



ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO COM FLUIDOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

Paulo Eduardo Migoto de Gouvêa

Universidade Estadual Paulista/UNESP

Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá

Departamento. de Energia Cx. Postal 205 12516-410 - Guaratinguetá/SP

pgouvea@feg.unesp.br

José Luz Silveira

Universidade Estadual Paulista/UNESP

Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá

Departamento. de Energia Cx. Postal 205 12516-410 - Guaratinguetá/SP

jose luz@feg.unesp.br

Resumo. *Este trabalho tem por objetivo apresentar uma ferramenta de cálculo baseada na simulação computacional, capaz de avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração por compressão a vapor, comparando a performance do equipamento a partir da operação com o refrigerante HFC134a em substituição ao fluido CFC12. O modelo matemático descrito baseia-se nas propriedades específicas dos fluidos e em suas características termodinâmicas, obtidas a partir de dados experimentais e correlações matemáticas. A metodologia empregada discute os efeitos em termos energéticos e exergéticos oriundos da substituição desses fluidos refrigerantes, sem considerar qualquer tipo de modificação ou troca de equipamento do sistema, utilizando-se um algoritmo de solução de equações não-lineares para representar o sistema como um todo. O método leva em consideração variações reais dos coeficientes de transferência de calor no evaporador. Como conclusão são traçadas curvas comparativas do sistema operando com CFC12 e HFC134a.*

Palavras-chave: *sistemas de refrigeração, compressão a vapor, substituição de refrigerantes, CFC12, HFC134a*

1. INTRODUÇÃO

Como estratégia fundamental para impedir a acentuada destruição da camada de ozônio, acordos mundiais foram estabelecidos no sentido de adotar medidas de ação, visando retroceder o impacto causado ao meio ambiente pela emissão indiscriminada de substâncias destruidoras do ozônio (SDOs). Em 1987 foi estabelecido o Protocolo de Montreal, primeiro acordo global que sugeriu a restrição ao uso dos refrigerantes clorofluorcarbonados (CFCs), estabelecendo um cronograma para a redução, eliminação e controle sobre a produção, consumo e utilização destas substâncias.

O Brasil regulamentou sua adesão ao Protocolo de Montreal em 1990, e por ser considerado um país em desenvolvimento, ficou estabelecida a data limite de 2010 para a completa eliminação dos CFCs em território nacional. Entretanto, conforme a Resolução nº 13 de 13/12/1995, do Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA, o prazo final para a utilização de CFCs em novos sistemas, equipamentos e instalações, nacionais ou importadas, tais como refrigeradores e congeladores domésticos, condicionadores de ar domésticos ou automotivos e demais equipamentos de refrigeração ou produção de espuma, foi reduzido para o início de 2001. Esta medida foi adotada

no sentido de promover maior impulso à implementação das normas estabelecidas no Protocolo de Montreal, fixando um cronograma de eliminação gradativa ao uso das SDOs na comercialização envolvendo os equipamentos já existentes no mercado.

Segundo informações do Ministério do Meio Ambiente, a Resolução nº267/2000 do CONAMA estabeleceu novos prazos no intuito de não prejudicar o setor de produção industrial e permitir que, pelo menos até 2007, pequenas e médias empresas continuem a importar e utilizar os refrigerantes CFCs, desde que estabelecendo um compromisso para a redução potencial e gradativa, que segundo as perspectivas do ministério devem chegar a 85% do consumo atual até final de 2005.

Porém independentemente dos prazos, à medida que as proibições ao uso dos refrigerantes CFCs forem sendo regulamentadas, embora sua utilização em equipamentos antigos ainda possa ser feita, a disponibilidade desses refrigerantes tende a reduzir significativamente, apresentando como consequência direta, um aumento no preço da oferta do material. Isso irá forçar o mercado de refrigeração a buscar estratégias para eliminar de vez o uso dos CFCs, necessitando que novas tecnologias estejam disponíveis para suprir tal mudança.

O mercado de refrigeração já apresenta novos fluidos refrigerantes capazes de substituir os CFCs, dentre os quais destacam-se os HCFCs e os HFCs. Os primeiros refrigerantes representam uma classe de compostos com potencial de destruição de ozônio muito menor que os CFCs, sendo que o uso destas substâncias em sistemas de refrigeração pode ser momentaneamente uma boa alternativa, porém não definitiva, uma vez que prazos estabelecendo o fim da produção destas substâncias até 2030, já foram estabelecidos pelo Protocolo de Montreal (Mouton, 1991).

Por outro lado, novas tendências apontam para o uso de instalações operando com fluidos alternativos livre do elemento químico cloro, utilizando os refrigerantes hidrogenofluorcarbonados (HFCs), que atendem o cumprimento do Protocolo de Montreal, representando um atrativo comercial do ponto de vista ecológico. Algumas experiências têm mostrado que a opção pela substituição do fluido CFC12 pelo HFC134a parece ser uma alternativa viável tecnicamente e economicamente em equipamentos de refrigeração.

