

ESTUDO DA INTERAÇÃO ENTRE CARGA DE REFRIGERANTE, GRAU DE ABERTURA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO E ROTAÇÃO DO COMPRESSOR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE PEQUENO PORTE

Gustavo Pöttker

Cláudio Melo

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

EMC - Departamento de Engenharia Mecânica

melo@polo.ufsc.br

Resumo. Neste trabalho investigou-se a influência da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura do dispositivo de expansão sobre o desempenho de um sistema hermético de refrigeração de pequeno porte, visando à identificação de condições de operação de máxima eficiência. Uma bancada experimental constituída por um compressor de rotação variável, uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tipo PWM e por um aparato para variação da carga de refrigerante foi especialmente construída. Ensaios experimentais foram realizados variando-se independentemente a rotação do compressor, a abertura da EEV e a carga de refrigerante, além das condições de operação dos trocadores de calor. Os resultados mostraram que, numa carga de refrigerante fixa, para cada rotação do compressor existe uma abertura da EEV que origina um coeficiente de performance (COP) máximo.

Palavras chave: carga de refrigerante, compressor de rotação variável, válvula de expansão eletrônica, coeficiente de performance.

1. Introdução

Nos últimos anos, políticas de incentivo ao aumento da eficiência de equipamentos de refrigeração têm se tornado cada vez mais frequentes e efetivas. Políticas de etiquetagem da eficiência energética, por exemplo, têm provocado até mesmo uma competição entre os fabricantes por produtos mais eficientes. Além disso, metas de redução e limites máximos de consumo de energia para equipamentos de refrigeração têm obrigado os fabricantes a melhorar constantemente o desempenho dos seus produtos.

Diante dessa situação, a indústria de refrigeração tem pesquisado alternativas para aumentar a eficiência energética dos diversos componentes dos sistemas de refrigeração. A otimização de trocadores de calor e o aumento da eficiência de compressores estão entre as alternativas mais frequentemente consideradas. Entretanto, com o desenvolvimento do campo da eletrônica, uma nova alternativa tornou-se viável: a utilização de compressores, ventiladores e dispositivos de expansão com desempenho eletronicamente variável. Tais componentes permitem a implementação de estratégias de controle energeticamente inteligentes, capazes de melhorar o controle de temperatura e de reduzir o consumo de energia. O desenvolvimento de estratégias de controle adequadas deve passar, primordialmente, pela análise experimental da performance de sistemas que operam com componentes variáveis. É justamente nesse contexto que se enquadra o presente trabalho.

A utilização de compressores de rotação variável é bem explorada na literatura. Segundo Tassou (1996), a utilização destes compressores é o meio energeticamente mais eficiente para controlar um sistema, pois a capacidade de refrigeração ajusta-se à carga térmica através da variação da rotação do compressor. O dispositivo de expansão possui um papel crucial em sistemas que utilizam compressores de rotação variável, uma vez que o controle do grau de superaquecimento está associado com o fluxo de refrigerante no evaporador e, conseqüentemente, com a capacidade de refrigeração (Choi et al., 2003).

Tubos capilares são largamente empregados em sistemas herméticos de refrigeração de pequeno porte. Apesar de simples e barato, os tubos capilares fornecem um fluxo de refrigerante adequado para condições de operação bastante restritas. Qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto provoca uma redução da performance do sistema (Stoecker et al., 1982). Por sua vez, as válvulas de expansão termostáticas (TEV) são capazes de regular adequadamente o fluxo de refrigerante numa faixa de operação bem mais ampla, através do controle ativo do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Entretanto, vários trabalhos (Outtgarts et al., 1996, Tassou et al., 1996, Aprea et al., 2002) desaconselham a utilização de TEVs em sistemas com compressores de rotação variável, devido a instabilidades no controle do superaquecimento. Segundo esses autores, o dispositivo de expansão mais indicado para sistemas que utilizam compressores de rotação variável são as válvulas de expansão eletrônicas (EEV).

Yang et al. (2004) estudaram experimentalmente o controle da capacidade de refrigeração num sistema montado com um compressor scroll de rotação variável e com uma EEV com motor de passo. Eles concluíram que para cada

rotação do compressor existe uma abertura da EEV que origina um COP máximo. Eles observaram também que a capacidade de refrigeração dos pontos com máximo COP variava linearmente com o grau de superaquecimento na descarga do compressor. A influência da carga de refrigerante não foi, entretanto, abordada.

