

MERCOFRIO 2014 - 9º CONGRESSO INTERNACIONAL DE
AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO

ANÁLISE DO EFEITO DA CARGA DE REFRIGERANTE E DAS TEMPERATURAS DO AR NA
ENTRADA DO EVAPORADOR E DO CONDENSADOR NO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE AR
CONDICIONADO AUTOMOTIVO

Mario Henrique Macagnan – mhmac@unisinis.br
Jacqueline Biancon Copetti – jcopetti@unisinis.br
Maciel Herter – maciheda@gmail.com

PPG Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

S1 - Sistemas de ar condicionado e aquecimento

Resumo. *Um dos parâmetros que mais afeta o desempenho de sistemas de ar condicionado automotivo é a carga de refrigerante no sistema. A perda de refrigerante pode ser ocasionada por pequenos vazamentos nas mangueiras, permeabilidade das vedações e conexões nas linhas de refrigerante, aceleradas pelas condições de operação do sistema, tais como elevada vibração, choques, etc. A condição de sobrecarga pode ser decorrente, principalmente, devido à manutenção do sistema, onde as condições de controle e o método de carga utilizado não são adequados. Para determinar esses efeitos, foram realizados testes em bancada, utilizando um sistema de ar condicionado automotivo operando com R-134a e uma válvula de expansão termostática tipo block. A carga do sistema variou desde 850 até 1850 g, considerando a carga nominal desse sistema em torno de 1400 g. Os resultados mostraram que para a condição de baixa carga o sistema mostrou-se mais sensível do que para a condição de sobrecarga, operando em uma ampla faixa de cargas em condições similares. Também foram estudados, a partir da definição de uma carga ótima, os efeitos das temperaturas do ar na entrada do condensador e do evaporador.*

Palavras-chave: *Ar condicionado automotivo, Carga de refrigerante, Efeitos das temperaturas, Desempenho*

1. INTRODUÇÃO

O crescimento do setor de ar condicionado automotivo acontece em taxas tão elevadas que hoje o seu uso não é mais considerado um item de luxo, tal como era caracterizado algumas décadas atrás. Na indústria de máquinas agrícolas, os avanços tecnológicos foram amplamente percebidos nos últimos anos. Tecnologias utilizadas na indústria automotiva e outros dispositivos utilizados para a agricultura de precisão estão sendo incorporados em veículos para trabalho no campo.

Visando a integridade de todos os instrumentos de automação e controle, sensoriamto remoto, telemetria, controle de tráfego e sistemas de navegação por satélite, foram desenvolvidos novos conceitos de cabines dotadas de sistemas de a/c que garantissem a integridade e funcionalidade destes equipamentos eletrônicos, juntamente com os antigos comandos mecânicos do veículo. Paralelamente, esta cabine funciona como uma proteção para o operador do equipamento. Isso eliminou o uso de máscaras de retenção de vapores tóxicos e a exposição solar excessiva do operador. Ou seja, acabou trazendo benefícios em relação a aspectos ergonômicos, de segurança e conforto para o operador.

Sistemas de ar condicionado automotivo apresentam algumas características peculiares quando comparados com outros sistemas de a/c estacionários: velocidade e temperatura do ar ajustáveis em uma ampla faixa de condições; capacidade de refrigeração relativamente elevada para propiciar um rápido resfriamento do compartimento de passageiros; operação sob condições climáticas altamente transitientes; o ciclo de trabalho do compressor é diretamente relacionado com a velocidade do veículo; operação em um meio submetido à severa vibração e a conexão entre as diversas partes do sistema é feita com mangueiras. Além disso, deve ser compacto e eficiente de forma a diminuir o consumo de combustível do veículo e reduzir as emissões veiculares. Para aplicações em veículos fora de estrada, as condições de operação em que estão submetidos os sistemas de a/c automotivo são ainda mais severas.

Um dos parâmetros que afeta o desempenho dos sistemas de a/c automotivo é a correta carga de refrigerante, a qual pode sofrer variações durante seu período de operação. Isso pode acontecer devido a pequenos vazamentos nas mangueiras, selos ou vedações nas linhas de refrigerante. Um estudo realizado por Clodic et al. (2007) demonstrou que o vazamento de refrigerante em um sistema de a/c automotivo pode alcançar mais de 10 g/ano. Esses vazamentos, associados com os problemas ambientais, afetam negativamente, além do desempenho do sistema, sua estabilidade e durabilidade. Um estudo realizado por Tanino et al. (1988) mostrou que a redução da carga de refrigerante reduz a capacidade de resfriamento, reduz o subresfriamento na saída do condensador, aumenta o superaquecimento na linha de sucção, aumentando a temperatura na entrada do compressor e, conseqüentemente, aumentando a temperatura na descarga.

Da mesma forma, uma carga excessiva de refrigerante, além de um determinado valor, afeta negativamente o desempenho do sistema, aumentando a pressão do condensador e o consumo de energia no compressor.

Os primeiros trabalhos que analisaram o efeito da carga de refrigerante foram dirigidos para sistemas de a/c residenciais. Houcek e Thedford (1984) analisaram os diversos métodos de carga e um método visual através de um

visor em um tanque acumulador localizado na saída do evaporador de um *split* operando com tubo capilar. Para as três condições de carga analisadas: -23%, correta e de +23%, encontraram redução da capacidade de refrigeração de 23% para temperatura de condensação de 28 °C e de 38% para temperatura de condensação de 35 °C para a condição de baixa carga e um aumento de capacidade para a condição de sobrecarga, com o risco de entrada de líquido no compressor. Farzad e O'Neal (1991), analisando um sistema de refrigeração similar, também com tubo capilar, verificaram uma maior degradação do desempenho na condição de baixa carga que na de sobrecarga, para teste de carga desde 20% abaixo da nominal até 20% acima, para as mesmas temperaturas de condensação. Notaram, no entanto, que para condição de baixa carga e temperatura do condensador de 35 °C, a capacidade do sistema aumentou em relação às demais condições.

Collins e Miller (1996) analisando um sistema de a/c automotivo verificaram que nas condições de baixa carga houve um aumento significativo na ciclagem (acionamento da embreagem) no compressor. Também foi notado que o superaquecimento na saída do evaporador diminui com o aumento da carga de refrigerante. Com o aumento da carga, a temperatura na saída diminui à custa do aumento da perda de carga no evaporador. Ratts e Brown (2000) realizaram um estudo experimental em um sistema de a/c automotivo com dispositivo de expansão do tipo orifício calibrado e analisaram os resultados à luz da 2ª. Lei da Termodinâmica. Os resultados mostraram que o sistema é mais eficiente à medida que a carga de refrigerante é reduzida, uma vez que todas as perdas, excetuando as perdas no dispositivo de expansão, diminuem. No entanto, esse aumento de eficiência é acompanhado pelo aumento da temperatura do evaporador e pela redução da capacidade de refrigeração. Também verificaram que a redução da carga implica em um aumento do superaquecimento na saída do evaporador.