Preisegger e Henrici (1992) enfatizam que o HFC134a atende as principais características exigidas de um bom fluido refrigerante, como baixa toxicidade, alta estabilidade térmica e química e nenhum potencial de inflamabilidade. Resultados experimentais do coeficiente de performance (COP) em novos sistemas de refrigeração que operam com este fluido alternativo, mostram apenas uma redução de 2 a 3%, comparado a valores do equipamento operando com CFC12. Entretanto, a operação de troca do fluido refrigerante exige cuidados especiais que compreendem desde a troca do óleo usado no compressor, até eventuais partes de equipamentos do sistema de refrigeração, podendo proporcionar maior tempo de vida útil ao sistema, a partir do momento em que ele é submetido a operar com o novo fluido alternativo. Sendo assim, segundo Guedes (2000), a prática do retrofit, ou seja, da substituição de fluidos alternativos, deve ser fundamentada em uma análise de viabilidade técnica capaz de avaliar também o impacto energético causado pela substituição do refrigerante.

Com o intuito de avaliar tecnicamente a substituição do fluido CFC12, prática que vem ganhando importância dentro do mercado de refrigeração, foi desenvolvido um método para a análise teórica de um sistema de refrigeração operando em regime estacionário com HFC134 em substituição ao CFC12. Um programa computacional avalia o comportamento do sistema de refrigeração operando inicialmente com CFC12, obtendo-se alguns dados de projeto que são utilizados como parâmetros de entrada em um segundo programa, o qual simula a operação do sistema com o fluido alternativo HFC134a, considerando variações no coeficiente de transferência de calor do evaporador, baseando-se em dados experimentais. A avaliação energética e exergetica do sistema de refrigeração permitiu obter uma análise comparativa do desempenho do ciclo antes e depois da conversão. Neste objetivo, insere-se a idéia de subsidiar o "start-up" em termos de análise experimental de um sistema disponível no Laboratório da Área Térmica do Departamento de Energia da UNESP, campus de Guaratinguetá.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Na literatura, são encontrados alguns modelos que descrevem matematicamente o comportamento de equipamentos de um sistema de refrigeração, bem como do ciclo operando por completo. Stoecker (1985), foi um dos pioneiros a desenvolver modelos para estudar o comportamento de evaporadores em máquinas frigoríficas, além de outros equipamentos do ciclo de refrigeração. De modo geral, o fluxo de refrigerante m [kg/s] que circula no sistema pode, por exemplo, ser obtido através de um balanço material no compressor alternativo, relacionando o volume deslocado pelo pistão V_{dp} [m³], a frequência de operação ω [Hz], o volume específico do refrigerante na sucção v_1 [m³/kg] e o rendimento volumétrico η_v , conforme a Eq. (1).

$$m = \frac{\eta_v \cdot \omega \cdot V_{dp}}{v_1} \quad (1)$$

O rendimento volumétrico é especificado a partir da fração de espaço morto (fr), pois varia a partir da expansão do gás que fica retido no espaço interno do pistão após a compressão. A Eq.(2) permite calcular o rendimento volumétrico (η_v), em função dos volumes específicos do refrigerante na entrada v_1 [m³/kg] e saída v_2 [m³/kg] do compressor.

$$\eta_v = 100 - fr \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (2)$$

Utilizando estas equações, Jung e Radermacher (1991) apresentaram um modelo dedutivo em regime permanente de um refrigerador doméstico, que considera uma zona de escoamento no condensador e no evaporador, possibilitando analisar a viabilidade da substituição do CFC12 por misturas de fluidos refrigerantes. Recentemente, Oliveira e Santos (1998) desenvolveram um modelo matemático para um sistema frigorífico operando com HCFC22, com o objetivo de resfriar um mistura líquida de 40° para 4°C. O modelo apresentado, representa de modo simplificado, um estudo de otimização do sistema de refrigeração proposto. No ano seguinte, Santos e Figueiredo (1999) apresentaram um modelo capaz de simular ciclos de refrigeração com um ou dois estágios, considerando a possibilidade de efetuar a substituição do CFC12 por HFC134a. O ciclo de refrigeração apresentado foi dimensionado para fornecer uma capacidade de refrigeração de 35kW.

Considerando um ciclo padrão de refrigeração sem superaquecimento ou subresfriamento operando inicialmente com CFC12, arbitrou-se um valor para a eficiência adiabática ou isentrópica do compressor de 0,70, definindo-se as condições iniciais de operação, tais como a temperatura ambiente e a temperatura da câmara fria o que permite determinar os coeficientes de transferência de calor, além das propriedades termodinâmicas dos quatro principais pontos do ciclo de refrigeração, denominados de acordo com o esquema apresentado na Fig. (1).

