



DESENVOLVIMENTO DO ESTUDO DO EFEITO ENERGÉTICO DA SUBSTITUIÇÃO DE R-12 POR R-134A EM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO

Rogério Gonçalves dos Santos

José Ricardo Figueiredo

Universidade Estadual de Campinas, FEM, Departamento de Energia
Campinas, SP, Brasil

Resumo. *O presente trabalho visa simular computacionalmente os efeitos energéticos da substituição do fluido de trabalho R-12 em um sistema de refrigeração por compressão pelo R-134a sem alterar as condições de projeto originais da máquina. A simulação foi realizada através de um algoritmo de solução de sistemas não lineares pelo método de Newton-Raphson em linguagem PASCAL. Foram implementados sistemas de equações que representassem o funcionamento do ciclo de refrigeração com um estágio e dois estágios de compressão. Atenção especial é dada para as perdas de carga através da tubulação e válvulas assim como para a variação realista da eficiência adiabática do compressor conforme as condições de operação.*

Palavras-chave: *Refrigeração, Simulação Numérica, Newton-Raphson, Clorofluorcarbonos*

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho é uma continuação de outro dos mesmos autores (Santos & Figueiredo, 1998), que visava simular computacionalmente os efeitos da substituição do fluido de trabalho R12 pelo R134a sobre o desempenho de sistemas de refrigeração por compressão com um e dois estágios. Quando ocorre a troca do refrigerante num ciclo de R12 para R134a, há necessidade apenas da troca do óleo lubrificante do compressor por um que seja imiscível com R134a e o acréscimo de um novo filtro secador ao sistema (Ferreira *et al.*, 1993). Portanto não ocorre modificação no ciclo de refrigeração em si. O modelo assume inalterados os coeficientes globais de troca de calor do evaporador e do condensador, bem como a eficiência adiabática e cilindrada do compressor e rotação do motor.

Abaixo é apresentado um pequeno resumo do trabalho anterior citando alguns aspectos importantes que continuam a ser usados no atual.

A fim de se obter as propriedades de cada fluido numericamente foram obtidas funções através de ajuste de curvas que as relacionam a outras propriedades.

A simulação foi realizada através de um algoritmo de solução de sistemas não lineares pelo método de Newton-Raphson em linguagem PASCAL. Ao todo, para o ciclo de um estágio se obtém 31, equações e para o de dois estágio 52 equações. A maior parte das

equações foi tratada da forma explícita no interior do Newton-Raphson, o que possibilitou a resolução de maneira mais rápida e eficaz ao diminuir a ordem da matriz dos jacobianos. A implantação do ciclo de refrigeração por compressão de um estágio resultou em um sistema de três equações, e o de dois estágios em um sistema de cinco equações. No projeto anterior foram implementadas as seguintes equações:

Equações de equilíbrio termodinâmico:

$$s_3 = s_{1s}(T_3) \quad (1)$$

$$v_3 = v_{1s}(T_3) \quad (2)$$

$$p_3 = p_d(T_3) \quad (3)$$

$$h_4 = h_3 \quad (4)$$

$$p_4 = p_3 \quad (5)$$

$$x_4 = [h_4 - h_{1s}(T_4)] / [h_{vs}(T_4) - h_{1s}(T_4)] \quad (6)$$

$$s_4 = [s_{vs}(T_4) - s_{1s}(T_4)] \cdot x_4 + s_{1s}(T_4) \quad (7)$$

$$v_4 = [v_{vs}(T_4) - v_{1s}(T_4)] \cdot x_4 + v_{1s}(T_4) \quad (8)$$

$$s_2' = s_1 \quad (9)$$

$$p_2 = p_3 \quad (10)$$

$$h_2 = [(h_{sup}(p_2, s_2') - h_1) / nc] + h_1 \quad (11)$$

$$s_2 = s_{sup}(p_2, h_2) \quad (12)$$

$$v_2 = v_{sup}(T_2, p_2) \quad (13)$$

Equações de equilíbrio de massa:

$$nv = 1 - en \cdot [(v_1/v_2) - 1] \quad (14)$$

$$m = nv \cdot [(fe \cdot ci) / v_1] \quad (15)$$

Equações de balanço de 1ª lei da termodinâmica:

$$Q_e = m \cdot [h_1 - h_4] \quad (16)$$

$$Q_c = m \cdot [h_2 - h_3] \quad (17)$$

Equações do desempenho do ciclo:

$$W = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (18)$$

$$B = Q_e / W \quad (19)$$

Sistema de equações:

$$Q_e - (U \cdot A)_{evap} \cdot (T_{cam} - T_e) = 0 \quad (20)$$

$$Q_c - (U \cdot A)_{cond} \cdot (T_c - T_{amb}) = 0 \quad (21)$$

$$h_2 - h_{sup}(T_2, p_2) = 0 \quad (22)$$

onde T_e , T_c e T_2 são as incógnitas.

