

MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

ESTUDO E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM EVAPORADOR DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA

Ricardo N. N. Koury – koury@vesper.demec.ufmg.br

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 – Belo Horizonte – Minas Gerais, MG, Brasil.

Luiz Machado - luizm@vesper.demec.ufmg.br

Antônio A. T. Maia – aamaia@demec.ufmg.br

***Resumo.** Em geral, o controle da potência de máquinas frigoríficas é feito pela partida ou pela parada do compressor. Este tipo de controle, conhecido como on/off (liga/desliga), não é o mais adequado pois penaliza o sistema com perdas de energia significativas. Um método mais eficiente de controle de potência, consiste em utilizar compressores de rotação variável. Este sistema, para ser empregado com sucesso, requer o conhecimento do comportamento dinâmico de cada componente do circuito frigorífico, em particular do conjunto válvula de expansão/evaporador. Neste trabalho, a atenção é voltada para a determinação das características dinâmicas do evaporador (ganho e constante de tempo) em função da rotação do compressor e da temperatura de ebulição. Para isso, a resposta do grau de superaquecimento a perturbações do tipo degrau na vazão do fluido frigorífico na entrada do evaporador em diferentes pontos de funcionamento foi analisada.*

***Palavras-chave:** Evaporador, Regime dinâmico, Máquina frigorífica.*

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado são projetados para satisfazerem uma potência máxima. Contudo, devido às variações na carga térmica, estes sistemas operam com capacidade reduzida durante grande parte da sua vida útil (Tassou, 1998).

O controle de capacidade realizado através da partida e da parada do compressor (on/off) não é o mais adequado, pois penaliza o sistema com perdas de energia significativas em virtude dos transientes de partida e de parada do compressor (Binneberg, 1999, Pedersen, 1999, Radermacher, 1996, O'Neal, 1991, Murphy, 1986). Neste processo, no instante em que o compressor é desligado (em condições normais de operação), grande parte da carga total de fluido refrigerante está sob a forma de líquido na linha de líquido ou no condensador. Este líquido, a alta pressão e alta temperatura, buscará um estado de equilíbrio com o refrigerante, a baixa pressão e baixa temperatura, do evaporador (Murphy, 1986). Este fenômeno aumenta a temperatura do evaporador e impõe a necessidade de uma redistribuição de fluido refrigerante durante a partida do compressor, o que reduz a performance do sistema (Coulter, 1997).

Teoricamente, o método mais eficiente de controle de capacidade é o de variação da velocidade do compressor, onde temos um ajuste contínuo da capacidade do sistema em função da carga. Este método apresenta várias vantagens em relação aos demais, que incluem: melhor eficiência em regime permanente quando operando em carga parcial; super

dimensionamento reduzido, promovendo redução no custo; controle de temperatura mais eficiente; correção do fator de potência reduzindo os gastos de operação (Tassou, 1998). Este método, para ser empregado com sucesso, requer o conhecimento do comportamento dinâmico de cada componente do circuito frigorífico, em particular do conjunto válvula de expansão/evaporador, uma vez que, durante o funcionamento em regime variável, a válvula de expansão deve ser capaz de alimentar o evaporador de maneira adequada, com um superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador suficiente para evitar a aspiração de fluido bifásico pelo compressor. Por outro lado, é desejável que este superaquecimento não ultrapasse certos valores para garantir que a superfície do evaporador seja bem utilizada (Tamainot-Telto, 1996, Stoecker, 1976).

Atualmente, em virtude da crescente demanda de energia elétrica, o interesse em melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração tem aumentado. Uma vez que o compressor é o componente que mais consome energia em uma máquina frigorífica, melhora na eficiência do compressor tem um efeito significativo na eficiência global do sistema (Turiel, 1988).

O objetivo deste trabalho é apresentar e analisar a resposta do grau de superaquecimento a perturbações do tipo degrau na vazão do fluido frigorífico na entrada do evaporador. Este estudo permitirá caracterizar o evaporador em diversos pontos de operação.

2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental utilizado (Fig. 1) consiste em um sistema frigorífico de compressão a vapor tendo como fluido primário o R134a e como fluido secundário água pura no evaporador e no condensador. O sistema é composto basicamente por um compressor alternativo, um condensador, um sub-resfriador, um evaporador, duas válvulas de expansão e por sistemas de medição e aquisição de dados.

O compressor alternativo é do tipo aberto e é acionado por um motor elétrico. O motor elétrico, por sua vez, é alimentado por um inversor de frequência que possibilita a variação da velocidade de rotação do conjunto.