Petroski et al. (2006) realizaram uma avaliação experimental de um sistema de a/c automotivo operando com válvula de expansão termostática e compressor com placa oscilante, variando a quantidade de refrigerante no sistema entre 300 a 750 g. Entre as observações principais do estudo, verifica-se que a temperatura do ar na saída do evaporador mantém-se aproximadamente constante para cargas a partir de 350 g. O subresfriamento na saída do condensador e a pressão de descarga do compressor crescem com o aumento da carga. A potência do compressor aumenta linearmente com o aumento da carga, desde 300 até 400 g, mantendo-se aproximadamente constante até uma carga de 600 g. Após, apresenta um leve incremento da potência com o aumento da carga.

O desempenho do sistema de a/c em condições de carga fora da nominal também é influenciado pelo tipo de dispositivo de expansão utilizado. Farzad (1990) comparou a variação da capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante para sistemas utilizando tubo capilar e válvula de expansão termostática (TXV). Os resultados apresentados mostraram que dispositivos com orifícios fixos são mais sensíveis às variações da carga de refrigerante do que as TXV.

Grace et al. (2005) analisaram o efeito da redução de carga de refrigerante, R-410A, em um sistema de refrigeração especialmente montado para o estudo, composto de um compressor hermético, uma TXV, um trocador de calor refrigerante/água como condensador e outro, refrigerante/glicol, como evaporador. Esse estudo mostrou que para cargas de refrigerante entre 75 a 125% em relação à carga ideal, a variação da capacidade de refrigeração do sistema foi desprezível. Além disso, a capacidade é afetada significativamente para cargas inferiores a 75% da carga ideal de forma mais significativa que para condições de sobre carga. A pressão de sucção diminui com o aumento da carga de forma aproximadamente constante, enquanto que a pressão de descarga aumenta significativamente apenas para cargas acima de 125% da carga ótima. Resultados similares foram obtidos por Desai et al. (2010), analisando um sistema automotivo com R-134a e válvula de expansão termostática.

Nesse trabalho serão apresentados resultados experimentais da influência da carga de refrigerante em um sistema de a/c automotivo, para diferentes condições de rotação do compressor, sobre a capacidade de refrigeração e outros parâmetros de desempenho. Para a condição de melhor carga encontrada será apresentada a influência da temperatura do ar na entrada do evaporador e do condensador sobre os parâmetros de desempenho do sistema.

2. METODOLOGIA E BANCADA EXPERIMENTAL

O diagrama esquemático da bancada experimental utilizada para as medições dos parâmetros operacionais do sistema de a/c automotivo é mostrada na Fig. 1. O conjunto de teste consiste de um compressor Sanden, modelo SD5H14, acoplado a um motor elétrico através de correia e polias, uma válvula termostática tipo *block*, um evaporador e um condensador, ambos do tipo serpentina aletada e um reservatório/filtro secador localizado na linha de líquido, operando com R134a. O acionamento do compressor é feito através de um motor elétrico trifásico, com potência nominal de 11 kW e rotação nominal de 1750 rpm, controlado por um inversor de frequência Siemens Midimaster Vector para simular as velocidades do compressor na faixa de 1500 a 3500 rpm. A potência de entrada do motor elétrico foi medida com um analisador Fluke 43B Power Quality Analyzer, controlado por um software proprietário Fluke View. Os dados obtidos durante cada experimento foram armazenados em um computador pessoal para análise posterior.

Os dois trocadores de calor foram instalados em dois túneis tipo calorímetro, os quais garantem as condições controladas de temperatura do ar, umidade relativa e vazão de ar. No lado do evaporador, o controle da velocidade do ventilador foi feita por uma fonte de potência DC Kepco BOP 20-20M e no lado do condensador por um inversor de frequência Danfoss.

Todas as medições de temperatura foram realizadas com sensores tipo PT 100, posicionados conforme a descrição da Fig. 1. As medições das pressões absolutas na entrada do evaporador e do condensador foram feitas com

transmissores de pressão Keller modelo PA 33X e as medições de diferença de pressão entre a entrada e saída dos dois trocadores foram feitas com transmissores de pressão diferencial ABB 600T.

A vazão mássica do refrigerante foi medida com um transmissor tipo coriolis Emerson Micro Motion, posicionado na linha de líquido, após o reservatório/filtro secador.

As vazões volumétricas no lado do ar e, conseqüentemente, as velocidades do ar, foram medidas com duas placas de bocais e dois transmissores de pressão diferencial acoplados: um transmissor de pressão diferencial Omega no lado do evaporador e um transmissor Dwyer no lado do condensador. As constantes para as equações de correlação entre perda de pressão nas placas de bocais e a vazão volumétrica foram ajustadas a partir de medições da velocidade do ar a montante das placas de bocais, utilizando um anemômetro de fio quente. A carga de refrigerante utilizada em cada experimento foi medida através de uma balança eletrônica digital Lax Lx36575.

Durante os experimentos, os principais parâmetros operacionais foram monitorados numérica e graficamente em tempo real, através de um sistema de aquisição de dados Agilent 34980A, controlado por um computador pessoal. Todos os dados foram armazenados para posterior análise e representação gráfica.

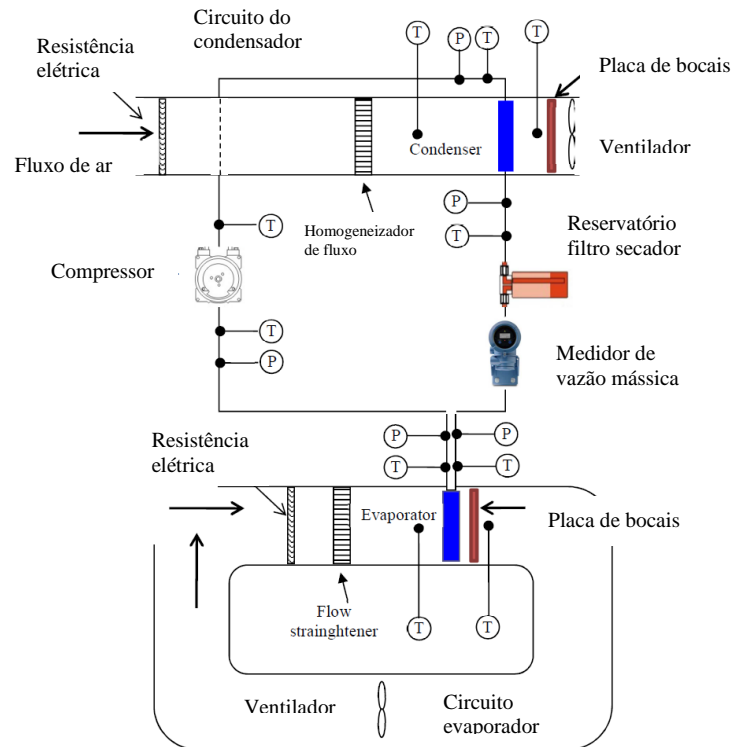


Figura 1. Diagrama esquemático da bancada experimental

2.1 Metodologia

Os testes de carga de refrigerante no sistema foram realizados mantendo-se a temperatura do ar de entrada no evaporador em 28 °C e a umidade relativa de 50% constantes, a fim de refletir as condições de direção no verão, de acordo com (Benouali and Clodic, 2003). No lado do ar de entrada no condensador a temperatura foi mantida constante em 38 °C, de acordo com a SAE J1503, que descreve os procedimentos de testes para sistemas de ar condicionado em veículos autopropelidos, tais como máquinas para uso na agricultura e outras aplicações fora de estrada.

