

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL SIMPLIFICADA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO À VAPOR

José Henrique Martins Neto

henrique@des.cefetmg.br

André Henrique de Brito Veloso

andreveloso@gmail.com

Alan Felipe Cunha Fernandes

felipeallan@pop.com.br

Centro Federal de Ensino Tecnológico de Minas Gerais (CEFET-MG).

Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Amazonas, 7675 Cep: 30510-000

Tel: (55) (31) 3319-5208 Fax: (55) (31) 3319-5228

Resumo: Este trabalho apresenta resultados de várias simulações utilizando o software de refrigeração “Cool Pack”. Foram realizadas simulações para um ciclo de compressão de um estágio de compressão considerando-se vários fluidos refrigerantes e a variação de várias variáveis para então se avaliar a influencia das mesmas sobre o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração “COP”. Foram simulados os seguintes refrigerantes: CFC, HCFC, HFC, misturas azeotrópicas e não-azeotrópicas, hidrocarbonetos e amônia. Também foram analisados os efeitos sobre o “COP” devido às variações das seguintes variáveis; (i) temperaturas de evaporação e de condensação; (ii) perdas de carga das linhas de sucção e descarga do compressor; (iii) grau de superaquecimento; (iv) e o efeito da presença do trocador de calor de gás de sucção. Uma análise detalhada é apresentada explicando o efeito das variáveis sobre o “COP”. Através desse trabalho de análise é possível obter conclusões sobre o comportamento geral de um sistema de refrigeração e dos fluidos refrigerantes que nele são utilizados.

Palavras-chave: refrigeração, simulação, energia.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração mais utilizados nas instalações comerciais e industriais operam segundo ciclos de compressão a vapor e utilizam refrigerantes do tipo “cloro-fluor-carbono - CFC” (e.g., R-11, R-12 e R-13), “hidro-cloro-fluor-carbono - HCFC” (e.g., R-22, R-123), “hidro-fluor-carbono - HFC” (e.g., R-134a, R-152a, R-23) e amônia (R-717), conforme Stoeker (2002) e ASHRAE (1997). Os “CFCs” contribuem para a destruição da camada de ozônio e sua oferta foi praticamente banida do mercado. Estes refrigerantes apresentam os maiores índices de destruição da camada de ozônio “ODP” (Ozone Depleting Potential) e também possuem os maiores potenciais para causar aquecimento global da atmosfera “GWP” (Global Warming Potential). Os refrigerantes “HCFCs” (e.g., R-22) e o “HFC” (R-134a), são livres de cloro e isto lhes confere baixos índices “ODP”, entretanto, esses refrigerantes apresentam índices elevados de “GWP”. Outros fluidos refrigerantes que estão sendo utilizados atualmente são as misturas de refrigerantes denominados “misturas azeotrópicas” e misturas “não-azeotrópicas”. As “misturas azeotrópicas” apresentam comportamento similar à das substâncias puras durante a mudança de fase de líquido para vapor e vice-versa. As misturas “não-azeotrópicas” apresentam comportamento anômalo, pois suas temperaturas de evaporação e de condensação variam durante o processo de mudança de fase, embora mantida as pressões constantes. Essas misturas geralmente apresentam boas propriedades termodinâmicas e baixos índices “ODP”, embora tenham altos índices “GWP”.

Atualmente, existe uma tendência quanto à aplicação de refrigerantes naturais nos sistemas de refrigeração. Estes refrigerantes são classificados como “hidrocarbonetos” e “compostos inorgânicos” (Silva, 2006). Os hidrocarbonetos não afetam a camada de ozônio (“ODP” igual à zero) e apresentam potencial desprezível para causar o aquecimento global (Dias et al., 2004). Os refrigerantes hidrocarbonetos mais utilizados são o “isobutano - R-600a” e o “propano R-290”. Os refrigerantes inorgânicos mais utilizados são a amônia (R-717) e o dióxido de carbono (R-744) que não apresentam nenhum impacto ambiental. Entretanto, a amônia requer cuidados especiais devido ao seu alto teor de toxicidade devendo ser utilizada em ambientes controlados para detecção de vazamentos ou em refrigeração industrial. O dióxido de carbono, por sua vez, é um refrigerante antigo tendo ressurgido recentemente e utilizado em ar condicionado automotivo, geladeiras e protótipos, embora ainda tenha aplicação limitada devido às altas pressões de operação o que demanda compressores especiais e acessórios de segurança. Este trabalho apresenta resultados de diversas simulações levando-se em conta diferentes fluidos refrigerantes e o efeito de varias variáveis sobre a performance do ciclo de refrigeração.