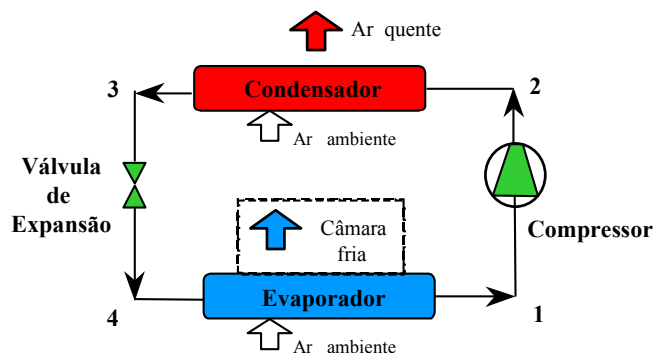


Figura 1 - Esquema representativo de um sistema de refrigeração por compressão a vapor

As equações de balanço energético no evaporador e condensador, fornecem a quantidade de calor trocada nesses equipamentos, respectivamente Q_{evap} [kW] e Q_{cond} [kW]. O balanço energético aplicado ao compressor permite calcular a potência de acionamento W [kW] exigida pelo equipamento, já considerando a influência da eficiência isentrópica na entalpia de saída do compressor. Esses valores calculados respectivamente pelas Eq.(3), Eq.(4) e Eq.(5), são determinados em função da massa de fluido refrigerante e da entalpia do sistema nos pontos chaves definidos para o ciclo de refrigeração.

$$Q_{\text{evap}} = m \cdot (h_1 - h_4) \quad (3)$$

$$Q_{\text{cond}} = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (4)$$

$$W = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (5)$$

As condições operacionais do ciclo de refrigeração foram definidas considerando que o refrigerante entra no compressor na condição de vapor saturado seco. Admitindo o valor para a eficiência isentrópica do compressor, foram determinadas as condições na saída do compressor e na saída do condensador, desprezando-se as perdas de carga neste último equipamento. Ao deixar o condensador, o refrigerante no estado de líquido saturado sofre expansão isoentálpica, condição que permite calcular o estado no qual o mesmo entra no evaporador. As equações do modelo matemático foram resolvidas simultaneamente e de modo iterativo, utilizando o software EES – Engineering Equation Solver (Fchart,1997). As subrotinas para prever as propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes, consideram a equação de estado de Martin-Hou, sendo que para o R134a, ainda são consideradas as observações de McLinden et al (1989).

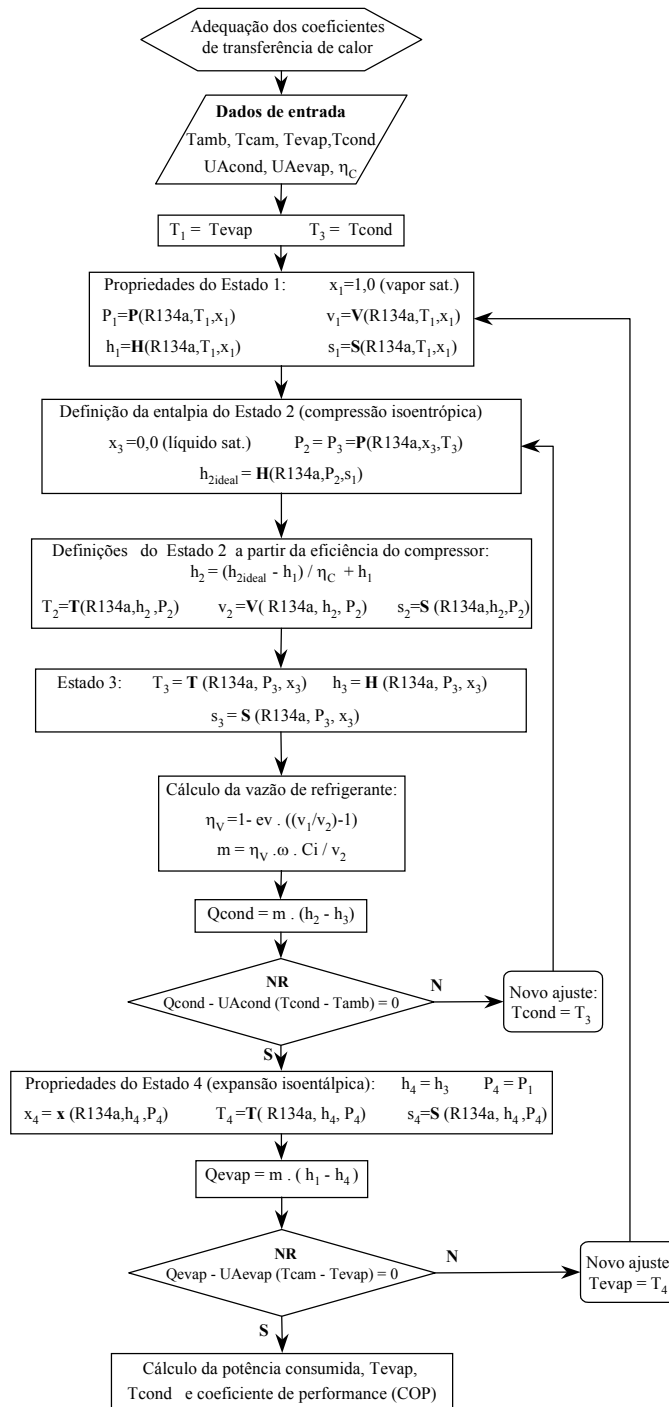
São exigidos como parâmetros de entrada para o programa, dados da temperatura ambiente e da temperatura da câmara fria, bem como um valor arbitrário da diferença de temperatura mantida entre a câmara fria e o evaporador. Após a convergência do método, garantida pela avaliação dos valores obtidos para a temperatura de evaporação, são calculados os fluxos de calor trocados pelo sistema, a potência de acionamento requerida e estimados os produtos dos coeficientes de transferência de calor pela área de troca térmica tanto no evaporador (UA_{evap}) como no condensador (UA_{cond}). Estes dados são utilizados como parâmetros iniciais para o cálculo das condições térmicas do sistema operando com HFC134a, após correções baseadas nas variações experimentais observadas entre os coeficientes de transferência de calor para sistemas que operam com CFC12 e HFC134a, conforme apresentado pelo fluxograma da Fig. (2).