Choi et al. (2003) estudaram experimentalmente o controle da capacidade de refrigeração de um condicionador de ar montado com um compressor scroll de rotação variável e com dois evaporadores controlados por duas EEVs com motor de passo. Eles concluíram que a capacidade máxima de refrigeração em cada rotação é atingida quando o grau de superaquecimento na saída dos dois evaporadores torna-se igual a 4°C. Uma carga ótima de fluido refrigerante foi obtida numa condição de operação específica, mas o efeito da carga de refrigerante não foi sistematicamente estudado.

Choi et al. (2004) compararam o efeito da carga de refrigerante sobre a performance de um sistema de refrigeração montado com uma EEV e com um tubo capilar, e com um compressor de rotação fixa. Os resultados mostraram que o sistema com EEV é menos sensível a variações da carga de refrigerante.

Neste trabalho pretende-se explorar de forma sistemática a influência da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura de uma EEV sobre a performance de um sistema hermético de refrigeração de pequeno porte, com o intuito de identificar condições de operação de máxima eficiência. Adicionalmente serão gerados dados experimentais para estudos futuros abordando estratégias de controle tipo MIMO (Multi-Input Multi-Output).

Para tanto, um aparato experimental específico foi especialmente projetado e construído. Ensaios experimentais foram então realizados variando-se independentemente a rotação do compressor, a abertura de uma EEV tipo PWM (Pulse Width Modulation) e a carga de refrigerante, com diferentes condições de operação nos trocadores de calor.

2. Bancada Experimental

A bancada experimental é essencialmente um circuito hermético de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O fluido refrigerante é o R134a. A Figura 1 mostra um esquema da bancada experimental em questão. O compressor utilizado é do tipo alternativo com rotação variável entre 1800 a 4200 rpm.

O condensador e o evaporador, ambos do tipo tubo-em-tubo, são alimentados independentemente por dois circuitos auxiliares de fluido secundário cuja temperatura é controlada por um banho termostático no circuito do evaporador e por um banho refrigerado no circuito do condensador. A temperatura dos banhos é controlada dentro da faixa de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. As vazões de fluido secundário são reguladas por duas bombas de palhetas com rotação variável. Uma mistura de água com etileno glicol foi utilizada como fluido secundário no evaporador, enquanto que no condensador utilizou-se água pura.

O dispositivo de expansão empregado foi uma EEV do tipo PWM, com duty cycle de 0 a 100% e diâmetro de orifício igual a 0,397 mm. Um trocador de calor linha de sucção – linha de líquido foi empregado para aumentar o grau de subresfriamento na entrada do dispositivo de expansão.

Um aparato experimental auxiliar foi especialmente construído para facilitar a variação da carga de refrigerante durante os ensaios. Tal aparato é constituído por um cilindro de aço inoxidável carregado com fluido refrigerante, apoiado sobre uma balança digital. Uma mangueira flexível conecta o cilindro a duas válvulas agulha fixadas sobre uma estrutura metálica rígida. Estas válvulas isolam o aparato auxiliar do circuito principal de refrigeração. Ao abrir a válvula agulha conectada à sucção do compressor, uma quantidade de refrigerante passa para o circuito principal, reduzindo imediatamente o valor indicado pela balança. O recolhimento de parte da carga de refrigerante é efetuado através da abertura da válvula agulha conectada à linha de alta pressão.

Termopares de imersão (T) e transdutores de pressão (P) foram instalados em vários pontos do circuito de refrigeração e estão indicados na Figura 1 através de balões. As entalpias do refrigerante são calculadas a partir das medições de pressão e de temperatura.

As taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador foram obtidas tanto pelo lado do refrigerante como pelo lado do fluido secundário. No lado do refrigerante as taxas de transferência de calor foram calculadas multiplicando a vazão mássica de refrigerante pela diferença de entalpia entre a entrada e a saída de cada trocador de calor. A vazão mássica de refrigerante foi medida através de um transdutor tipo Coriolis. No lado do fluido secundário as taxas de transferência de calor foram calculadas multiplicando a vazão volumétrica de fluido secundário, pela densidade, pelo calor específico e pela diferença de temperatura entre a entrada e a saída de cada trocador de calor. As vazões volumétricas de fluido secundário foram medidas por transdutores de vazão tipo turbina.

A taxa de transferência de calor em cada trocador de calor não foi tomada como a média dos valores calculados pelos lados do fluido secundário e do refrigerante, como seria usual. Adotou-se apenas o valor obtido pelo lado do fluido secundário, já que em vários testes o fluido refrigerante se encontrava saturado na saída do condensador, na entrada do dispositivo de expansão ou na saída do evaporador, o que impedia a obtenção das entalpias e consequentemente das taxas de transferência de calor pelo lado do refrigerante. Assim sendo, quando possível, as taxas obtidas pelo lado do refrigerante foram utilizadas apenas para confirmar os valores obtidos pelo lado do fluido secundário. Nesses casos, a diferença entre as taxas do lado do fluido secundário e do refrigerante foi inferior a 3% no condensador e 2% no evaporador.