2. METODOLOGIA

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor podem ser de diversos tipos. Podemos mencionar o ciclo de compressão com um único estágio, ciclo de dois estágios de compressão com ou sem resfriamento intermediário, ciclo de amônia com evaporador inundado e separador de líquido, sistema em cascata, etc.

Este trabalho constou da realização de várias simulações utilizando-se o software de simulação de sistemas de refrigeração “CoolPack” que utiliza como base a plataforma “EES” (Engineering Equation Solver). As simulações foram realizadas considerando-se o ciclo de um estágio de compressão com evaporador seco. Comparou-se o efeito de vários fluidos refrigerantes e de diferentes variáveis sobre a performance do sistema de refrigeração definida pelo “COP” (Coeficiente de Performance). As variáveis de comparação foram: as temperaturas de evaporação e de condensação do refrigerante; o grau de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador; o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador; a perda de pressão nas linhas de sucção e de descarga do compressor; a eficiência térmica do trocador de calor do gás de sucção; a eficiência térmica isentrópica do compressor; o coeficiente de performance em relação a diversos refrigerantes.

Para analisar o efeito de apenas uma variável sobre o “COP” foram mantidas fixas as demais variáveis do processo durante as simulações.

As seguintes variáveis foram utilizadas nas análises e são definidas a seguir:

1. Temperaturas: T_E é a temperaturas de evaporação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); T_C é a temperatura de condensação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); ΔT_{SH} é o grau de superaquecimento [K] e ΔT_{SC} é o grau de sub-resfriamento do líquido refrigerante (K).
2. Perdas de Pressão: ΔP_{SL} é a perda de pressão na linha de sucção calculada em função da queda da temperatura de evaporação permitida (K), ΔP_{DL} é a perda de pressão na linha de descarga calculada em função da queda da temperatura de evaporação permitida (K).
3. Trocador de calor de gás de sucção: Este equipamento opcional, instalado na entrada do compressor, permite que o líquido que vem do condensador seja resfriado pelo vapor frio vindo do evaporador. A simulação permite variar a eficiência térmica (η_T) deste trocador de calor.

4. Taxas de Transferência de calor: Q_E é a taxa de transferência de calor do evaporador (kW); Q_C é a taxa de transferência de calor do condensador (kW); Q_{LOSS} é a taxa de transferência de calor do compressor (kW); Q_{SL} é a taxa de transferência de calor da linha de sucção.
5. Vazões: m é a vazão mássica do refrigerante (kg/s); V_s é a vazão volumétrica do refrigerante na sucção do compressor (m^3/h).
6. Rendimentos: η_{IS} é o rendimento isentrópico do compressor; η_{VOL} é a eficiência volumétrica do compressor.
7. Para a modelagem do compressor é possível seleccionar um dos três itens: (i) fator de perda de calor do compressor ($f_Q[\%]$); (ii) temperatura de descarga do compressor ($T_2[^\circ C]$); (iii) perda de calor na superfície do compressor ($Q_{LOSS}[kW]$).
8. Para a modelagem dos ganhos de calor da linha de sucção é possível seleccionar um dos três itens: (i) taxa de calor ganho pela tubulação ($Q_{SL} [W]$); (ii) temperatura na saída da linha de sucção ($T_8[^\circ C]$); (iii) aumento da temperatura do gás na linha de sucção ($\Delta T_{SH, SL} [K]$).

4. ANÁLISE DAS TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO

Este teste foi realizado para analisar a influência das temperaturas de evaporação e de condensação dos fluidos refrigerantes R-134A, R-290 (propano), R-717 (amônia) e R-744 (CO₂) sobre o coeficiente de performance do sistema “COP”.

Para estas simulações foi admitido o ciclo ideal de compressão de um estágio. As perdas de pressão das linhas de sucção e descarga do compressor, as perdas de calor do compressor, as perdas de calor da linha de sucção e os graus de superaquecimento na saída do evaporador foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida 100%. A capacidade de refrigeração “ Q_L ” foi considerada igual a 10 kW. O trocador de calor do gás de sucção esteve ausente. A figura 1 apresenta a variação do “COP” em função das temperaturas de evaporação e de condensação para o refrigerante R-134a.