A carga de refrigerante nominal do sistema de ar condicionado utilizado nos testes era de 1450 g, levemente modificada em função da presença do medidor de vazão mássica na bancada experimental e do comprimento adicional da mangueira na linha de líquido. Para os testes, a carga inicial de refrigerante utilizada foi de 850 g, com incremento de 100 g em cada experimento até alcançar 1850 g. Isso significa uma variação de 59% até aproximadamente 128% da carga nominal. A velocidade do compressor, medida através de um tacômetro ótico, variou entre 1500 até 3500 rpm, em intervalos de 500 rpm. Essas condições refletem as condições reais de operação desses tipos de veículos.

Em cada experimento, os circuitos de ar foram acionados e o circuito de ar no evaporador foi aquecido, mantendo-se o aquecimento do ar no condensador desligado até o momento de acionamento da embreagem do compressor. As condições operacionais do sistema de ar condicionado foram consideradas em regime permanente quando, durante 20 minutos, as temperaturas do ar na entrada dos dois trocadores mantiveram entre $\pm 0,5$ °C.

As capacidades térmicas do evaporador, q_E , e do condensador, q_C , foram calculadas através do balanço de energia e são descritas pelas Eqs. 1 e 2:

$$q_E = \dot{m}_r (h_{e,o} - h_{e,i}) \quad (1)$$

$$q_C = \dot{m}_r (h_{c,i} - h_{c,o}) \quad (2)$$

onde \dot{m}_r é o vazão mássica de refrigerante, $h_{e,i}$ e $h_{e,o}$ são as entalpias da entrada e na saída do evaporador e $h_{c,i}$ e $h_{c,o}$ são as entalpias na entrada e na saída do condensador. As propriedades termodinâmicas do refrigerante R-134a foram obtidas do software REFPROP (Lemmon and McLinden, 2007).

O COP do sistema de refrigeração foi calculado de acordo com a Eq. 3:

$$COP = \frac{q_E}{w_c} \quad (3)$$

onde w_c é a potência na entrada do motor elétrico. Não foi aplicada na medição da potência elétrica nenhuma correção em função da ineficiência do motor e acoplamento.

O subresfriamento, avaliado na saída do condensador e o superaquecimento, avaliado na entrada do compressor, são definidos de acordo com as Eq. 4 e 5:

$$\Delta T_{sc} = T_{sat,c} - T_{liq} \quad (4)$$

$$\Delta T_{sh} = T_{vap} - T_{sat,e} \quad (5)$$

onde $T_{sat,c}$ é a temperatura do líquido saturado na pressão de condensação, T_{liq} é a temperatura do refrigerante na linha de líquido, $T_{sat,e}$ é a temperatura do vapor saturado na pressão de evaporação e T_{vap} é a temperatura do refrigerante na linha de sucção.

3. EFEITO DA CARGA DE REFRIGERANTE

Os experimentos foram realizados com diferentes cargas de refrigerante e velocidade de rotação do compressor. Durante os experimentos, as temperaturas do ar na entrada do evaporador e do condensador foram mantidas em 28 °C e 38 °C, respectivamente. A Fig. 2(a) apresenta a variação da capacidade de resfriamento do evaporador em função da carga de refrigerante e rotação do compressor. A capacidade média do evaporador fica em torno de 3,5 kW, mostrando ser pouco influenciada pela carga de refrigerante. Para cargas inferiores a 950 g, a capacidade do evaporador reduz-se drasticamente, verificando-se a presença significativa de vapor na saída do condensador. O aumento da capacidade cresce para cada carga com o aumento da rotação do compressor.

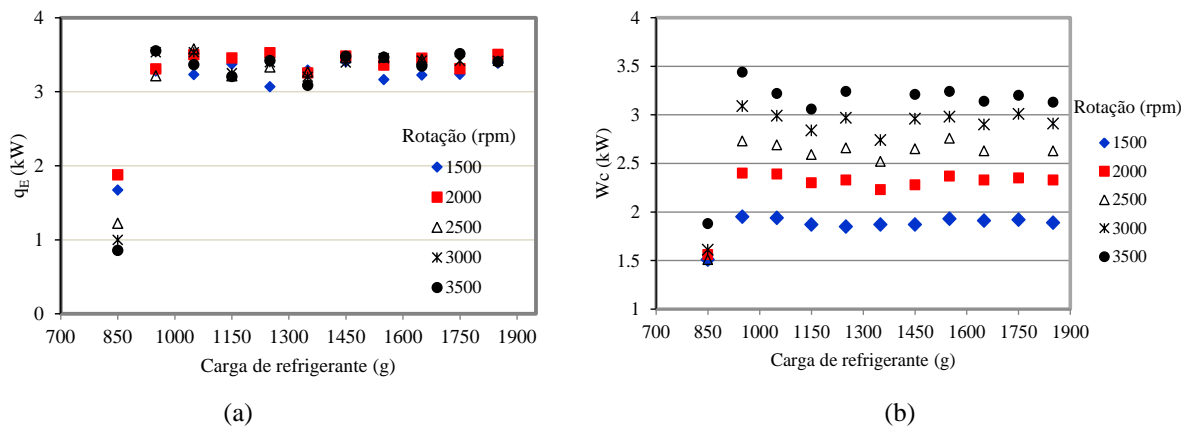


Figura 2. Capacidade do evaporador (a) e potência do compressor (b) em função da carga de refrigerante

Como mostrado por Kim e Braun (2010), a válvula de expansão termostática, associada com a presença do reservatório/filtro secador, ajusta a taxa de massa em resposta às variações na carga de refrigerante. Além disso, a capacidade do evaporador é limitada pela taxa de transferência de calor no lado do ar, operando a uma vazão volumétrica constante. A potência do compressor é apresentada na Fig. 2(b) em função da carga de refrigerante. A potência do compressor é significativamente afetada pela sua velocidade, aumentando aproximadamente 78% entre a velocidade mais baixa e a mais alta. A potência do compressor em função da carga de refrigerante, para a faixa estudada, não apresentou variação significativa. Grace et al. (2005) encontraram resultados similares para a capacidade do evaporador, testando um *chiller* de 4 kW e condensação a água, operando com R-404a, com uma válvula de expansão termostática. Já para a potência do compressor, os resultados foram similares até sobrecarga de 25% em relação à nominal. A partir desse ponto foi verificado um incremento da potencia do compressor, fato não verificado nesse trabalho.