A potência elétrica do compressor foi medida por um transdutor de potência. O coeficiente de performance (COP) foi calculado dividindo a capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador) pela potência elétrica do compressor.

Um sistema de controle e aquisição de sinais, juntamente com um programa computacional específico, efetuou a leitura das variáveis experimentais envolvidas e permitiu o controle remoto da rotação do compressor, da abertura da EEV e das rotações das bombas de fluido secundário.

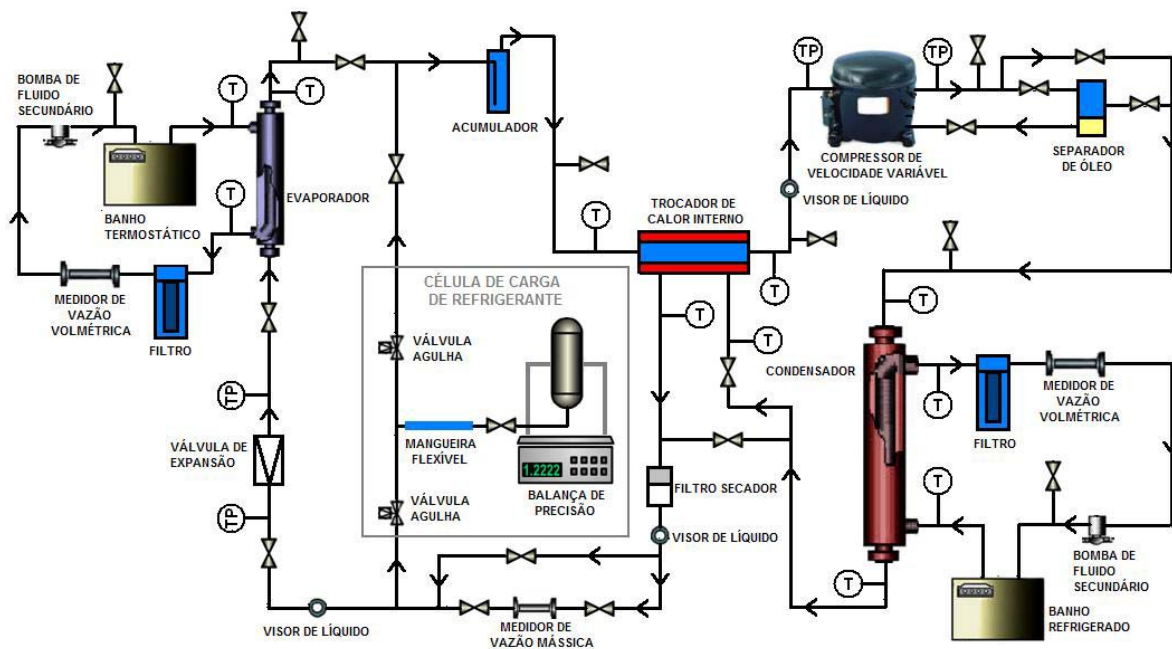


Figura 1. Esquema da bancada experimental

3. Procedimento de Teste

Ensaio experimentais foram realizados variando-se independentemente a carga de refrigerante, a rotação do compressor, a abertura da EEV e a temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador. As temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador foram de 10°C e 5°C e no condensador de 35°C. A vazão de fluido secundário foi mantida constante em aproximadamente 1,25 lpm no condensador e 1,17 lpm no evaporador.

Em linhas gerais, dois tipos de teste foram realizados: 1) testes com carga de refrigerante variável e; 2) testes com abertura da EEV variável.

Nos testes tipo 1, para cada rotação do compressor e abertura da EEV fixas, variou-se a carga de refrigerante com acréscimos de 20, 15, 10 ou 5 g, a partir de uma carga inicial de 450g. A cada acréscimo de refrigerante, aguardava-se um tempo de estabilização de 20 minutos para só então iniciar um período de aquisição de dados de 10 minutos.

Nos testes tipo 2, para cada rotação e carga de refrigerante fixas, variou-se a abertura da EEV com acréscimos de 1 ou 2% em termos de duty cycle, a partir de uma abertura inicial que depende da rotação do teste. A cada acréscimo de abertura da EEV adotou-se o mesmo procedimento dos testes tipo 1, gerando diferentes pontos de operação em regime permanente. Os testes foram realizados com as seguintes rotações do compressor: 1800, 2400, 3000, 3600 e 4200rpm.