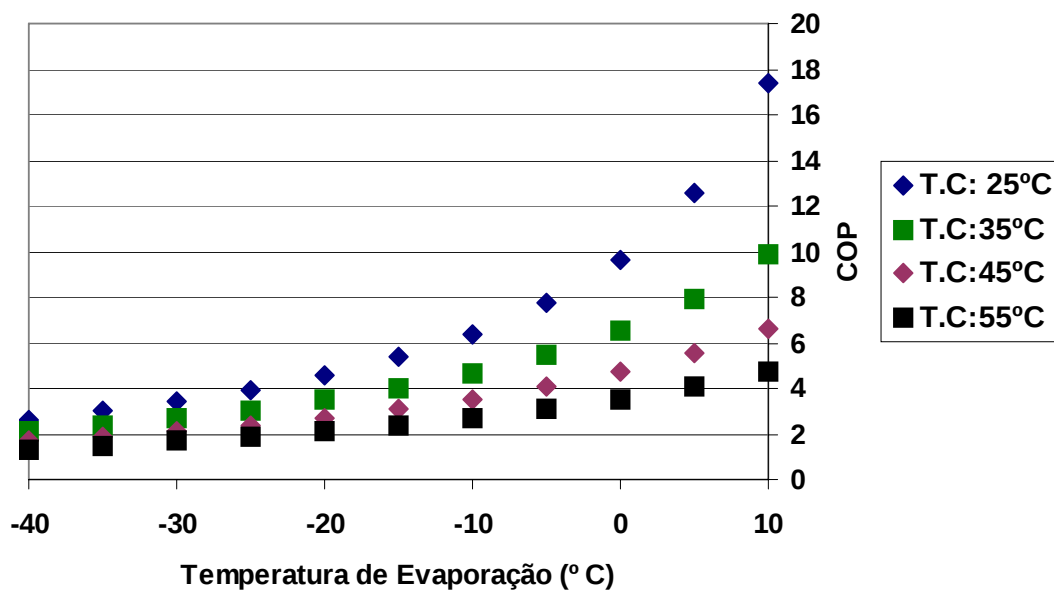


Figura 1-COP em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Observa-se da figura 1, que o “COP” aumenta à medida que a temperatura de evaporação aumenta e à medida que a temperatura de condensação diminui, ou seja, COP aumenta à medida que as temperaturas de evaporação e de condensação se aproximam, conforme postulado pela segunda lei da termodinâmica.

A figura 2 apresenta o efeito da razão entre a temperatura de evaporação e de condensação, sobre o COP. para o R-134a.

