CO₂, por qualquer dos refrigerantes estudados, inviável.

Analisando, vemos que será necessária uma taxa de massa de R134a e de R410A, maior que a do CO₂. Por serem refrigerantes sintéticos e conforme mostrado na tabela 1, o custo relativo de refrigerante/kg é maior que a de CO₂, o que também justifica a inviabilidade.

Não foram ainda analisadas a exergia do sistema, que é a energia destruída, e o custo operacional do sistema, matéria a ser desenvolvida em trabalho futuro, como complemento deste.

5. REFERÊNCIAS

J. ALBERTO DOPAZO; J. FERNÁNDEZ-SEARA; J. SIERES, F.J. UHÍA, Theoretical analysis of a CO₂eNH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 1577e1583.

M. AMINYAVARI, B. NAJAFI; A. SHIRAZI; F. RINALDI, Exergetic, economic and environmental



(3E) analyses, and multiobjective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system, Appl. Therm. Eng. 65 (2014) 42-50.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. 1048p.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, . E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da Termodinâmica Clássica - 4ª Ed. Blucher, 2003.

T.-S. LEE, C.-H. LIU, T.-W. CHEN, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, Int. J. Refrig. 29 (2006) 1100e1108.

Marques J. C. B.; Lima, W. B. de; Barbosa C. R. F.; Fontes F. de A. O. Análise Comparativa de Fluidos Sintéticos e Naturais em um Refrigerador Doméstico. http://arquivos.info.ufrn.br/arquivos/201414616126a92109347a1d97305d837/75_2997_609.pdf

LAGE, E. M.; AMORIM, F., ZANETTE, T. Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado: artigos técnicos. Brasília: MMA, 2011. 170 p. : il. color. ; 29 cm.