4. Discussão dos Resultados

4.2 Testes com carga de refrigerante variável

A Figura 2 mostra as pressões de evaporação e de condensação em função da carga de refrigerante, para três rotações do compressor ($CS = 1800, 3000$ ou 4200rpm), numa abertura fixa (AB) de 56%. A temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador foi mantida em 10°C. Pode-se observar que, independentemente da rotação, as pressões de evaporação (P_e) e de condensação (P_c) aumentam com o aumento da carga de refrigerante. Quanto maior a rotação, mais acentuado é o aumento da pressão de condensação. A Figura 3 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a vazão mássica de refrigerante (M_r) e sobre a capacidade de refrigeração nas mesmas condições da Figura 2. O aumento da vazão mássica é resultado do aumento da pressão de sucção do compressor. Por sua vez, o aumento da capacidade de refrigeração (RC) acompanha o da vazão mássica de refrigerante. A Figura 4 mostra uma redução do superaquecimento na saída do evaporador (SH) com o acréscimo da carga de refrigerante, devido ao aumento da pressão de evaporação. O aumento do grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) está associado ao acúmulo da massa de refrigerante no condensador e ao conseqüente aumento da pressão de condensação. A Figura 5 mostra que o

aumento da carga de refrigerante provocou uma redução da razão de compressão (CR) e consequentemente um aumento do COP. Da Figura 5 pode-se concluir que, num sistema cujo dispositivo de expansão tem restrição fixa (neste caso igual a 56%), para cada rotação do compressor existe uma carga de refrigerante específica cujo COP é máximo.

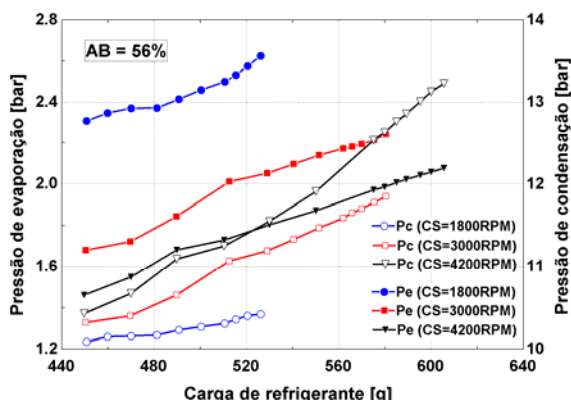


Figura 2. Pressão de evaporação (Pe) e de condensação (Pc) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

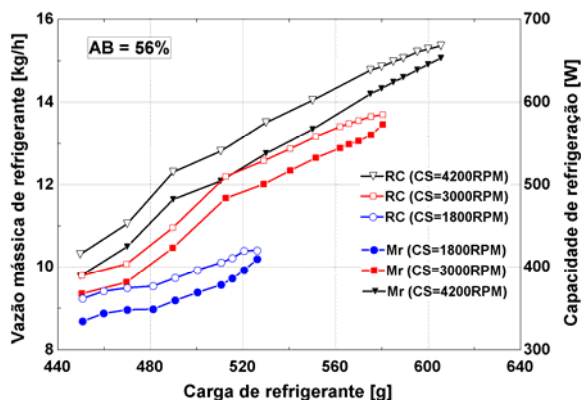


Figura 3. Vazão mássica de refrigerante (Mr) e capacidade de refrigeração (RC) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

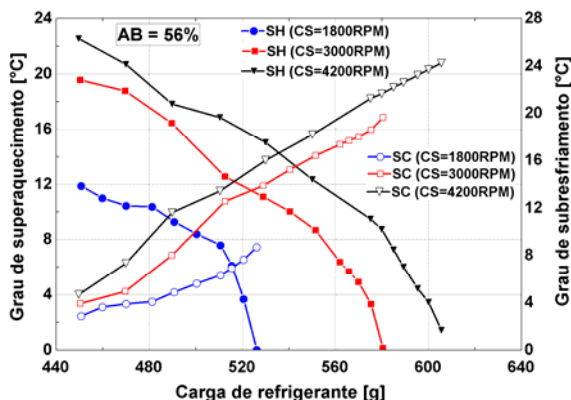


Figura 4. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e Grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

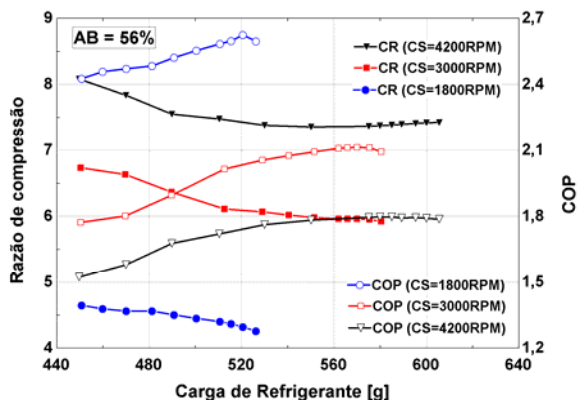


Figura 5. Razão de compressão (CR) e COP vs. carga de refrigerante (AB=56%).