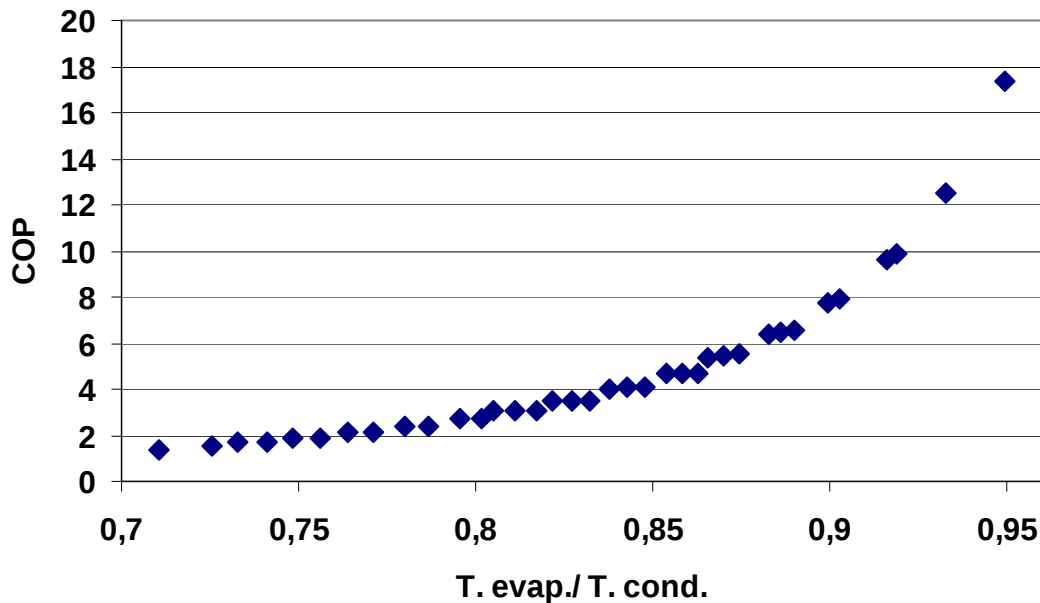


Figura 2-COP em função da razão entre as temperaturas de evaporação e de condensação.

Observa-se da figura 2 que COP aumenta à medida que a razão entre as temperaturas de evaporação e de condensação aumenta, ou seja, à medida que as duas temperaturas se aproximam, conforme postulado pela segunda lei da termodinâmica.

5. ANÁLISE DAS PERDAS DE CARGA NAS LINHAS DE SUÇÃO E DESCARGA

Esta seção apresenta resultados de simulações realizadas para análise da influência das perdas de pressão das linhas de sucção (ΔP_{sl}) e de descarga sobre o coeficiente de performance do sistema “COP”, para o R-134a. O ciclo foi considerado ideal nesta simulação e a capacidade de refrigeração foi admitida igual a 10 kW.

A figura 4 apresenta valores de COP para diferentes valores de perda de carga das linhas de sucção e de descarga. As perdas de carga nas duas linhas foram simuladas simultaneamente, ou seja, o mesmo valor foi atribuído às duas linhas em cada simulação.

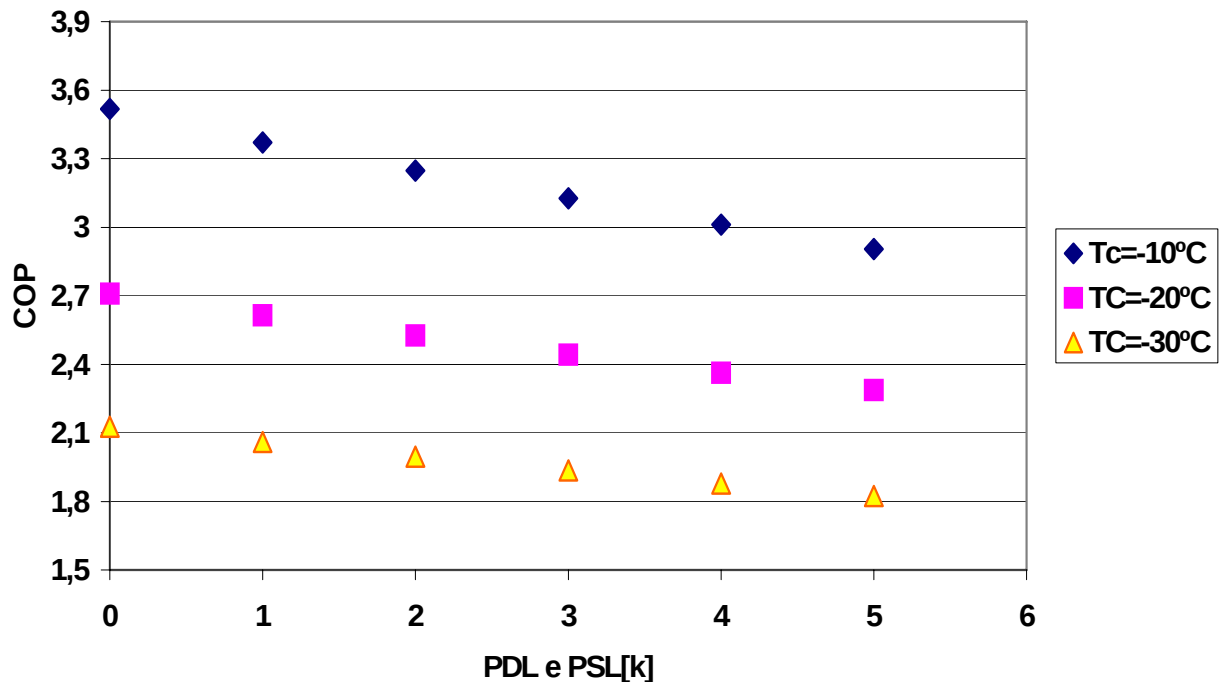


Figura 4 – COP do sistema em função do valor da perda de pressão na linha de descarga.