O efeito da carga de refrigeração e velocidade do compressor na temperatura do ar na saída do evaporador é apresentado na Fig. 3(a). Com o aumento da velocidade do compressor, a temperatura decresce, aumentando levemente a capacidade do evaporador, como mostrado na Fig. 2(a). A temperatura do ficou entre 8 e 10 °C para a faixa central de cargas de refrigerante, aumentando drasticamente com a carga de 850 g e diminuindo para cargas acima de 1750 g. A partir de 1850 g, foi verificado a presença de neve na superfície do evaporador. Resultados similares foram encontrados por Petroski et al. (2006).

O efeito da carga de refrigeração e velocidade do compressor na temperatura do ar na saída do evaporador é apresentado na Fig. 3(a). Com o aumento da velocidade do compressor, a temperatura decresce, aumentando levemente a capacidade do evaporador, como mostrado na Fig. 2(a). A temperatura do ficou entre 8 e 10 °C para a faixa central de cargas de refrigerante, aumentando drasticamente com a carga de 850 g e diminuindo para cargas acima de 1750 g. A partir de 1850 g, foi verificado a presença de neve na superfície do evaporador.

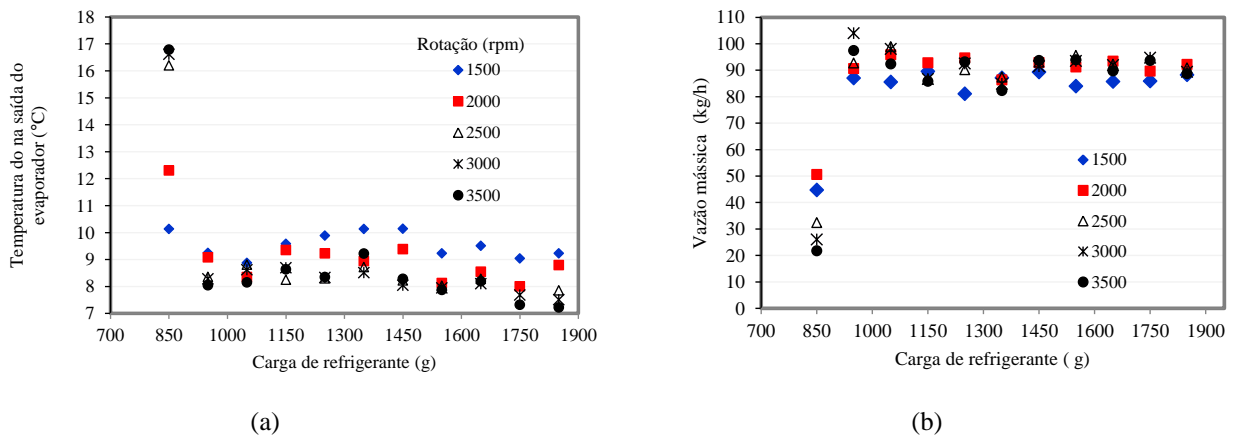


Figura 3. Temperatura do ar na saída do evaporador (a) e taxa de massa (b) em função da carga de refrigerante

O comportamento da taxa de massa do refrigerante é mostrado na Fig. 3(b). Pode ser notado um leve incremento da taxa de massa com o aumento da velocidade do compressor. A taxa de massa média fica em torno de 90 kg/h mostrando não ser significativamente influenciada pela carga. Para a carga de 850 g e devido à presença de vapor na saída do reservatório/filtro secador, a medição correta da vazão mássica não pode ser garantida. A alimentação de refrigerante no evaporador é controlada pelo superaquecimento na saída, significando que há uma ciclagem desse parâmetro durante a operação do sistema, conforme pode ser visto na Fig. 4, o qual também repercute na temperatura do refrigerante na saída do evaporador. No trabalho de Wang e Gu (2004), onde foram medidas separadamente as taxas de massa das fases líquida e vapor na saída do reservatório/filtro secador, foi observado um pequeno incremento da taxa de massa com o incremento da carga de refrigerante para uma mesma velocidade do compressor.

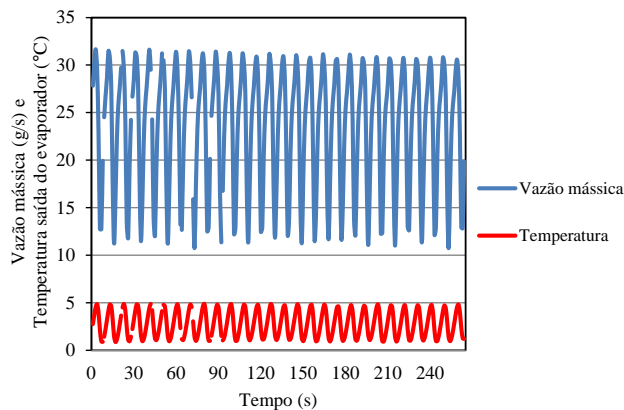


Figura 4. Ciclagem da vazão mássica do refrigerante no sistema e seu efeito na temperatura do refrigerante na saída do evaporador

As pressões de descarga do compressor em função da carga de refrigerante e velocidade do compressor são apresentadas na Fig. 5(a), para valores idênticos de temperatura e vazão de ar na entrada do condensador. Os dados mostram uma pequena tendência de aumento da pressão em função da carga de refrigerante, mas fundamentalmente a pressão é afetada pela rotação do compressor. Efeito similar, como esperado, é apresentado pela temperatura na descarga do compressor, conforme mostrado na Fig. 5(b).

O COP do sistema de refrigeração, para cada condição operacional de carga de refrigerante e velocidade do compressor é apresentado na Fig. 6. Os resultados mostram que há uma significativa redução do COP com o aumento

da rotação do compressor. Isso decorre do fato que a potência do compressor aumenta com a rotação enquanto a capacidade do evaporador permanece aproximadamente constante, independente da carga de refrigerante. Pela figura, também pode ser verificado uma tendência de aumento do COP para cargas de refrigerante entre 1350 e 1450 g. Essa observação é consistente com os resultados apresentados por Atik e Aktas (2001).