Este trabalho complementa o sistema de equações não lineares ali desenvolvido, corrige alguns de seus resultados e acrescenta ao modelo as equações de perda de carga nas tubulações e válvulas, bem como curvas reais de compressores.

2. PERDAS DE CARGA

2.1 Introdução

A perda de carga total, h_{lt} , é considerada como a soma das perdas distribuídas, h_l , devido aos efeitos de atrito no escoamento inteiramente desenvolvido em tubos de seção constantes, com as perdas localizadas, h_{lm} , devidas a entradas, acessórios, mudanças de área etc.

A perda de carga distribuída pode ser expressa como:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \quad (23)$$

onde L é o comprimento do tubo, D o diâmetro do tubo, V a velocidade média do fluido no tubo e f o fator de atrito. Este pode ser determinado através do número de Reynolds e da

rugosidade relativa (e/D) através do diagrama de Nikuradse, que foi expresso em forma algébrica para uso computacional por Churchill (1977):

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (24)$$

onde o fator 8 foi introduzido por coerência à presente definição de f na Eq.(23), e A e B são dados por:

$$A = \left[2457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,28 \frac{e}{D}} \right) \right]^{16} \quad (25) \quad ; \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (26)$$

A viscosidade μ , para os refrigerantes nas formas líquida e gasosa, foi calculada com as expressões propostas por (Motta *et al.*, 1998), de tal forma que na fase de vapor temos:

$$\mu = \mu_0 (0,997 + 0,819 \rho_r) \quad (27)$$

onde ρ_r é a densidade reduzida, que é determinada através da razão entre ρ_v (densidade de vapor) e ρ_c (densidade crítica do vapor). A viscosidade do gás à pressão atmosférica, μ_0 , é dada pela Eq. (27), sendo T_k a temperatura absoluta do vapor e A_0 e A_1 coeficientes de ajustes para os refrigerantes apresentados na tabela 1 para o R-12 e R-134a .

$$\mu_0 = A_0 + A_1 \sqrt{T_k} \quad (28)$$

Para o fluido em fase líquida tomamos a viscosidade através da Eq. (29), que a relaciona à temperatura absoluta do líquido, utilizando os coeficientes da tabela 2.

$$\log(\mu) = A_u + \frac{B_u}{T_k} + C_u T_k + D_u T_k^2 \quad (29)$$

Tabela 1. Constantes para as propriedades dos refrigerantes

| | A_0 [kg/m.s x 10^3] | A_1 [kg/m.s x 10^3] | ρ [kg/m ³] |
|--------|--------------------------|--------------------------|-----------------------------|
| R-12 | -8,070670E-03 | 1,195930E-03 | 5,581200E+02 |
| R-134a | -1,194100E-02 | 1,379270E-03 | 5,153000E+02 |

Tabela 2. Constantes para as propriedades dos refrigerantes

| | A_u | B_u | C_u | D_u |
|--------|--------------|---------|-----------|-----------|
| R-12 | -2,14142 | 309,117 | 2,91E-03 | -4,70E-06 |
| R-134a | -1,456102539 | 310,19 | -8,67E-04 | 0 |

Já a perda de carga localizada pode ser expressa através de:

$$h_{lm} = \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2} \quad (30)$$

sendo L_e/D um comprimento equivalente; na simulação considerou-se que existem duas válvulas em cada trecho incluídas como perdas localizadas com $L_e/D=5$.

Para a implementação da perda de carga no programa considerou-se tubos horizontais ligando as diversas partes do ciclo de tal forma que:

$$\Delta p = (h_l + h_{lm}) \rho_{esp} \quad (31)$$

onde Δp é a variação de pressão no trecho considerado devido à perda de carga.

As perdas de carga foram consideradas para o ciclo de um estágio de compressão sem superaquecimento e subresfriamento com eficiência adiabática do compressor arbitrada (Fig. 1) de tal forma que as pressões nos pontos característicos 2 e 4, considerando as perdas, são:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_1 + \Delta p_{1,4} \\ p_2 &= p_3 + \Delta p_{3,2} \end{aligned} \quad (32)$$

sendo $\Delta p_{i,j}$ determinado através da Eq. (31) para cada trecho em questão. Tais perdas são calculadas levando em conta as tubulações e acessórios que ligam o compressor ao condensador e a saída da válvula de expansão ao evaporador, ou seja não estão computadas em nenhum caso as perdas decorrentes dos trocadores de calor em si.