Da análise da figura 4 nota-se, como era esperado, que o coeficiente de performance do sistema diminui à medida que as perdas de carga aumentam nas duas linhas. A perda de eficiência pode ser relevante se as tubulações não forem bem dimensionadas. Portanto, valores da perda de carga não devem exceder 2 graus Kelvin para evitar comprometimento da eficiência do sistema de refrigeração.

6. ANÁLISE DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO

Os sistemas de refrigeração comercial geralmente utilizam evaporadores do tipo seco, ao contrário dos sistemas de refrigeração industrial que utilizam evaporadores do tipo inundado e tanques separadores de líquido. Portanto, os sistemas de refrigeração comercial necessitam algum tipo de controle de forma a assegurar que nenhum líquido possa chegar ao compressor o que poderia causar danos aos mesmos. O dispositivo mais utilizado para controlar o grau de superaquecimento na saída do evaporador é a válvula de expansão termostática. Esta seção analisa o efeito do grau de superaquecimento sobre o coeficiente de performance do sistema de refrigeração.

Para estas simulações considerou-se um sistema de compressão a vapor ideal de um único estágio de compressão. As perdas de pressão nas linhas de sucção e descarga, as perdas de calor do compressor, as taxas de transferência de calor das linhas de sucção e os graus de sub-resfriamento foram considerados nulos. A capacidade de refrigeração foi configurada igual a 10 kW, a temperatura de condensação do refrigerante foi admitida igual a 45°C e trocador de calor de gás de sucção foi considerado ausente no circuito de refrigeração. A figura 5 (a) apresenta o efeito do grau de superaquecimento sobre o coeficiente de performance para diferentes fluidos refrigerantes e a figura 5 (b) apresenta o efeito da temperatura de descarga do compressor sobre o COP.

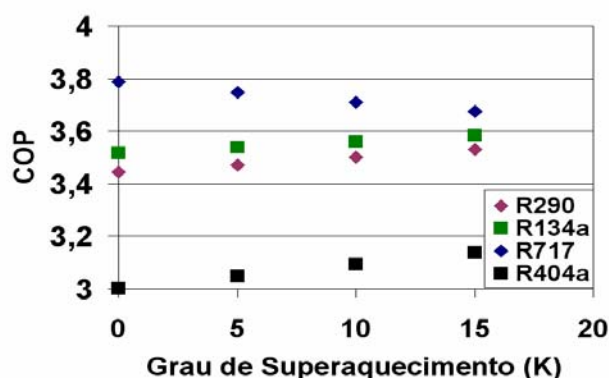


Fig. 5(a)

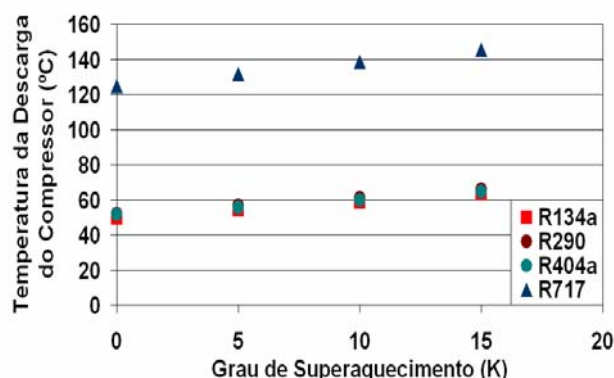


Fig. 5(b)

Figura 5 – COP em função da variação do grau de superaquecimento de cada refrigerante.