Através deste esquema é possível verificar como o segundo programa determina as características do sistema de refrigeração operando com HFC134a, calculando novos valores para a temperatura de evaporação e condensação, bem como a carga térmica e potência de acionamento. Após a determinação das quantidades de calor trocadas no sistema operando com HFC134a, a convergência do método foi obtida a partir da solução do sistema de equações não lineares:

$$Q_{\text{evap}} - (UA_{\text{evap}}) \cdot (T_{\text{cam}} - T_{\text{evap}}) = 0 \quad (6)$$

$$Q_{\text{cond}} - (UA_{\text{cond}}) \cdot (T_{\text{cond}} - T_{\text{amb}}) = 0 \quad (7)$$

Sindicic (1994) determinou experimentalmente valores de coeficientes de transferência de calor em evaporadores, considerando tubos lisos de cobre com 3 mm de diâmetro. Testes utilizando ambos os fluidos CFC12 e HFC134a foram realizados em uma pequena bancada laboratorial, possibilitando análises com diferentes fluxos de calor. Inicialmente, foram levantados dados para os coeficientes considerando o sistema operando com o CFC12. Estes dados serviram como parâmetros para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor utilizando o HFC134a, a partir das mesmas condições experimentais.



NR - subrotina Newton Raphson

Figura 2 - Fluxograma do programa de simulação do sistema de refrigeração operando com HFC134a

Analisando os valores desses coeficientes de transferência de calor, mantidas as mesmas condições de fluxo térmico, vazão mássica, título e temperatura, percebe-se que são maiores quando trabalha-se com o HFC134a. Na Fig. (3) é possível observar a variação percentual dos coeficientes obtidos com HFC134a em relação aos valores obtidos quando o sistema opera com CFC12. A variação percentual sofre pequenas modificações com o aumento do título, variável ao longo do evaporador, entretanto, de modo geral, verifica-se que os coeficientes de transferência de calor para o HFC134a são cerca de 40% a 60% superiores aos coeficientes com CFC12, dependendo do fluxo térmico submetido na evaporação.

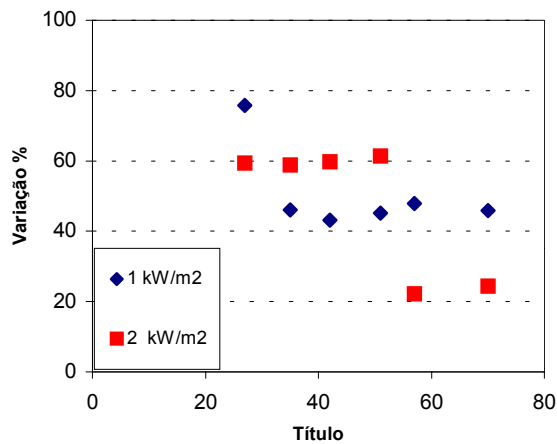


Figura 3 - Variação percentual dos coeficientes de transferência de calor para HFC134a em relação ao CFC12

Aplicando-se essa variação aos coeficientes de transferência de calor do evaporador baseados nos dados de Sindicic(1994), obtidos na simulação do programa computacional com CFC12, corrigiu-se esses valores com o objetivo de considerá-los como parâmetros de entrada no programa que simula o comportamento do sistema de refrigeração operando com HFC134a.

3. SIMULAÇÃO E RESULTADOS

Considerando como condições locais os valores de pressão atmosférica de 710 mmHg (94,6 kPa) e temperatura ambiente variável entre 20°C e 40°C, foi possível simular o funcionamento de um sistema de refrigeração procurando manter a temperatura de evaporação próxima de -5°C. Os resultados obtidos mostram que a operação com HFC134a exige maior potência de compressão comparada a operação do sistema com CFC12, conforme mostra a Fig.(4a). Observa-se, que a diferença de potência exigida entre os dois fluidos aumenta à medida que há um aquecimento do ar ambiente. Seguindo a mesma tendência da curva de potência requerida pelo sistema, os valores para capacidade de refrigeração são apresentados na Fig. (4b) e também aumentam à medida que há um acréscimo na temperatura ambiente. Embora seja requerida maior potência de operação quando se trabalha com o refrigerante alternativo HFC134a, a capacidade frigorífica é significativamente superior a capacidade demonstrada pelo sistema operando com o refrigerante CFC.