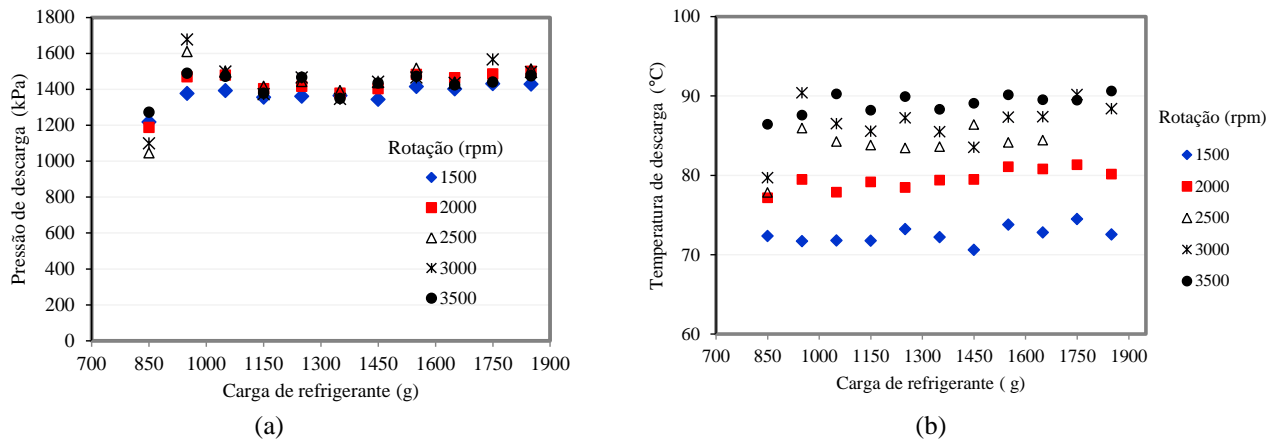


Figura 5. Pressão (a) e temperatura (b) na descarga do compressor, em função da carga de refrigerante

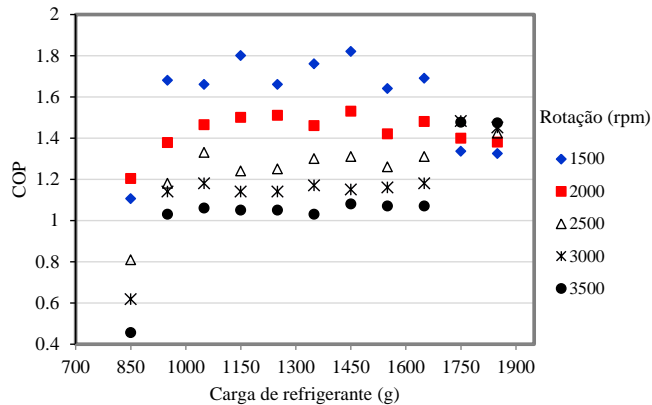


Figura 6. Coeficiente de performance (COP) do sistema, em função da carga de refrigerante

O superaquecimento na saída do evaporador em função da carga de refrigerante e velocidade do compressor é apresentado na Fig. 7(a). Conforme pode ser visto na figura, o superaquecimento diminui com o aumento da velocidade do compressor. Para a mesma velocidade, o superaquecimento reduz-se significativamente à partir da condição de menor carga, estabilizando-se a partir desse ponto. O superaquecimento ficou entre 1 a 4 K para a faixa de rotações e cargas de 950 a 1850 g. Esses resultados parecem de acordo com aqueles apresentados por Grace et al. (2005). Sistemas operando com tubos capilares ou orifícios calibrados apresentam comportamentos distintos, como observado por Choi e Kim (2002). O subresfriamento na saída do condensador mostrou-se bastante sensível com o aumento da carga de refrigerante, para todas as velocidades do compressor, excetuando-se a condição inicial de mais baixa carga, conforme pode ser verificado na Fig. 7(b). Essa observação, também condizente com os resultados apresentados por Grace et al. (2005), mostra que o controle da carga de refrigerante para sistemas operando com válvula de expansão termostática através da medição do subresfriamento é um método mais efetivo do que a medição do superaquecimento na saída do evaporador.

4. EFEITO DAS TEMPERATURAS DO AR NA ENTRADA DO EVAPORADOR E CONDENSADOR

Para a análise do efeito das temperaturas do ar na entrada do evaporador e do condensador, o sistema foi descarregado e uma nova carga de refrigerante, de 1350 g, foi realizada. A definição dessa carga está baseada nos resultados do COP apresentados na Fig. 6. Para esse conjunto de testes, a temperatura do ar na entrada de evaporador variou entre 15 a 40 °C enquanto que na entrada do condensador, variou entre 25 a 45 °C. Para os estudos da influência da temperatura do ar na entrada do condensador, a temperatura do evaporador foi mantida em 28 °C e similarmente para o estudo do evaporador, a temperatura do ar na entrada do condensador foi mantida em 38 °C. Para todas as análises apresentadas, a velocidade do compressor ficou fixada em 2000 rpm.

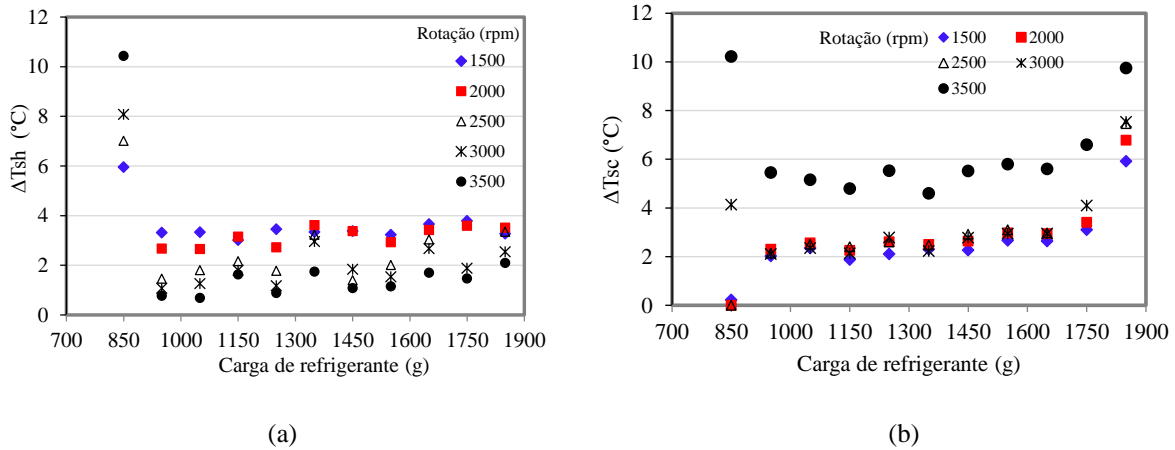


Figura 7. Superaquecimento na entrada do compressor (a) e subresfriamento na saída do condensador (b) em função da carga de refrigerante

4.1 Efeito da variação da temperatura do ar na entrada do evaporador

Na Fig. 8(a) apresentam-se as variações da capacidade do evaporador, q_E , da potência do compressor, W_c e do COP em função da temperatura do ar na entrada do evaporador. À medida que a temperatura do ar aumenta, aumenta a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante, aumentando a capacidade do evaporador. Conseqüentemente, há também um aumento da potência do compressor. O COP do sistema também aumenta, mas de forma menos significativa. Esses resultados estão de acordo com os encontrados por Wang et al. (2005) para um sistema de a/c automotivo operando com válvula de expansão termostática e R-134a. Deve ser lembrado que o COP é obtido diretamente da potência de alimentação do motor elétrico que aciona o compressor, sendo útil apenas para a comparação entre as diversas condições operacionais.