Observa-se da figura 5(a) que o “COP” da amônia é superior aos dos demais refrigerantes. Como o calor latente de vaporização da amônia é cerca de cinco vezes superior aos dos demais refrigerantes a vazão de refrigerante da amônia que passa pelo compressor também é cerca de cinco vezes menor o que leva a um valor da potência de compressão inferior aqueles dos demais refrigerantes com conseqüente aumento do “COP”. Nota-se também da figura 5(a) que para todos os fluidos refrigerantes, exceto para a amônia, o coeficiente de performance “COP” aumenta à medida que o grau de superaquecimento aumenta. Com o aumento do grau de superaquecimento a temperatura do refrigerante na saída no evaporador aumenta e, conseqüentemente, a temperatura média do refrigerante no evaporador também aumenta o que promove aumento do COP, conforme postulado pela segunda lei da termodinâmica. Por outro lado, o aumento da temperatura do refrigerante na saída do evaporador (entrada do compressor) resulta em aumento da temperatura do refrigerante na saída do compressor (entrada do condensador), conforme mostra a figura 5(b) e, conseqüentemente, aumento da temperatura média do refrigerante no condensador o que acarreta redução do “COP”, conforme postulado pela segunda lei da termodinâmica. Portanto, haverá aumento real do “COP” sempre que o aumento da temperatura média do evaporador for maior que o aumento da temperatura média do condensador. Conforme mostra a figura 5(b), no caso da amônia as temperaturas de descarga aumentam muito à medida que o grau de superaquecimento aumenta o que faz reduzir o COP.

7. ANÁLISES DOS DIFERENTES REFRIGERANTES

Esta seção apresenta resultados de simulações de diferentes refrigerantes e o impacto dos mesmos no “COP” considerando um ciclo de compressão a vapor “ideal” de um único estágio de compressão. Foram simulados dois hidrocarbonetos halogenados: R-22 e R-134a; dois hidrocarbonetos: R-290 (propano) e R-600 (butano); duas misturas não azeotrópicas: R-404a e R-407C e um composto inorgânico: R-717 (amônia).

A figura 6 apresenta valores de “COP” em função da temperatura de evaporação, considerando a temperatura de condensação igual a 45°C.

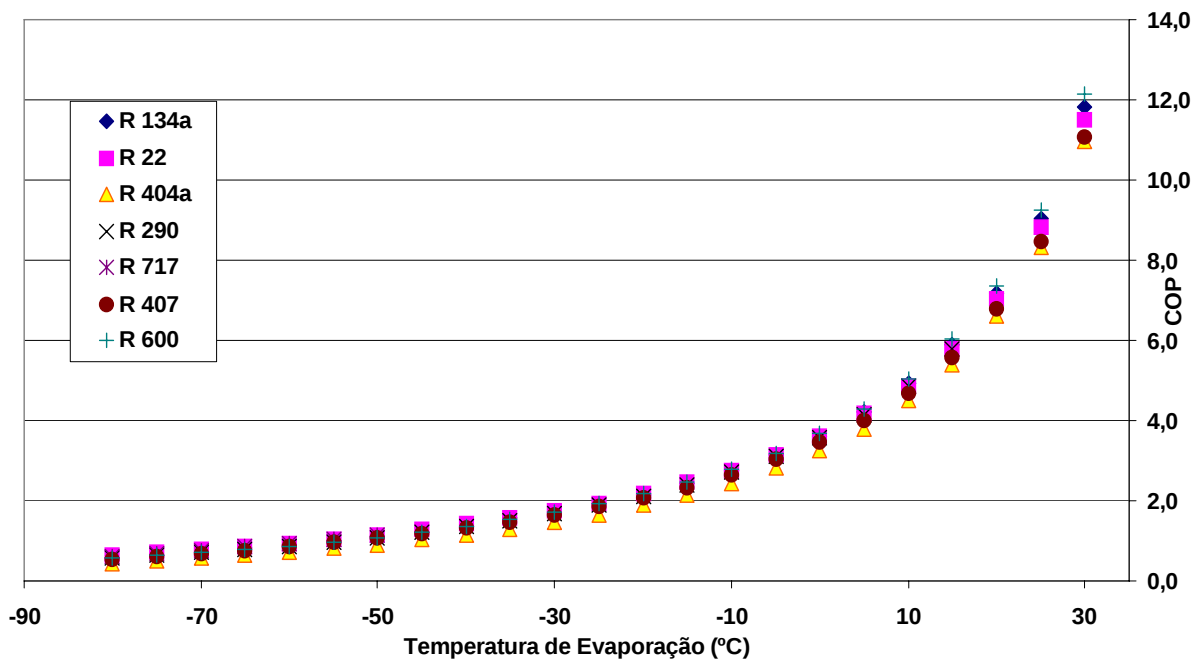


Figura 6 – “COP” em função da temperatura de evaporação para diversos refrigerantes.