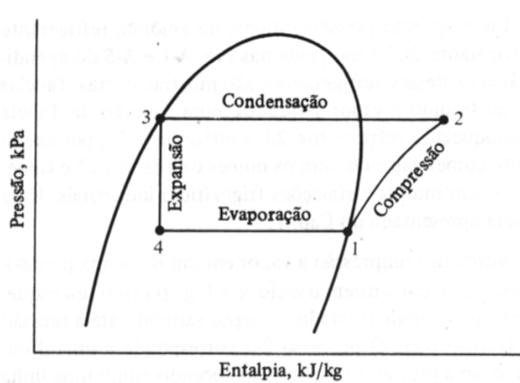


Figura 1. Diagrama Pressão x Entalpia

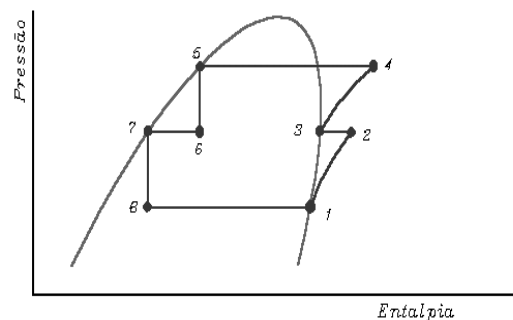


Figura 2. diagrama Pressão x Entalpia do ciclo de compressão de duplo estágio

Para o ciclo padrão de refrigeração com dois estágios de compressão e um evaporador com resfriamento intermediário e remoção do gás de flash sem superaquecimento e subresfriamento, com uma eficiência isentrópica do compressor arbitrada, conforme Fig. 2, temos as pressões nos pontos 2, 4 e 8 dadas pelas Eq. (33), também com o Δp determinado através da Eq. (31) para cada trecho em questão. Assim como para o ciclo simples as perdas computadas são referentes as tubulações e acessórios que ligam os equipamentos existentes na extremidades das regiões consideradas.

$$\begin{aligned}
p_2 &= p_3 + \Delta p_{3,2} \\
p_4 &= p_5 + \Delta p_{5,4} \\
p_8 &= p_1 + \Delta p_{1,8}
\end{aligned}
\tag{33}$$

3. CURVAS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES

3.1 Introdução

Um compressor ideal é aquele que necessita da menor potência para comprimir um fluido em uma dada diferença de pressão, sendo que esta potência corresponde ao produto da vazão mássica pelo aumento de entalpia na compressão isentrópica.

Para os compressores reais a entalpia do fluido na sua saída é maior que a prevista para os compressores ideais isentrópicos, de tal forma que a potência real requerida também é maior. Esta diferença pode ser medida através da eficiência isentrópica do compressor, que é definida (Ashare Handbook, 1992, pg 35.2) como a razão entre a potência requerida pela compressão isentrópica e a potência real exigida pelo compressor, para determinadas vazão e diferença de pressão .

Em função de diversos fatores a eficiência isentrópica de um compressor real não é fixa e varia de acordo com a temperatura de entrada e saída do fluido, que para o ciclo de refrigeração por compressão simples correspondem à temperatura de evaporação e condensação do refrigerante.

Através das curvas de desempenho de um compressor alternativo obtidas em catálogos de sua cilindrada e velocidade de rotação pode-se obter uma curva para eficiência isentrópica do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação.

A curva de desempenho, de um compressor semi-hermético de 4 cilindros, obtida do Ashare Handbook (1992, pg 35.4), foi utilizada para se obter a Eq. (34), implementada no sistema de equações a fim de se simular a eficiência variável do compressor.

$$\eta_c \cong 0,312801 - 0,00455873T_e + 0,00720603T_s + 5,1792 \cdot 10^{-5}T_e^2 - 2,9942 \cdot 10^{-5}T_eT_s - 2,2096 \cdot 10^{-5}T_s^2 \tag{34}$$

sendo que T_e e T_s são as temperaturas de entrada e saída do fluido no compressor respectivamente, em graus Celsius. A Eq. (34) é válida para T_e de -20 a 15°C e T_s entre 40 e 62,5°C. Pode-se observar que a eficiência isentrópica do compressor aumenta com o aumento de T_s e a diminuição de T_e , sendo que para o compressor estudado a mesma varia entre 0,5 e 0,82.