A Figura 6 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador e sobre o coeficiente de performance (COP), para quatro diferentes aberturas da EEV (EO = 38%, 44%, 50% e 56%), numa rotação (CS) fixa de 1800rpm. A temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador foi mantida em 10°C. Com a adição de massa de refrigerante, fica evidente o aparecimento de um ponto de máximo na curva do coeficiente de performance (COP). O aumento do COP pode ser atribuído à redução da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, ou seja, à diminuição da razão de compressão. A Figura 6 mostra também que, nas aberturas de 44%, 50% e 56%, a condição de superaquecimento nulo coincide com a condição de COP máximo. Na abertura de 38%, o COP máximo foi atingido com uma carga aproximada de 600g e com um superaquecimento de 12°C. Após este ponto, a adição de carga provocou uma redução do COP devido ao aumento excessivo da pressão de condensação e consequentemente da potência elétrica do compressor. As Figuras 7 e 8 mostram gráficos semelhantes ao da Figura 6, respectivamente para as rotações de 3000rpm e 4200rpm. Em 3000 rpm, foram consideradas as aberturas da EEV de 50%, 56% e 62% e em 4200rpm, 56%, 62% e 68%. Da mesma forma que em 1800rpm, nas rotações de 3000rpm e de 4200rpm houve redução do superaquecimento na saída do evaporador e aumento do COP com a adição de carga de refrigerante.

As Figuras 6, 7 e 8 deixam evidente a existência de um efeito combinado da rotação do compressor, da carga de refrigerante e da abertura da EEV sobre a performance do sistema de refrigeração, visto que para cada para cada par rotação do compressor - abertura da EEV, há uma carga de refrigerante específica cujo COP é máximo. A Figura 9 mostra os pontos de COP máximo em função da carga de refrigerante obtidos a partir das Figuras 6, 7 e 8. Em 1800rpm, a abertura de 44% foi aquela que proporcionou o maior COP, enquanto que em 3000rpm e 4200rpm, as aberturas com maior COP foram respectivamente as de 56% e 62%. Mais uma vez, isso reforça a existência de uma

interação entre as três variáveis em questão, já que, em cada rotação, uma combinação adequada da carga de refrigerante com a abertura da EEV proporcionou um máximo COP.

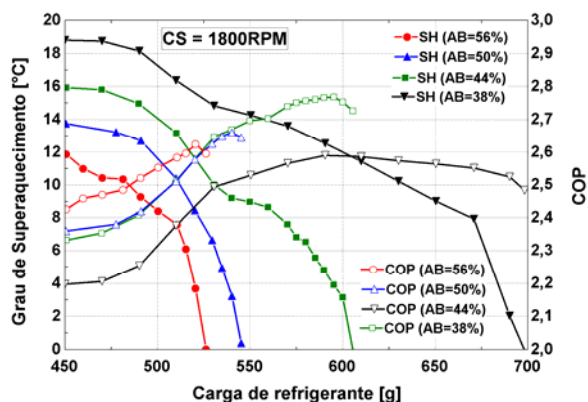


Figura 6. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (1800rpm)

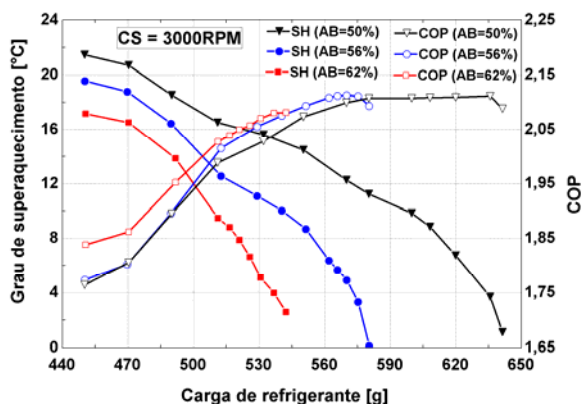


Figura 7. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (3000rpm)