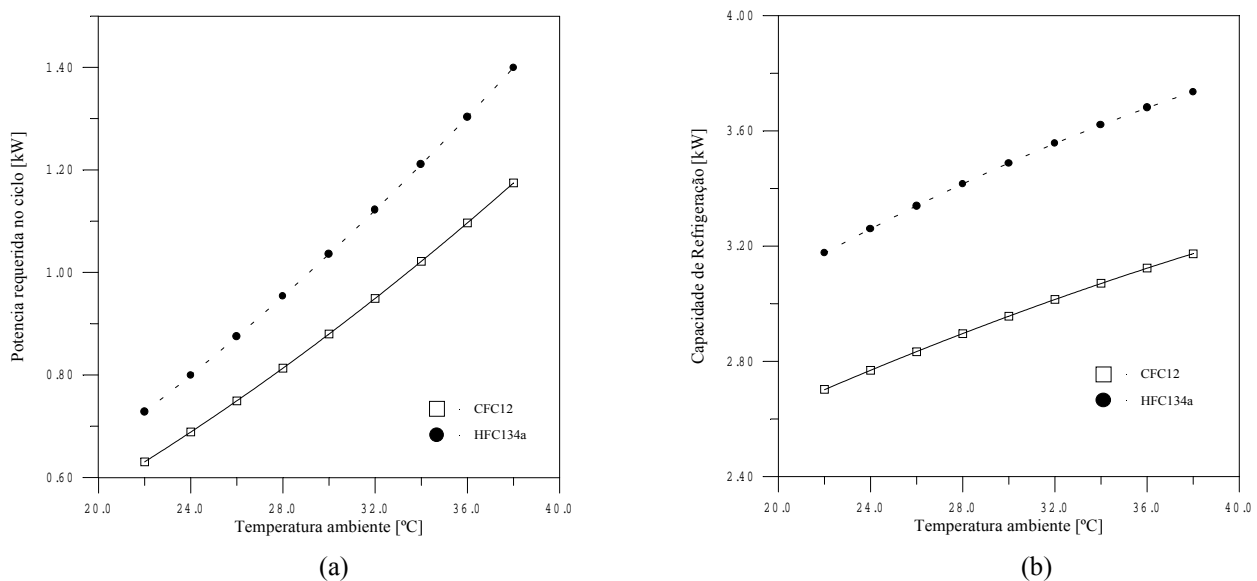


Figura 4- Potência requerida e capacidade de refrigeração

A razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de acionamento do sistema é definida como o coeficiente de performance (COP) do ciclo de refrigeração, capaz de quantificar o rendimento operacional do sistema. A partir dos resultados obtidos e apresentados na Fig. (5), observa-se que o coeficiente de performance do sistema operando com HFC134a assemelha-se muito aos valores obtidos quando se opera com CFC12. Para temperatura ambiente inferior a 30°C, o coeficiente de performance para o sistema operando com HFC134a apresenta-se cerca de 2% superior aos valores obtidos quando o sistema trabalha com CFC12. Por outro lado, considerando valores elevados para a temperatura ambiente, a variação dos valores de COP chega a ser de até 3%.

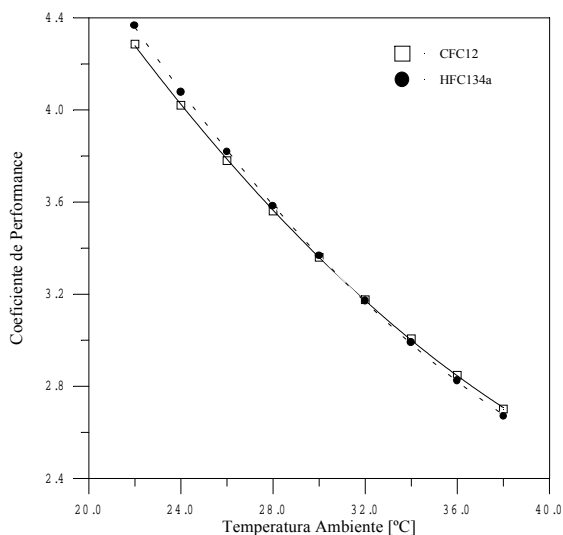


Figura 5 - Coeficiente de performance para o ciclo de refrigeração

Heinzelmann e Ussyk (1991) constataram que em baixos valores de temperatura de evaporação, o comportamento do coeficiente de performance é distinto para alguns refrigerantes como o CFC12, HFC134a e HCFC22. No entanto, a medida que a temperatura aumenta, os valores tornam-se convergentes, podendo inclusive apresentar variações contrárias conforme observado na Fig. (5). Santos e Figueiredo (1999), apresentaram gráficos onde verifica-se um comportamento bastante semelhante para a variação do COP. Em temperaturas ambientes inferiores a 24°C, foram determinados maiores valores de performance para o sistema trabalhando com HFC134a.