O comportamento do “COP” para todos os refrigerantes é aproximadamente a mesmo, principalmente na faixa de -80°C a -10°C , destacando-se com a pior performance o R404a. A partir de -10°C , as nota-se mais claramente as diferenças do “COP” para os refrigerantes. Neta faixa de temperatura o melhor “COP” é o do R-600 (butano), seguido pelo R-290 (propano), ambos os hidrocarbonetos não halogenados. A seguir vem os hidrocarbonetos halogenados R-22 e R-134a, sendo as misturas não azeotrópicas as que obtiveram pior performance.

8. ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR DE GÁS DE SUÇÃO

Esta seção apresenta uma análise do efeito de se utilizar o trocador de calor de gás de sucção no sistema de refrigeração. Este dispositivo permite a transferência de calor do líquido na saída do condensador para o vapor na saída do evaporador. É analisado a eficiência térmica do trocador de calor (efetividade) sobre o coeficiente de performance do sistema “COP”, considerando-se os refrigerantes R-134a, R-290, R-717 e R-404a. O ciclo é ideal de um estagio de compressão.

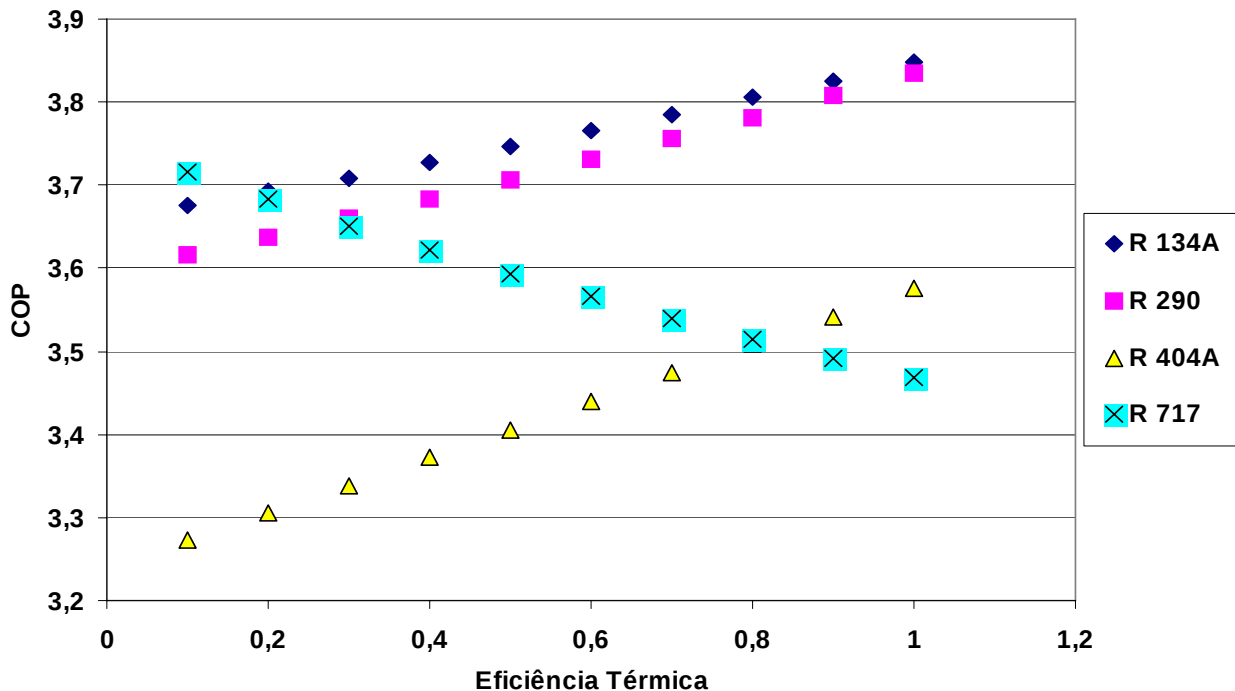


Figura 7- “COP” em função da efetividade do trocador de calor de gás de sucção.

Da figura 7, observa-se que o trocador de calor de gás de sucção deve ser recomendado para todos os refrigerantes analisados com exceção da amônia. Constatase também da figura 7 que à medida que a efetividade do trocador de calor aumenta o “COP” aumenta, exceto para a amônia.