De forma similar pode ser observado que o aumento da temperatura do ar implica em um aumento tanto da pressão de descarga, quanto da pressão de sucção, conforme Fig. 8(b).

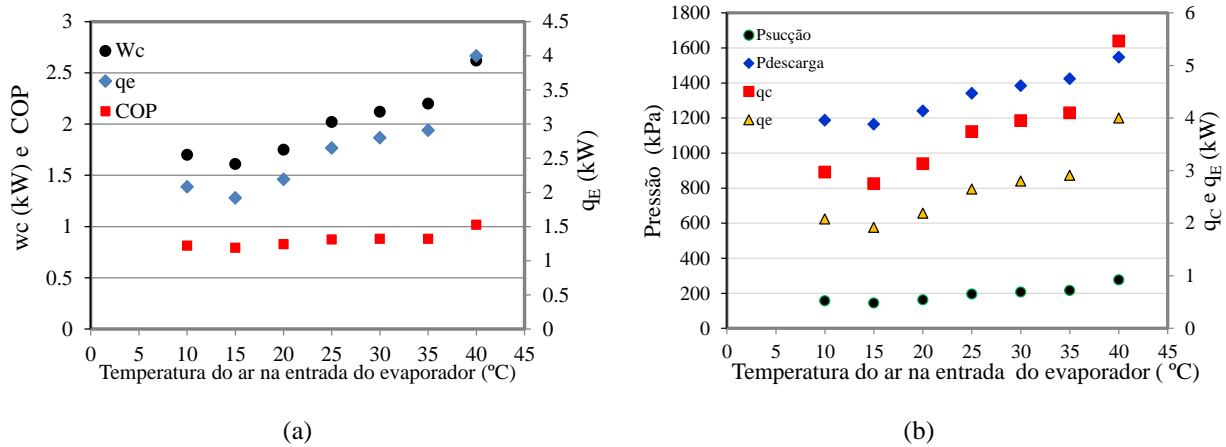


Figura 8. Influência da temperatura do ar na entrada no evaporador na potência do compressor, capacidade do evaporador e no COP (a) e nas pressões de sucção e descarga (b)

A vazão mássica do refrigerante incrementa com o aumento da temperatura do ar na entrada do evaporador, como mostrado na Fig. 9(a), decorrente do aumento do volume específico na entrada do compressor, função do aumento da temperatura do refrigerante no evaporador, mostrado na mesma figura, e do aumento da pressão de sucção.

Com o aumento da temperatura de entrada do ar, aumenta também a temperatura do refrigerante na entrada do condensador, aumentando a taxa de calor dissipada nesse equipamento, bem como a temperatura do refrigerante na saída do evaporador. Esses resultados são apresentados na Fig. 9(b). Resultados similares foram encontrados por Kaynakli e Horuz (2003) utilizando um sistema de a/c similar ao estudado.

Nas Figs. 10(a e b) são mostrados os dados referentes ao efeito da temperatura do ar na entrada do evaporador no subresfriamento na saída do condensador e no superaquecimento na saída do evaporador, além do título do refrigerante na entrada do evaporador. O grau de subresfriamento aumenta com a temperatura do ar na entrada do evaporador, atingindo um valor máximo da ordem de 2,7 K. O título na entrada do evaporador apresenta uma tendência de diminuir com o aumento da temperatura do ar. Para o caso do superaquecimento, há uma diminuição com o incremento da temperatura do ar, reduzindo de 5,2 K para temperatura de 10 °C chegando a um mínimo de 2,4 K para temperatura de 40 °C.

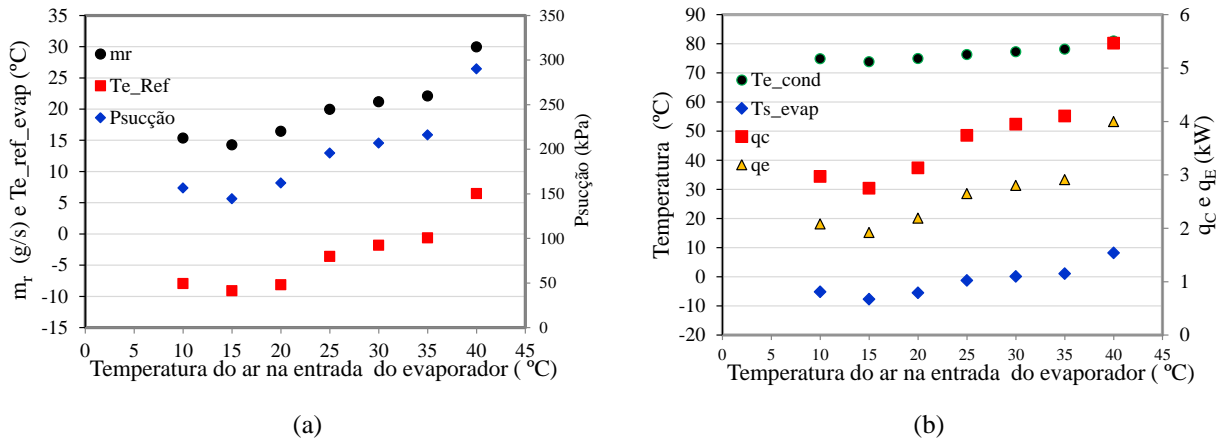


Figura 9. Influência da temperatura do ar na entrada do evaporador na vazão mássica, na temperatura do refrigerante na entrada do evaporador e na pressão de sucção(a) e nas temperaturas do refrigerante na saída do evaporador e na entrada do condensador (b)

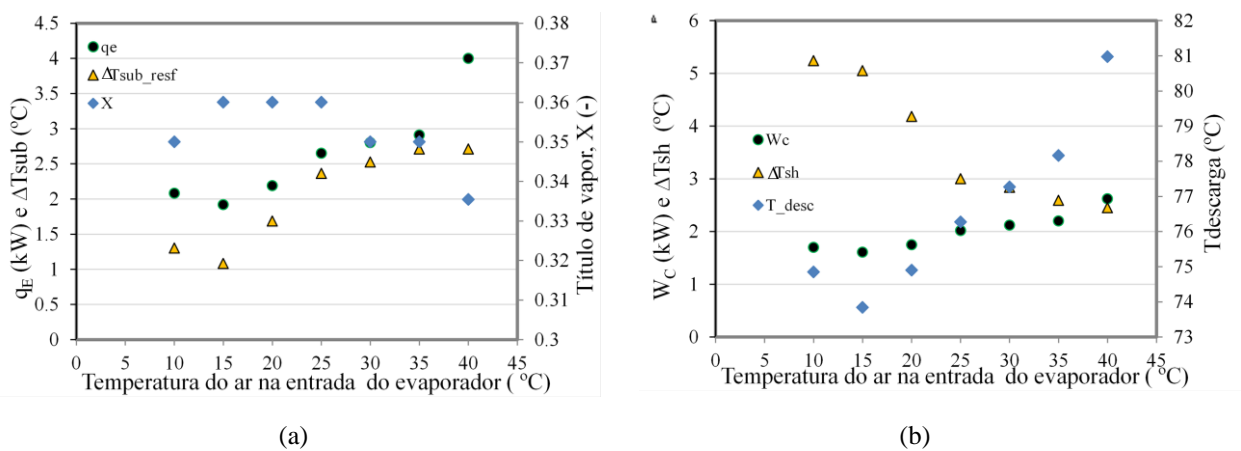


Figura 10. Influência da temperatura do ar na entrada no evaporador (a) no título e grau de subresfriamento na saída do condensador e (b) no superaquecimento na saída do evaporador

4.2 Efeito da variação da temperatura do ar na entrada do condensador

Para essa análise, a temperatura do ar na entrada do condensador variou entre 25 a 45 °C, enquanto a temperatura do ar na entrada do evaporador foi mantida constante em 28 °C.