Os resultados mostraram que o sistema operando com HFC134a exigiu menor fluxo de refrigerante circulando no sistema. A diferença, no entanto, não é muito grande e ficou em torno de 9% em média. À medida que há um aumento na temperatura ambiente, a diferença entre o fluxo de massa de refrigerante que circula no sistema tende a reduzir aproximando-se ligeiramente do valor encontrado quando o sistema opera com refrigerante CFC12. Esse fato é consequência inversa da eficiência volumétrica do compressor, que apresentou uma variação de cerca de 2,5% a 5,0%, aumentando à medida que a temperatura ambiente sofre um acréscimo.

4. ANÁLISE EXERGÉTICA

O estudo teórico do sistema de refrigeração permitiu efetuar até aqui uma análise do ponto de vista energético, avaliando-se entre outros fatores, a performance de operação do sistema. No entanto, a análise energética por si só, não permite muitas vezes definir parâmetros e situações reais que identifiquem um mal comportamento de um determinado equipamento do ciclo. Nesse caso, a análise exergética pode ser uma ferramenta bastante útil para determinar as irreversibilidades do processo, permitindo melhor caracterização e avaliação do desempenho do sistema, através da identificação e aprimoramento das fontes de ineficiência no ciclo de refrigeração.

Exergia ou disponibilidade de um sistema em qualquer estado, representa o máximo trabalho útil que pode ser obtido por determinada forma de energia, utilizando parâmetros ambientais como referência. As perdas de exergia representam portanto, um importante critério para avaliar a performance termodinâmica de um sistema, pois para se garantir uma ótima condição operacional, essas perdas devem ser minimizadas. A análise das perdas ou irreversibilidades pode ser baseada na definição de exergia termodinâmica conforme apresentado na Eq. (8)

$$ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (8)$$

onde desconsidera-se parcelas relativas os termos de exergia cinética, potencial e química. Para um volume de controle operando em regime permanente, as equações de balanço exergético podem ser escritas em função do fluxo de refrigerante:

$$Ex_i = m_{refri} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (9)$$

Para o cálculo da exergia relacionada ao fluxo de ar que atravessa o evaporador e o condensador, utilizou-se a Eq.(10), onde o fluxo de massa de ar é obtido por balanço térmico e o calor específico (c_p) é calculado pela Eq.(11) definida por Smith e Van Ness (2000).

$$Ex_{ar} = m_{ar} \cdot c_p \cdot \left[(T_{ar} - T_0) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{ar}}{T_0} \right) \right] \quad (10)$$

$$\frac{c_p}{R} = A + BT + CT^2 + DT^{-2} \quad (11)$$

sendo que $A=3,355$; $B=0,575 \cdot 10^{-3}$; $C=0$; $D= -0,016 \cdot 10^5$ e R é a constante do ar igual a $0,2870 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$.

A análise das irreversibilidades, que permite demonstrar o quanto próxima da operação reversível encontra-se determinado equipamento, é calculada com base no balanço exergético de cada componente do sistema de refrigeração. Assim, baseando-se no esquema do ciclo de refrigeração apresentado na Fig.(1) é possível obter as equações de balanço exergético definidas a partir das diferenças dos fluxos de exergia que entram e saem de cada componente (Δex_{i-j}) do sistema.

$$\text{Compressor:} \quad \Delta ex_{1-2} = W + m_{refri} \cdot [(h_1 - h_2) + T_0 \cdot (s_2 - s_1)] \quad (12)$$

$$\text{Condensador:} \quad \Delta ex_{2-3} = m_{refri} \cdot [(h_2 - h_3) + T_0 \cdot (s_3 - s_2)] + m_{ar} \cdot c_p \cdot \left[(T_0 - T_{arq}) + T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{arq}}{T_0} \right) \right] \quad (13)$$

$$\text{Válvula de expansão:} \quad \Delta ex_{3-4} = m_{refri} \cdot [T_0 \cdot (s_4 - s_3)] \quad (14)$$

$$\text{Evaporador:} \quad \Delta ex_{4-1} = m_{refri} \cdot [(h_4 - h_1) + T_0 \cdot (s_1 - s_4)] + m'_{ar} \cdot c_p \cdot \left[(T_0 - T_{arf}) + T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{arf}}{T_0} \right) \right] \quad (15)$$

onde m_{refri} , m_{ar} e m'_{ar} são respectivamente, fluxo mássico de refrigerante [kg/s], fluxo de ar no condensador [kg/s] e fluxo de ar no evaporador. T_{arq} é a temperatura de ar aquecido, T_{arf} é a temperatura de ar frio na saída do evaporador, T_0 é a temperatura de referência (20°C). Na Eq. (12), W é a potência de acionamento do compressor.