O trocador de calor é benéfico no sentido de resfriar o líquido que entra na válvula de expansão que em decorrência disto faz diminuir a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador. Consequentemente, isto leva a uma aumento da capacidade de refrigeração específica do evaporador [kJ/kg] e redução da vazão do refrigerante necessária para atender a mesma capacidade de refrigeração [kW]. Por outro lado, o trocador de calor faz aumentar a temperatura e a entalpia do refrigerante que entra no compressor. Conforme visto na seção 6 (Análise do grau de superaquecimento) isto promove redução do “COP”. Para a amônia um pequeno grau de superaquecimento acarreta grandes variações da temperatura de descarga do compressor o que leva a uma perda significativa de eficiência do lado do condensador que reflete para o COP do sistema.

9. CONCLUSÃO

Este trabalho constou da apresentação de resultados de várias simulações utilizando o software de refrigeração “Cool Pack”. Foram realizadas simulações para diferentes tipos de refrigerantes, considerando-se ainda o efeito da variação de diferentes variáveis sobre o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração “COP”.

As seguintes conclusões podem ser tiradas das análises:

- O “COP” aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e diminui com o aumento da temperatura de condensação;
- O “COP” diminui à medida que as perdas de carga aumentam nas linhas de sucção e descarga do compressor;

- O “COP” aumenta à medida que o grau de superaquecimento aumenta para todos os refrigerantes analisados, exceto para a amônia;
- O “COP” se mostra praticamente independente do fluido refrigerante utilizado considerando as mesmas condições de temperatura de evaporação e de condensação;
- O trocador de calor de gás de sucção deve ser recomendado para todos os refrigerantes, com exceção da amônia;
- O “COP” aumenta à medida que a efetividade do trocador de calor de gás de sucção aumenta para todos os refrigerantes, com exceção da amônia.

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, 2002, “ASHRAE Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning”, Atlanta.

DIAS T. S., TEIXEIRA P.S, PIMENTA J. M. D, 2004. Uso de hidrocarbonetos como fluido refrigerante em Sistemas de Refrigeração Automotiva, Anais do Congresso de Aquecimento, ventilação e Ar condicionado, Mercofrio 2004, Curitiba,.

SILVA H. E. , 2006, “Quais são os principais impactos do uso de hidrocarbonos como fluidos no sistema de refrigeração. Bola Preta”, Nº 87, pp. 15-17, Junho de 2006.

STOECKER W. F. & Jones J. W., 2002, “Refrigeração Industrial”, 2ed., McGraw Hill, São Paulo.

11. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao CNPq pela concessão de duas bolsas de iniciação científica, modalidade BIC-Jr, aos alunos participantes desta pesquisa.

SIMPLYFIED COMPUTATIONAL SIMULATION OF REFRIGERATION SYSTEMS BY COMPRESSION VAPOUR

José Henrique Martins Neto

henrique@des.cefetmg.br

André Henrique de Brito Veloso

andreveloso@gmail.com

Alan Felipe Cunha Fernandes

felipeallan@pop.com.br

Centro Federal de Ensino Tecnológico de Minas Gerais CEFET-MG –
(Minas Gerais Federal Center of Technologic Education).

Departamento de Engenharia Mecânica (Mechanical Engineering Departament)

– Av. Amazonas (Amazonas Avenue), 7675 Cep (Zip Code): 30510-000

Phone: (55) (31) 3319-5208 Fax: (55) (31) 3319-5228

Abstract: *This work presents the results of various simulations using the refrigeration software “Cool Pack”. It were performed simulations for a compression vapor refrigeration cycle assuming different refrigerants as well as the variations of various variables in order to analyze their effect over the coefficient of performance of the refrigeration cycle “COP”. It were simulated different the following refrigerants types: CFC, HCFC, HFC, azeotropic and non azeotropic, mixtures, hydrocarbonets and*

ammonia. Further, it were analyzed the effect over the “COP” of the following variables: (i) temperatures of evaporation and condensation; (ii) the pressure drops; (iii) the superheating degree; and the effect of the presence of the gas suction heat exchanger. A detailed analysis has been presented to explain the effect of the variables over the behavior of the “COP”. Trough this analysis work, is possible to obtain conclusions about general behavior of a refrigeration system and the refrigerants utilised.

Keywords: *refrigeration, simulation, CoolPack.*