4. RESULTADOS

4.1 Ciclo de um estágio de compressão.

Inicialmente iremos analisar a evolução do trabalho anterior para o atual, assim o modelo antigo será comparado com um que leva em conta a variação da eficiência isentrópica do compressor e outro que além de tal variação considera a perda de carga ao longo da tubulação e acessórios do sistema de refrigeração.

Para efeito do cálculo da perda de carga assume-se que se trata de um sistema de grande porte, com capacidade de refrigeração de 50KW, onde o comprimento da tubulação (L) usado

para o cálculo da perda de carga é 10m o diâmetro da tubulação de 0,15m, a rugosidade média 12,7 μ m e o compressor tem uma fração de espaço nocivo de 4,5%.

Obtemos através de um programa de projeto, os dados necessários para a simulação do sistema, tais como os produtos das áreas pelos coeficientes globais de troca de calor do condensador (UA_c) e do evaporador (UA_e) e a cilindrada do compressor.

Na Tabela 3 temos os dados de projeto para os três casos usando o R134a, observamos que para o modelo mais simples (sem curva do compressor e perda de carga) se arbitrou a eficiência isoentrópica do compressor como sendo a máxima alcançada: 0,820.

Tabela 3. Condições de projeto originais

| Projeto | T_{amb} (°C) | T_{cam} (°C) | C_i (dm³) | F_e (Hz) | UA_c | UA_e | η_c |
|--------------------|----------------------------------|----------------------------------|--|------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Perda+Curva | 30 | 0 | 1,6196 | 60,0 | 3,88327 | 2,500 | 0,760 |
| Curva | 30 | 0 | 1,6066 | 60,0 | 3,87637 | 2,500 | 0,760 |
| Simples | 30 | 0 | 1,6290 | 60,0 | 3,77515 | 2,500 | 0,820 |

Temos que T_{amb} e T_{cam} são as temperaturas ambiente e da câmara frigorífica, C_i a cilindrada do compressor e F_e a frequência do compressor na Tabela 3.

Usando os dados de projeto da tabela 3, de Perda+Curva nos programas de simulação, montou-se a Fig.3, Fig.4, Fig.5 e Fig6, variando-se a temperatura ambiente entre 20 e 40°C. Através da Fig.3 notamos o erro no qual incorremos ao não levar em conta a curva do compressor e a perda de carga na simulação, a menor capacidade de refrigeração para a simulação com a curva do compressor em relação ao projeto simples já era esperada pois se utilizou uma eficiência isentrópica de 0,82, o valor máximo que pode ser alcançado pelo compressor, a perda de carga leva a diminuir um pouco mais a capacidade de refrigeração.

Na Fig.4 notamos uma nítida diferença entre considerar ou não a curva real do compressor tanto no sentido do comportamento da curva como no valor da potência consumida. Quando não se leva em conta a curva real do compressor e se adota um valor alto para a eficiência isoentrópica obtêm-se uma menor potência consumida, além de se obter um ponto de consumo máximo deslocado do ponto real.

Assim como na potência consumida o uso da curva de desempenho do compressor exerce uma forte influência no coeficiente de desempenho do ciclo conforme se observa na Fig.5, o modelo anterior mais simples superestimava-o em pelo menos 5%, para temperaturas ambientes da ordem de 40°C e em até 15% para a faixa de 20°C.

A vazão mássica de refrigerante no sistema é pouco afetada pela variação de temperatura nos três casos conforme a Fig.6, ou pelo modelo empregado.

Tabela 4. Condições de projeto originais

| Projeto | T_{amb} (°C) | T_{cam} (°C) | C_i (dm³) | F_e (Hz) | UA_c | UA_e |
|----------------|----------------------------------|----------------------------------|--|------------------------------|--------------------------|--------------------------|
| R12 | 32,00 | -10,00 | 0,7776 | 30,0 | 5,14232 | 3,50000 |

Em um segundo estágio de simulação, iremos nos preocupar com a troca do fluido refrigerante R12 pelo R134a. Para isso projetamos um sistema para funcionar com o R12 fornecendo uma capacidade de refrigeração de 35KW de acordo com os dados da tabela 4, sendo para isso consideradas a perda de carga e a variação da eficiência isentrópica do compressor de acordo com a curva real. O comprimento da tubulação (L) usado para o cálculo da perda de carga é 20m e o diâmetro da tubulação de 0,15m.