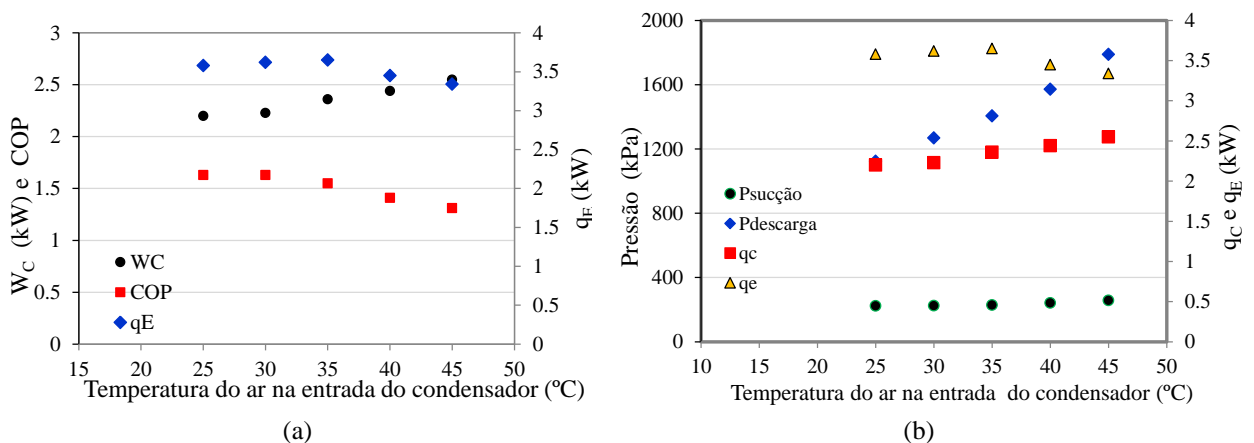


Figura 10. Influência da temperatura do ar na entrada no condensador (a) na potência do compressor, capacidade do evaporador e no COP e (b) e nas pressões de sucção e descarga

O aumento da temperatura do ar na entrada do condensador é responsável por um aumento da potência do compressor e uma diminuição da capacidade do evaporador, conforme apresentado na Fig. 10(a). Como resultado, o COP do sistema diminuiu. Na Fig. 10(b) é possível observar o aumento da pressão de descarga com a temperatura do ar

na entrada do condensador e da própria capacidade do condensador em função da maior diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar. A pressão de sucção também aumenta, mas de uma forma menos significativa que a da descarga.

A temperatura na descarga do compressor (igual a temperatura de entrada no condensador) apresenta um aumento de aproximadamente 20 °C para a faixa de temperaturas do ar utilizadas na entrada do condensador (entre 25 e 45 °C), conforme apresentado na Fig. 11(a). De forma similar ao leve incremento da pressão de sucção mostrado na Fig. 10(b), a temperatura na saída do evaporador também aumenta, partindo de aproximadamente 2 °C e alcançando 6 °C para temperatura do ar de 45 °C. A variação da vazão mássica do refrigerante em função da temperatura do ar na entrada do condensador é apresentada na Fig. 11(b). Pode ser verificado que a vazão mássica aumenta gradativamente com o aumento da temperatura do ar até a temperatura de 35 °C, estabilizando a partir desse ponto. Esse comportamento foi verificado por Wang et al. (2005) e Kaynakli e Horuz (2003). Na mesma figura pode ser notado que a temperatura do refrigerante na entrada do evaporador também aumenta com o aumento da temperatura do ar no condensador.

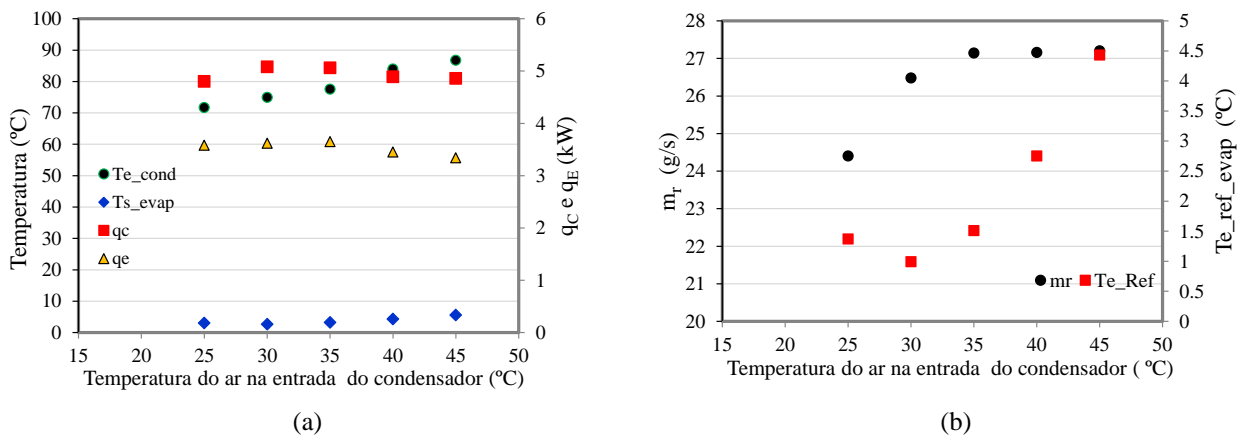


Figura 11. Influência da temperatura do ar na entrada no condensador (a) nas temperaturas de descarga do compressor e na saída do evaporador e (b) na vazão mássica e temperatura do refrigerante na entrada do evaporador

O título do refrigerante na entrada do evaporador aumenta com o incremento da temperatura do ar na entrada do condensador, como pode ser visto na Fig. 12(a), justificado pelas maiores perdas no processo de estrangulamento. O subresfriamento na saída do condensador também aumenta, com mostrado na mesma figura. O superaquecimento na sucção do compressor é mostrado na Fig. 12(b). Sua variação em função da temperatura do ar na entrada do condensador é menos evidente, ficando em torno de 3 K, uma vez que é controlado pela válvula de expansão termostática.