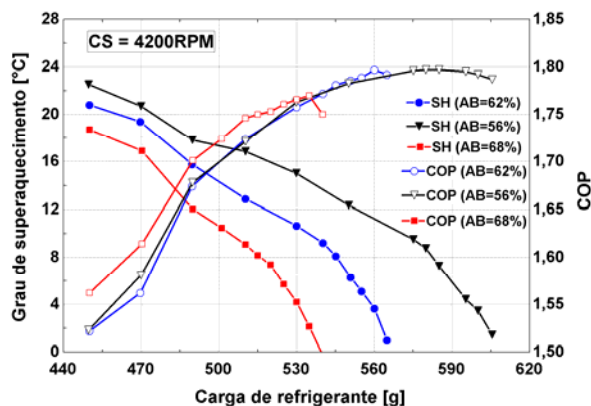


Figura 8. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (4200rpm)

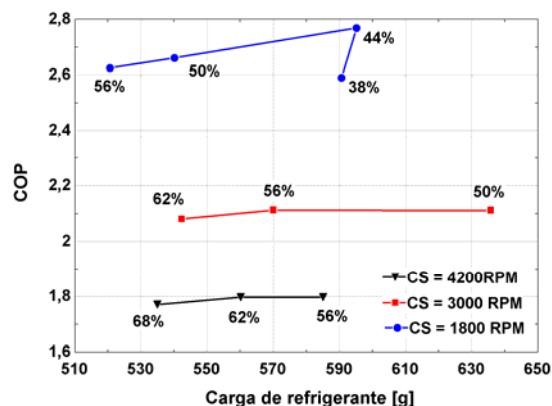


Figura 9. COPs máximos vs. carga de refrigerante

4.3 Testes com abertura da EEV variável

A Figura 10 mostra a razão de compressão (CR) e o COP em função da rotação do compressor para duas aberturas fixas da EEV (AB), 40% e 48%. Para a abertura de 40% considerou-se a temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador (T_{sfe}) em 5°C, enquanto que para a abertura de 48% considerou-se essa temperatura em 10°C. A Figura 11 mostra o efeito da rotação sobre o superaquecimento na saída do evaporador e sobre a vazão mássica de refrigerante nas mesmas condições da Fig. 10. Em ambas as aberturas da EEV, o aumento da rotação do compressor provocou aumento da razão de compressão e, conseqüentemente, queda do COP. Apesar do aumento da vazão mássica de refrigerante, o acréscimo de rotação causou aumento do superaquecimento na saída do evaporador, devido à redução da pressão de evaporação. As curvas mostradas nas Figuras 10 e 11 podem ser comparadas às de um sistema com um compressor de rotação variável, uma carga de refrigerante fixa e um tubo capilar, visto que este dispositivo de expansão tem restrição constante.

A Figura 12 mostra o efeito da abertura da EEV sobre a pressão de evaporação (P_e) e sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH), para cinco rotações do compressor (CS = 1800, 2400, 3000, 3600, 4200rpm) e considerando uma carga de refrigerante fixa (550g). Independente da rotação do compressor, o aumento da abertura da EEV causou aumento da pressão de evaporação devido à redução da restrição à expansão do fluido refrigerante. Com o aumento da pressão de evaporação, a frente de líquido avança em direção à saída do evaporador provocando redução do grau de superaquecimento. A Figura 13 mostra que o aumento da abertura da EEV também provocou aumento da vazão mássica de refrigerante, devido ao aumento da pressão de evaporação e conseqüentemente da densidade do fluido refrigerante na sucção do compressor. A Figura 13 também mostra que, numa rotação fixa, a

abertura da EEV teve pouco efeito sobre o grau de subresfriamento na entrada da EEV, já que a carga de refrigerante foi mantida constante.

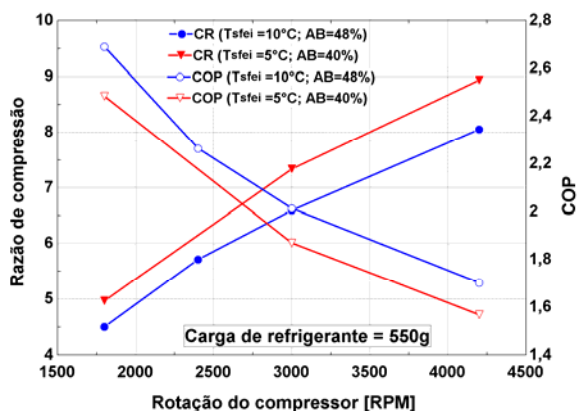


Figura 10. Ração de compressão (CR) e COP vs. rotação do compressor

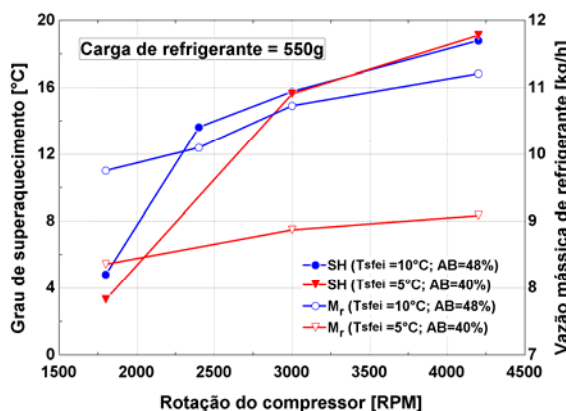


Figura 11. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e vazão mássica de refrigerante (M_r) vs. rotação do compressor