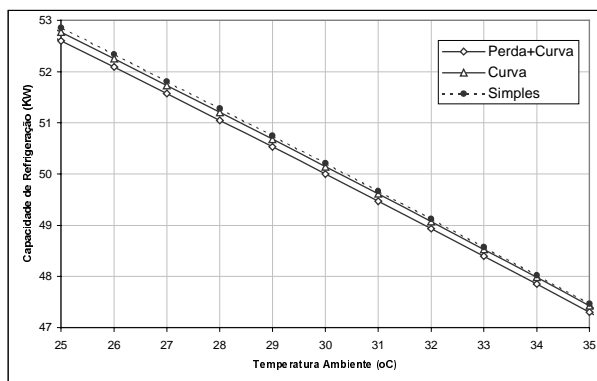


Figura 3. Variação da capacidade de refrigeração

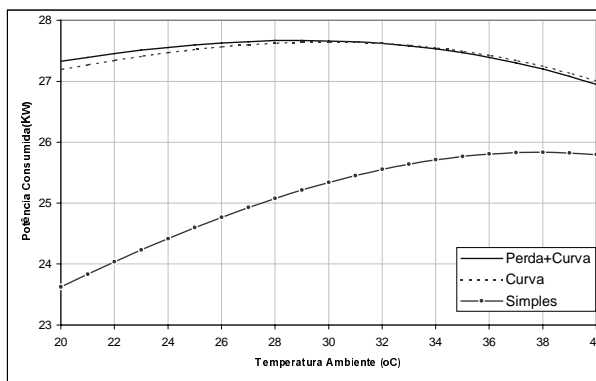


Figura 4. Variação da potência consumida

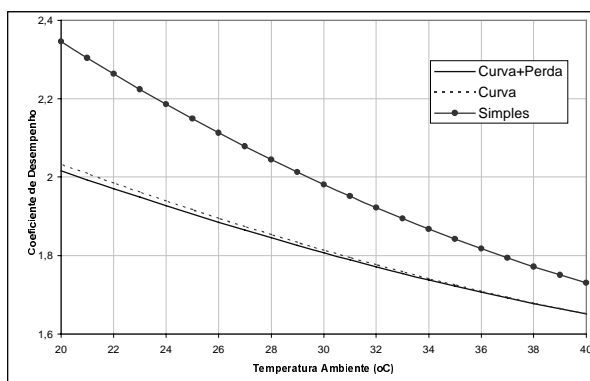


Figura 5. Variação do coeficiente de desempenho

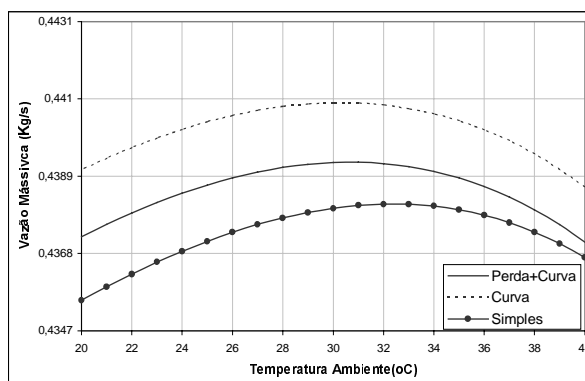


Figura 6. Variação da vazão mássica

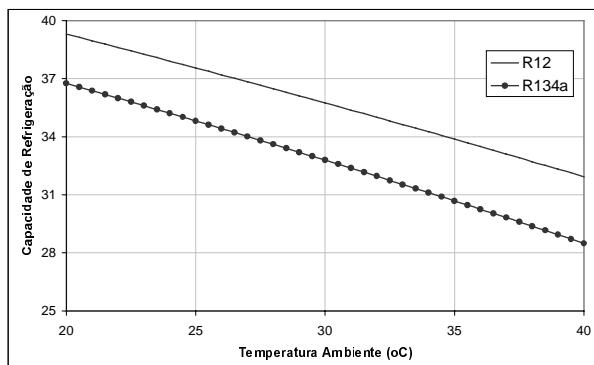


Figura 7. Capac. de refrigeração X Temp. ambiente

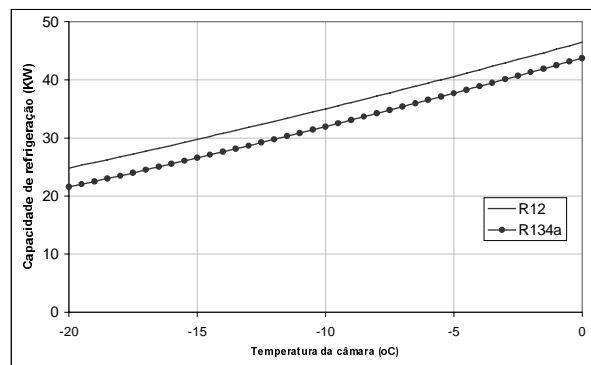


Figura 8. Capac. de refrigeração X Temp. câmara

Utilizando os dados de projeto da tabela 4 entramos no programa de simulação para ver como um sistema projetado para o R12 se comportaria com o R134a.