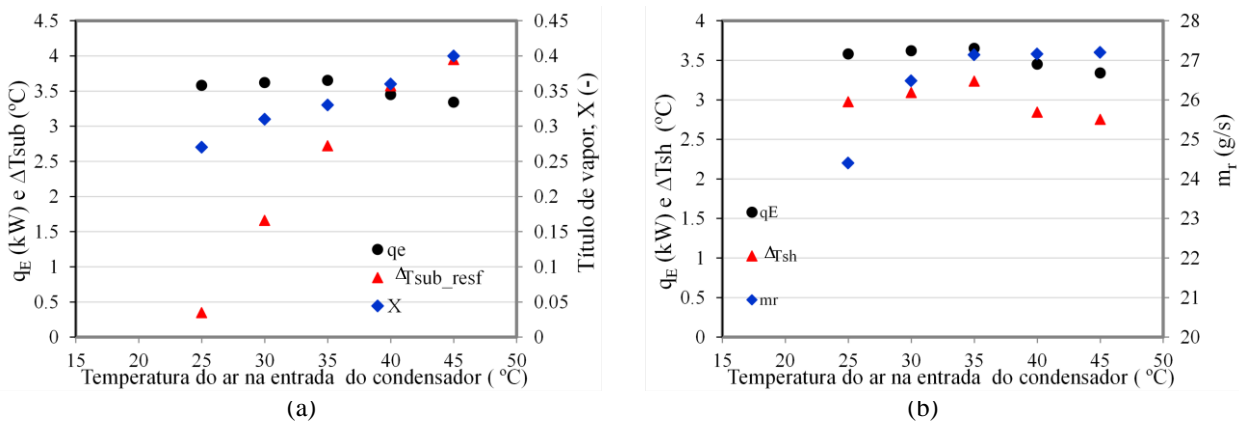


Figura 12. Influência da temperatura do ar na entrada no condensador (a) no título do refrigerante na entrada do evaporador e no subresfriamento na saída do condensador e (b) no superaquecimento na saída do evaporador

5. CONCLUSÕES

Através dos experimentos realizados em uma bancada experimental utilizando um sistema de a/c automotivo operando com R-134a e válvula de expansão termostática foram analisadas a influência da carga de refrigerante e das temperaturas do ar na entrada do condensador e do evaporador no comportamento de diversos parâmetros de desempenho do sistema. Nesse trabalho foi verificado que os efeitos da velocidade do compressor no desempenho do sistema de a/c foram mais pronunciados que aqueles decorrentes da variação da carga de refrigerante, excetuando-se o caso da menor carga. O COP do sistema é máximo para velocidades reduzidas do compressor onde a potência consumida é mais baixa reduzindo, no entanto, a capacidade do evaporador. O COP mostrou ser pouco influenciado pela carga de refrigerante para uma larga faixa de condições não permitindo, por essa análise, definir-se claramente uma

condição de carga ótima. Essa situação pode ser decorrente da presença do reservatório/filtro secador na saída do condensador e pela ação da válvula de expansão termostática. Para uma carga de refrigerante fixa, as temperaturas do ar na entrada do evaporador e do condensador influenciam o desempenho do sistema significativamente.

Agradecimentos

Os autores agradecem a empresa Refrijet pelo apoio recebido durante a realização desse trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Benouali, J. and Clodic, D., 2003, Fuel consumption of mobile air conditioning: method of testing and results. The Earth Technology Forum, Washington, USA, pp. 1-10.
- Clodic, D., Yu, Y., Tremoulet, A. and Palandre, L., 2007. Fleet tests and mobile air conditioning (MAC) system laboratory test. SAE Technical Paper 2007-01-1187.
- Collins, C.D. and Miller, N.R., 1996, Experimental study of mobile air conditioning system transient behavior. Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC), University of Illinois, Report ACRC TR-102.
- Desai, A.D., Sapali, S.N. and Parthasarathi, G.V., 2010, Experimental optimization of charge level in an automotive air conditioning system under steady state conditions, SAE Technical Paper Series, 2010-36-0018.
- Farzad, M., 1990, Modelling the effects of refrigerant charging on air conditioner performance characteristics for three expansion devices, Ph.D. Thesis, Texas A&M University, UMI, Ann Arbor, USA.
- Farzad, M. and O'Neal, D.L., 1991. System performance characteristics of an air conditioner over a range of charging conditions. *Revue Internationale du Froid*, vol. 14, pp. 321-328.
- Grace, I.N., Datta, D. and Tassou, S.A., 2005, Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 557-566.
- Houcek, J. and Thedford, M., 1984, A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging, Proceedings of the First Annual Symposium of Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings, Texas A&M University.
- Kaynakli, Ö. and Horuz, I., 2003, An experimental analysis of automotive air conditioning system. *International Communication on Heat and Mass Transfer*, vol. 30, pp. 273-284.
- Kim, W. and Braun, J.E., 2010. Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, USA. Paper 1122.
- Lemmon, M.L. and McLinden, M.O., 2007. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. National Institute of Standards and Technology. Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- Petroski, C.A.B., Mendes, N. and Moura, L.M., 2006, Avaliação experimental de um condicionador de ar automotivo. Proceedings of the 11th. Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, ENCIT 2006, Paper CIT06-0839, Curitiba, PR.
- SAE J1503, 1998. Surface vehicle standard: performance test for air-conditioning heated and ventilated off-road, self-propelled work machines. SAE, Warrendale, USA.
- Tanino, M., Takano, T. and Sakamoto, H., 1988, Damage modes and protective system for an automobile cooler cycle. *SAE Transactions*, vol. 96, pp. 1107-1116.
- Wang, S.J. and Gu, J.J., 2004, Experimental analysis of an automotive air conditioning system with two-phase flow measurements. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, USA. Paper 735.
- Wang, S., Gu, J., Dickson, T., Dexter, J. And McGregor, I., 2005, Vapor quality and performance of an automotive air conditioning system. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 59-66.

ANALYSIS OF THE EFFECT OF REFRIGERANT CHARGE AND AIR INLET TEMPERATURES IN THE EVAPORATOR AND CONDENSER ON THE PERFORMANCE OF AN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM

Abstract. *One of the parameters that most affect the performance of automotive air conditioning systems is the refrigerant charge in the system. The loss of refrigerant can be caused by small leaks in hoses, gaskets and connections permeability of the refrigerant lines, accelerated by the operating conditions of the system, such as high vibration, shock, etc. The overcharge condition can be caused mainly due to system maintenance, where conditions control and charge method are not adequate. To determine these effects, tests were performed using an experimental bench with an automotive air conditioning system operating with R-134a and a block type thermostatic expansion valve. The refrigerant charge ranged from 850 to 1850 g, assuming a nominal charge of this system around 1400 g. The results showed that at a low charge condition the system was more sensitive than to overload charge condition, operating in a wide range of charges under similar conditions. From the definition of the optimum charge, the effects of air temperatures at the inlet to the condenser and evaporator also have been analyzed and the results showed.*

Key words: *Automotive air-conditioning, Refrigerant charge, Temperatures effects, Performance*