Chen e Prasad (1999) afirmam que a perda exergética total do sistema de refrigeração está relacionada aos balanços individuais dos equipamentos, e pode ser determinada pela Eq. (16) combinando-se as perdas de cada componente para achar a taxa de irreversibilidade global.

$$Ex_{TOTAL} = \Delta ex_{1-2} + \Delta ex_{2-3} + \Delta ex_{3-4} + \Delta ex_{4-1} \quad (16)$$

Os valores obtidos a partir da simulação dos sistemas de refrigeração são apresentados na Fig.(6). Observa-se a forte influência do aumento da temperatura ambiente no aumento dos valores da taxa de irreversibilidade, sendo que o refrigerante alternativo HFC134a apresentou maiores índices de irreversibilidade que o CFC12. Resultados semelhantes foram observados por Chen e Prasad, porém considerando o aumento da temperatura de evaporação.

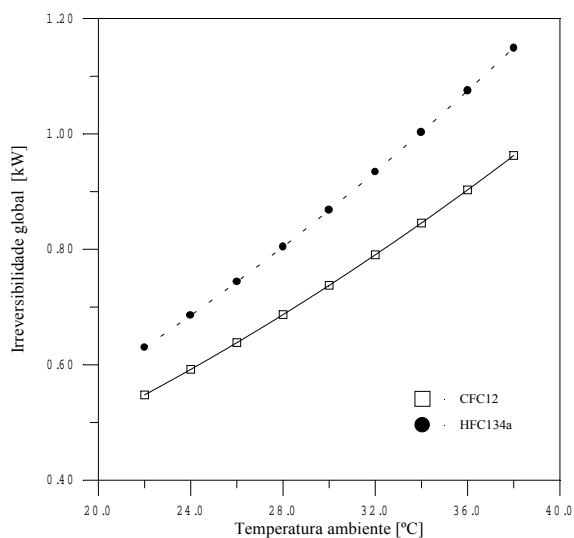


Figura 6 – Irreversibilidade global associada ao sistema de refrigeração

Embora, seja possível avaliar o comportamento das irreversibilidades associadas ao ciclo de refrigeração, a análise da taxa global de exergia apresentada na Fig.(6), não permite identificar em qual dos componentes do sistema de refrigeração está associado as maiores perdas. Esta análise é possível, avaliando individualmente o balanço exergético de cada equipamento. Neste caso, verifica-se que o compressor é o grande responsável pelo maior percentual de irreversibilidades associadas ao ciclo de refrigeração, sendo que à medida que a temperatura ambiente aumenta, observa-se um acréscimo gradativo nas perdas de 2ª lei associadas ao sistema de expansão, enquanto os efeitos ligados ao evaporador são reduzidos.

No caso do sistema operando com CFC12, o compressor é responsável por cerca de 30% da perdas totais, seguido pelo condensador (23 a 27%), evaporador (31 a 18%) e válvula de expansão (17 a 25%). Para o sistema operando com HFC134a, as perdas referentes ao trabalho de compressão são ligeiramente maiores atingindo percentuais de cerca de 33 a 35%, condizentes com as avaliações efetuadas por Rossi et. all (1991). No sistema operando com o fluido alternativo as perdas associadas ao condensador variam de 27 a 31%, enquanto no evaporador observa-se variações de 29 a 18% e no sistema de expansão, 11 a 18%.

5. CONCLUSÕES

A necessidade de desenvolver modelos teóricos para a substituição de fluidos refrigerantes CFCs em equipamentos de refrigeração convencionais que encontram-se em operação, exige a estruturação de ferramentas de análise que venham contribuir para a busca de um melhor rendimento por parte do sistema. A partir dessa premissa, o desenvolvimento de modelos computacionais possibilita reproduzir as características operacionais do sistema, definindo parâmetros para a análise energética e exergética contribuindo de forma a subsidiar o retrofit em si, partindo para os procedimentos experimentais.

Neste trabalho, um modelo matemático foi apresentado com o objetivo de determinar condições para a análise de sistemas de refrigeração, buscando avaliar os efeitos e impactos envolvidos na

substituição do fluido CFC12 por HFC134a. Procurando considerar a diferença dos coeficientes de transferência de calor na evaporação entre ambos os fluidos, utilizou-se aproximações baseadas em dados experimentais no sentido de melhor caracterizar as condições reais do sistema de refrigeração em estudo.

A análise energética realizada mostrou que há um aumento de cerca de 17% na capacidade de refrigeração quando o sistema opera com o refrigerante alternativo em relação ao convencional CFC. Entretanto, é requerida maior potência de compressão pelo sistema, o que pode representar redução no coeficiente de performance quando se trabalha com temperatura ambientes elevadas. A variação percentual da potência exigida pelo sistema foi determinada como sendo 15 a 18% do valor apresentado pelo mesmo quando considerada a operação do ciclo de refrigeração com o refrigerante CFC12. Os valores dos coeficientes de performance determinados em função da potência de acionamento variam apenas cerca de 2 a 3% quando se compara a operação do sistema com os dois fluidos refrigerantes.