Através da Fig.7 e da Fig.8 notamos que o R134a apresenta uma menor capacidade de refrigeração que o R12 considerando um compressor com a mesma cilindrada, sendo que temperaturas da câmara frigorífica mais altas ou temperaturas ambientes menores aproximam a capacidade dos dois fluídos.

O coeficiente de desempenho (COP) varia de forma diferente com relação a temperatura ambiente (Fig.9) e da câmara (Fig.10), temperaturas ambientes abaixo de 24°C ocasionaram um maior COP para o R134a, sendo para qualquer temperatura da câmara simulada o COP do R12 foi superior ao do R134a.

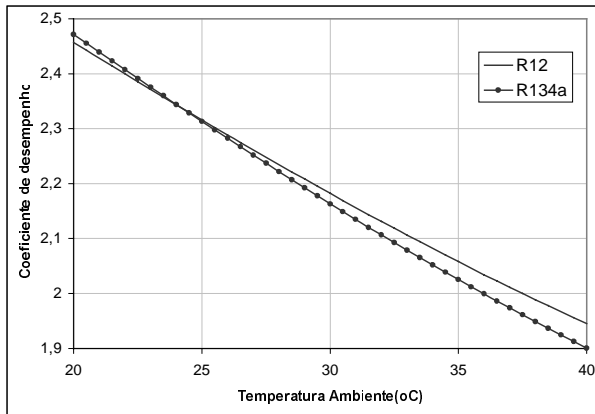


Figura 9. COP X Temp. ambiente

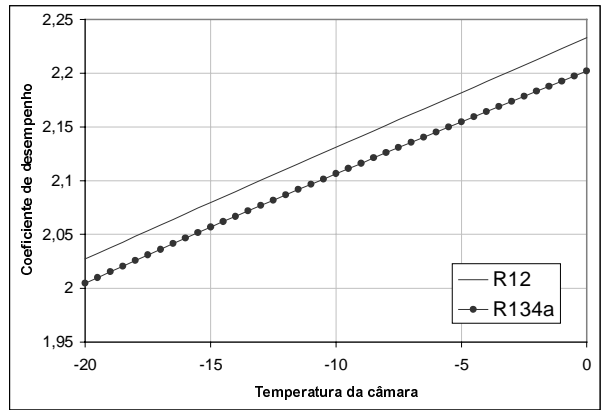


Figura 10. COP X Temp. da câmara

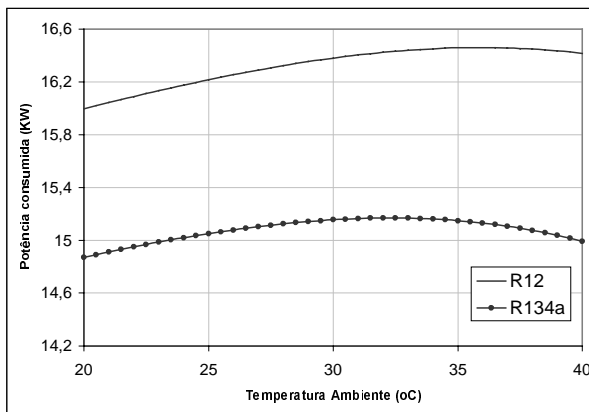


Figura 11. Potência Consumida

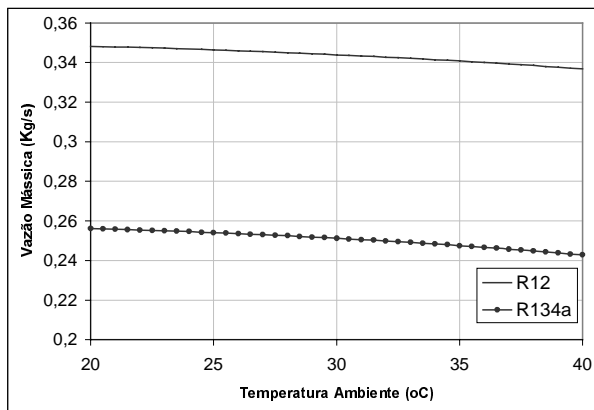


Figura 12. Vazão mássica

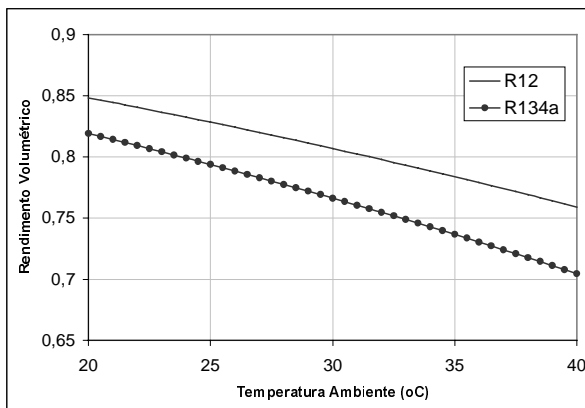


Figura 13. Rend. volumétrico X Temp. Ambiente

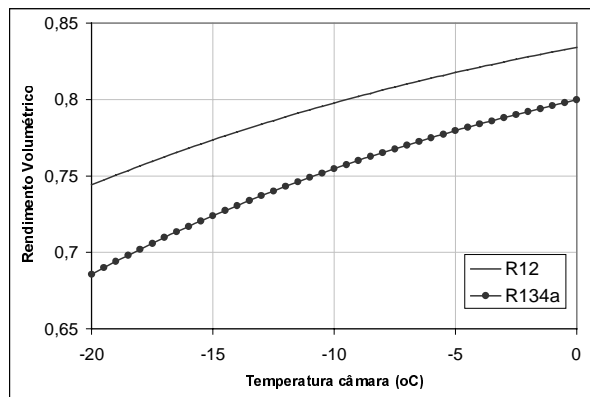


Figura 14, Rend. Volumétrico X Temp. Câmara

Em relação a potência consumida observamos na Fig.11 que o R134 necessita de uma menor potência para funcionar que o R12, porém devemos lembrar que sua capacidade de refrigeração também diminuiu nestes casos.

Os dois fluidos refrigerantes apresentam um comportamento muito parecido com relação à variação da vazão mássica pela temperatura ambiente conforme a Fig.12, porém o R134a apresenta uma vazão cerca de 25% menor para toda os pontos simulados.