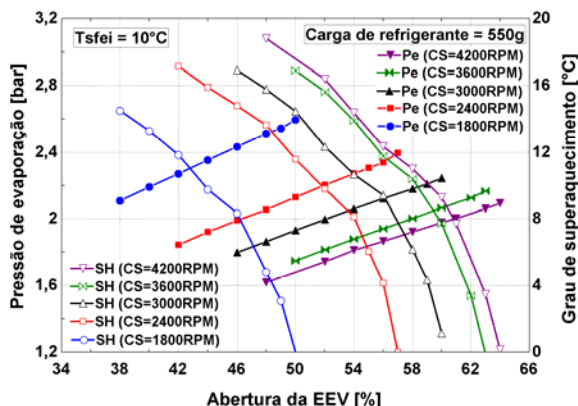


Figura 12. Pressão de evaporação (P_e) e Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) vs. abertura da EEV

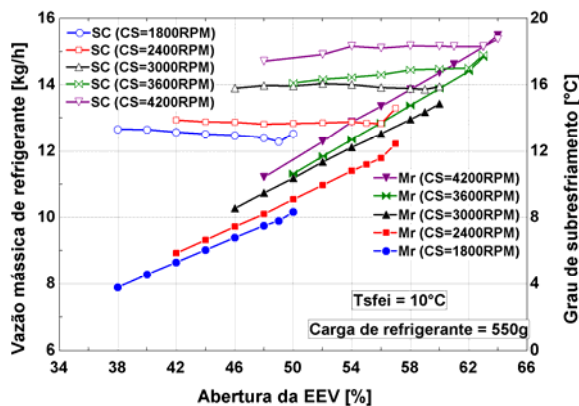


Figura 13. Vazão mássica de refrigerante (M_r) e Grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) vs. rotação do compressor

A Figura 14 mostra a variação do COP em função da abertura da EEV para cinco rotações do compressor (1800, 2400, 3000, 3600, 4200rpm), com duas cargas de refrigerante diferentes (550 e 580g). Fica evidente que, numa carga de refrigerante fixa, para cada rotação existe uma abertura da EEV cujo COP é máximo. Pode-se observar também que, para uma mesma rotação, uma maior carga de refrigerante significou uma menor abertura da EEV no ponto de COP máximo. Em 3600rpm, por exemplo, a abertura da EEV que resultou num máximo COP na carga de 550g foi de 62%, enquanto que na carga de 580g a abertura ótima foi de 57%. A Figura 15 mostra um gráfico semelhante ao da Figura 14, porém agora com duas temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador ($T_{sfei} = 5^\circ\text{C}$ e 10°C). A carga de refrigerante foi de 550g. Para uma rotação constante, a redução da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador resultou numa menor abertura da EEV no ponto de COP máximo. Por exemplo, na temperatura de 5°C e na rotação de 3000rpm, o COP máximo foi obtido com 51% de abertura, enquanto que na temperatura de 10°C e na mesma rotação, a abertura ótima foi de 59%. Os valores de COP máximo em cada rotação também foram menores na temperatura do fluido secundário de 5°C , devido à redução da pressão de evaporação.

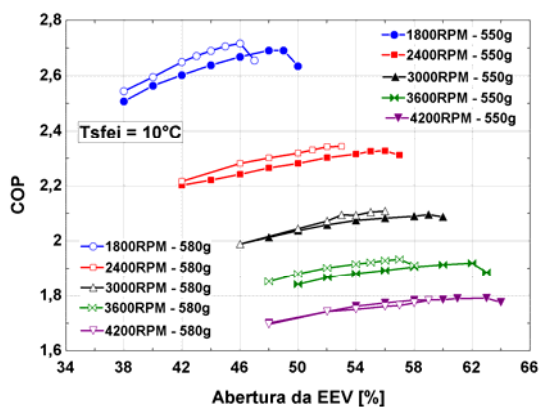


Figura 14. COP vs. abertura da EEV (cargas de refrigerante de 550 e 580g).