Realizou-se também o levantamento global das irreversibilidades associadas ao sistema, determinando através de balanço exergético as características de desempenho individual de cada componente com relação as perdas operacionais. Constatou-se que as maiores perdas encontram-se associadas ao compressor, embora um aumento na temperatura ambiente possa favorecer as perdas envolvidas no sistema de expansão, embora não em níveis excessivos. De acordo com os cálculos efetuados, o compressor é responsável por cerca de 30 a 35 % das perdas em todo o sistema de refrigeração.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP, pelo suporte financeiro que possibilitou a execução deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- Chen, Q. e Prasad, R.C.; 1999, "Simulation of a vapour-compression refrigeration cycles using HFC134a and CFC12", *International Communication Heat and Mass Transfer*, vol. 26, nº 4, pp. 513-521.
- Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA, Resolução nº 13, 13/12/1995 [on-line], Brasília: Ministério do Meio Ambiente, 2001. Disponível na World Wide Web: <<http://www.mma.gov.br>>.
- Guedes, J. M.; 2000, "Contagem regressiva", *Revista Oficina do Frio*, ano 08, nº 60, 24-33.
- Heinzelmann, E. e Ussyk, M.S.; 1991, "Hermetic refrigerating compressors and CFC substitution", *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, pp. 10-15.
- InforMMA, Informativo do Ministério do Meio Ambiente - Sala de Imprensa [on-line], Brasília: Ministério do Meio Ambiente, 2001. Disponível na World Wide Web: <<http://www.mma.gov.br>>.
- Jung, D. S. e Radermacher, R.; 1991, "Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, pp. 223-232.
- Manual do Software EES – Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems, Fchart, versão 5.04 (32bit), Middleton, 1997.
- McLinden, O.E., Gallagher, J.S. e Weber, L.A.; 1989, "Measurement and formulation of the thermodynamic properties of refrigerants R134a (1,1,1,2 Tetrafluoroethane) and R123 (1,1 dichloro - 2,2,2, trifluoroethane)", *ASHRAE Trans.*, vol. 95, nº 2.
- Mouton, G.; 1991, "Les réfrigérants fluorocarbonés et l'environnement", *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, pp.209-216.

- Oliveira, S.J. e Santos, A. M.; 1998, "Projeto de um sistema frigorífico desenvolvido por simulação e técnicas de otimização", Anais do VII ENCIT - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, vol.2, pp.1073-1078.
- Preisegger, E. e Henrici, R.; 1992, "Refrigerant 134a: The first step into a new age of refrigerants", International Journal of Refrigeration, vol. 15, nº 6, pp. 326-331.
- Rossi F., Mastrullo, R. e Mazzei, P.; 1991, "Working Fluids Thermodynamic Behavior for Vapor Compression Cycles", Applied Energy, vol. 38, pp. 163-180.
- Santos, R.G. e Figueiredo, J.R.; 1999, "Desenvolvimento do Estudo do Efeito Energético da Substituição de R12 por R134a em sistema de refrigeração por compressão", CD-ROM do COBEM 99 – XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP, 10p.
- Sindicic, D.R.; 1994, "Comparação do coeficiente de transferência de calor dos refrigerantes R12 e R134a", Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo/USP, São Carlos, 66p.
- Smith, J.M., Van Hess, H.C. and Abbott, M.M.; 2000, "Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química", 5ª edição, Ed. LTC - Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 697p.
- Stoecker, W.F. e Jones, J.W., 1985, "Refrigeração e ar condicionado, Ed. McGraw Hill, São Paulo.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A REFRIGERATION SYSTEM OPERATING WITH ALTERNATIVES REFRIGERANTS

Paulo Eduardo Migoto de Gouvêa

Universidade Estadual Paulista/UNESP Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá
Departamento. de Energia Cx. Postal 205 CEP 12516-410 - Guaratinguetá/SP
pgouvea@feg.unesp.br

José Luz Silveira

Universidade Estadual Paulista/UNESP Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá
Departamento. de Energia Cx. Postal 205 CEP 12516-410 - Guaratinguetá/SP
joseluz@feg.unesp.br

Abstract. *Refrigerants in the most common use nowadays in vapour compression refrigeration systems are the halogenated hydrocarbons. Owing to concern about the effects of CFCs refrigerants on the Earth's protective ozone layer, international agreements have been reached to phase out their use. HFC134a contains no halogen chlorine; it is considered an environmentally acceptable substitute for CFC-12. Brazilian Legislation forbids the use the CFCs in a new equipments, products or systems from January/2001 afterward, in conformity with Resolution by CONAMA nº 13, 13/12/1995. Consequently, it is important to alert the refrigeration systems proprietor's about conversion refrigeration fluid. This work presents a case study carrying out a theoretical comparative analysis of a refrigeration system operation in steady state with CFC-12 and HFC-134a. This article discusses the energy effects of the substitution of the fluid refrigerants without modifying or replacing any equipment components. The simulation was done through an algorithm of solution of non-linear systems considering the experimental features of HFC-134a such as evaporative heat transfer coefficient.*

Keywords: *refrigeration systems; vapour-compression; retrofitting; R12; R134a*