Com relação ao rendimento volumétrico o R12 sempre apresenta um maior coeficiente que o R134a e tal diferença aumenta junto ao aumento da temperatura ambiente (fig.13) e à diminuição da temperatura da câmara (fig.14).

4.2 Ciclo de dois estágios de compressão.

Os ciclos de dois estágios de compressão são próprios quando se deseja uma menor temperatura de condensação, assim projetamos um ciclo para temperatura ambiente de 32°C e temperatura da câmara de -10°C (condensador a -20°C), e simulamos além da troca dos refrigerantes de R12 para R134a um aumento na temperatura ambiente de 5°C (simulação II) e em outro caso uma queda da temperatura da câmara também de 5°C (simulação III), conforme pode ser observado na Tabela 7. Ali, Ci1 se refere ao compressor do estágio de baixa pressão (booster) e Ci2 ao compressor do estágio de alta pressão, a mesma observação é válida para as potências e eficiências presentes na tabela 8, ou seja 1 é referente ao estágio de baixa e 2 ao estágio de alta.

Tabela 5. Dados de entrada na simulação

| Simulação | Tamb (°C) | Tcam (°C) | Ci1 (m ³) | Ci2 (m ³) | Fe (Hz) | UAc | Uae |
|-----------|-----------|-----------|-----------------------|-----------------------|---------|----------|----------|
| I | 32,00 | -10,00 | 0,0010 | 0,0006174 | 60 | 11,42608 | 7,114646 |
| II | 37,00 | -10,00 | 0,0010 | 0,0006174 | 60 | 11,42608 | 7,114646 |
| III | 32,00 | -15,00 | 0,0010 | 0,0006174 | 60 | 11,42608 | 7,114646 |