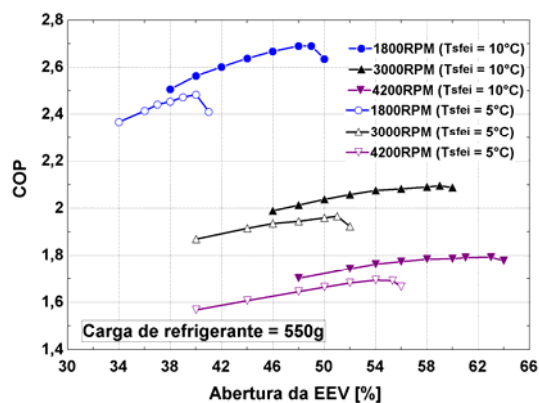


Figura 15. COP vs. abertura da EEV (Temperaturas de 5°C e 10°C).

5. Conclusões

O efeito da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura de uma EEV sobre a performance de um sistema de refrigeração hermético de pequeno porte foi investigado neste trabalho. Um aparato experimental especialmente desenvolvido foi descrito em detalhes e mostrou-se capaz de variar independentemente as três variáveis em questão, bem como as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador. Dois tipos de ensaios experimentais foram realizados: ensaios com carga variável e ensaios com abertura da EEV variável.

O aumento da carga de refrigerante, com a rotação do compressor e a abertura da EEV fixas, provocou uma redução do superaquecimento na saída do evaporador e um aumento do COP, exceto na combinação 1800rpm / 38% (Figuras 6, 7 e 8). Além disso, observou-se que para cada par abertura da EEV - rotação do compressor, há uma carga de refrigerante específica que origina um COP máximo (Figura 9).

Os testes com variação da abertura da EEV e com carga de refrigerante constante mostraram que para cada rotação existe uma abertura da EEV que origina um COP máximo (Figura 14 e 15). Os resultados mostraram também que o aumento da carga de refrigerante ou a diminuição da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador provocaram uma redução da abertura ótima (Figuras 14 e 15).

Os resultados apresentados neste trabalho mostram oportunidades para a implementação de sistemas de controle multivariáveis que tirem proveito de combinações adequadas da carga de refrigerante, da rotação do compressor e da abertura de uma EEV e, dessa forma, maximizem a eficiência energética de sistemas de refrigeração.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) pelo suporte financeiro. Os autores também se mostram gratos pelo suporte técnico e financeiro da Empresa Brasileira de Compressores S.A. Agradecimentos também devem ser feitos aos Srs. Arthur Marcinichen Jeremias, Alan Berwanger e Cléber Knies pela dedicação à construção do aparato experimental e à realização dos ensaios experimentais.

7. Referências

- Apra, C., Mastrullo, R., 2002, "Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C", *Applied Thermal Engineering*, vol. 22: p. 205-218.
- Choi, J., Kim, Y., 2003, "Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves", *Energy*, vol. 28: p. 141-155
- Choi, J., Kim, Y., 2004, "Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charge conditions", *Int. J. Refrig.*, vol. 27: p. 378-384.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M., 1997, "The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve", *Int. J. of Energy Research*, vol. 21: p. 793-807.
- Tassou, S., Qureshi, T., 1996, "Variable-speed capacity control in refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 2: p. 103-113.
- Yang, D., Lee, G., Kim, M., Cho, Y., Hwang, Y., Chung, B., 2004, A study on the capacity control using a variable speed vapor compression system using superheat information at compressor discharge, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, paper R164.
- Stoecker, W., Jones, J., 1982, *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw-Hill, São Paulo, 481 p.

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE COMBINED EFFECT OF THE REFRIGERANT CHARGE,
COMPRESSOR SPEED AND EXPANSION VALVE OPENING IN REFRIGERATION SYSTEMS**

Gustavo Pöttker
Cláudio Melo

Federal University of Santa Catarina
Department of Mechanical Engineering
88040-900 – Florianópolis – SC
Fone: 55 48 3234 5691 - Fax: 55 48 3234 5166
melo@polo.ufsc.br

Abstract

This study investigates the combined effect of the refrigerant charge, compressor speed and expansion valve opening on the performance of a small capacity hermetic refrigeration system, aiming the identification of maximum efficiency operation conditions. An experimental set-up was specially designed and constructed. Such a set-up is essentially a vapor compression refrigeration system comprising a variable speed compressor, a PWM (Pulse Width Modulated) electronic expansion valve and an apparatus to control the refrigerant charge. Tests were performed varying independently the compressor speed, the expansion valve opening and the refrigeration charge and also the heat exchangers operation conditions. It was shown that for fixed refrigerant charge and compressor speed there is a valve opening that provides a maximum coefficient of performance (COP).

Keywords: refrigerant charge, variable speed compressor, electronic expansion valve, coefficient of performance.