Tabela 6. Dados obtidos através da simulação

| Simul. | Refrig. Usado | Qe KW | Qc KW | W1 KW | W2 KW | β | Te °C | Ti °C | Tc °C | $\eta c1$ | $\eta v1$ | $\eta c2$ | $\eta v2$ |
|--------|---------------|---------|---------|-------|-------|---------|--------|-------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| I | R-12 | 71,1464 | 114,261 | 18,25 | 24,86 | 1,6502 | -20,00 | 7,35 | 42,00 | 0,481 | 0,9479 | 0,537 | 0,9428 |
| | R-134a | 69,2722 | 111,619 | 17,10 | 25,25 | 1,6358 | -19,74 | 6,17 | 41,77 | 0,470 | 0,9413 | 0,541 | 0,9260 |
| II | R-12 | 70,3835 | 115,869 | 18,68 | 26,81 | 1,5474 | -19,89 | 8,93 | 47,14 | 0,492 | 0,9439 | 0,554 | 0,9347 |
| | R-134a | 68,3815 | 113,185 | 17,56 | 27,24 | 1,5263 | -19,61 | 7,88 | 46,91 | 0,482 | 0,9362 | 0,558 | 0,9156 |
| III | R-12 | 62,4281 | 102,208 | 16,28 | 23,50 | 1,5693 | -23,77 | 3,53 | 40,95 | 0,478 | 0,9456 | 0,551 | 0,9341 |
| | R-134a | 60,0538 | 98,5904 | 15,07 | 23,47 | 1,5584 | -23,44 | 2,40 | 40,63 | 0,467 | 0,9388 | 0,556 | 0,9152 |

Primeiro notamos que o sistema de refrigeração apresenta um maior afastamento das condições de projeto quando da queda da temperatura da câmara frigorífica, algo que na maioria das vezes é controlado. Já o aumento da temperatura ambiente provocou pequenas variações na eficiência isentrópica e volumétrica e um menor coeficiente de desempenho para o ciclo.

Com relação à substituição do R12 pelo R134a verificamos uma queda de pequena ordem, na capacidade de refrigeração (Q_e) e no calor trocado pelo condensador (Q_c), para a potência consumida pelos compressores a queda foi um pouco menos acentuada, resultando em um menor coeficiente de desempenho para o sistema funcionado com R134a.

A temperatura intermediária (T_i) abaixa cerca de 1°C quando da troca dos refrigerantes (R12 para R134a) com a temperatura do evaporador apresentando um pequeno aumento e a do condensador uma pequena queda.

Já a eficiência volumétrica do compressor de baixa alta pressão e a isentrópica do compressor de baixa acabam por diminuir em função da alteração dos fluídos, oposto do que ocorre com a eficiência isentrópica do compressor de alta pressão.

5. CONCLUSÕES

O fluido refrigerante R134a apresenta condições de funcionamento bem próximas ao do R12, conforme foi observado durante a pesquisa, sendo assim as mudanças de ordem energéticas como consumo de potência, ou capacidade de refrigeração são pouco afetadas.

As perdas de carga, quando desconsideradas nas simulações podem levar a erros consideráveis em sistemas de maior porte, e a eficiência isentrópica variável do compressor deve ser sempre considerada em simulações dos sistemas funcionando fora de suas condições de projeto.

REFERÊNCIAS

- Ashare Handbook, 1992, HVAC Systems and Equipment, chapter 35: Compressors.
- Churchill, S.N., 1977, Friction factor equation span all fluid flow regimes, Chem. Eng., november, pp. 91-92.
- Ferreira, L. B. , Heinzalman, G., Machado, R. M. e Driessen, J. L., 1993, Sistemas de refrigeração com HFC-134a. Uma nova realidade química. Anais do IV Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, CONBRAVA.
- Motta, S. Y., Marques, R. P., Braga, S. L. e Parise, J. A. R., 1998, Misturas refrigerantes - óleo lubrificante: Propriedades de transporte, Congresso Mercofrio'98, 28 de setembro-1º de outubro, Porto Alegre, Anais em CD-Rom.
- Santos, R.G. e Figueiredo, J. R., 1998, Efeito energético da substituição R-12 por R-134a em sistema de refrigeração por compressão, Congresso Mercofrio'98, 28 de setembro-1º de outubro, Porto Alegre, Anais em CD-Rom.

ABSTRACT

Development of study of energy effects of the substitution of R12 for the R134a in compression refrigeration system

The present work aims the computational simulation of the energy effects of the substitution of the working fluid R-12 for the R-134a in compression refrigeration system, without modifying the original design of the machine. The simulation was done through an algorithm of solution of non linear systems by the Newton-Raphson method in language PASCAL. Systems of equations representing the functioning of one and two stages vapor-compression refrigeration cycles have been implemented. Special attention is paid to the friction lead loss through lines and valves as well as to the realistic variation of the compressor adiabatic efficiency according of the operation conditions.

Word-key: Refrigeration, Numerical Simulation, Newton-Raphson, fluorocarbons