O condensador é do tipo casco e tubos sendo que o fluido secundário percorre os feixes de tubos e a condensação do fluido primário ocorre no lado do casco. Neste dispositivo, a temperatura do fluido secundário é ajustada combinando-se a água aquecida, proveniente do condensador, com água a temperatura ambiente, proveniente do sistema de abastecimento.

O sub-resfriador é do tipo coaxial constituído por tubo envelope e por um tubo interno em “U”. A água aquecida escoar no espaço anular e a temperatura é controlada por um sistema PID que corrige continuamente a potência fornecida à resistência elétrica que aquece a água em função da temperatura desejada.

O evaporador é do tipo coaxial multitubular, constituído por um tubo envelope de PVC flexível e por três tubos internos de cobre por onde circula o fluido refrigerante. A água circula em contra corrente no espaço anular. A recuperação térmica do fluido secundário em circuito fechado é feita por aquecimento elétrico. Um sistema PID atua continuamente na potência fornecida à resistência elétrica a fim de se manter a temperatura dentro do desejado.

A montagem possui duas válvulas de expansão, uma manual e a outra termostática, montadas em paralelo. Neste trabalho, apenas a válvula de expansão manual foi utilizada.

O banco de testes foi instrumentado com medidores de temperatura, pressão e vazão, de forma a permitir a realização de balanços de energia em todos os componentes do sistema. Todos os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de testes são recebidos e tratados por uma placa de aquisição de dados. Um software fornecido pelo fabricante da placa permite a visualização das temperaturas, pressões e vazão em tempo real. Os valores obtidos são registrados em um arquivo de saída.

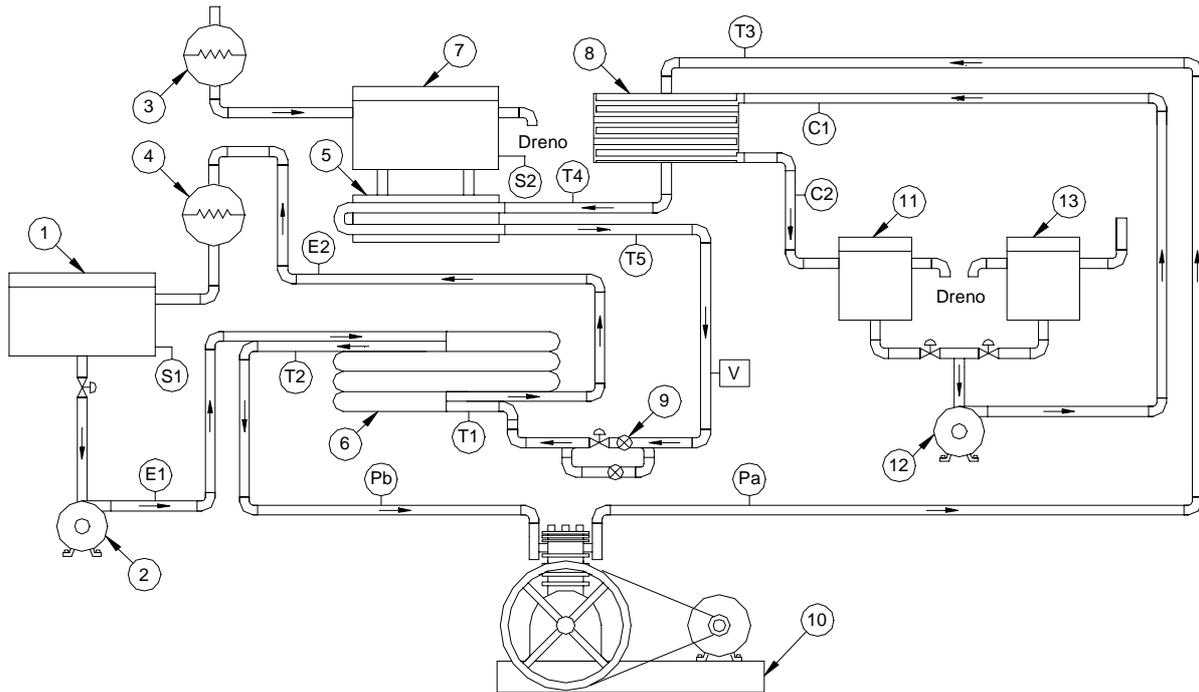


Figura 1 – Configuração esquemática do banco de testes

Legenda:

- | | |
|---|---|
| 1. Reservatório de água (evaporador) | 12. Bomba de recirculação (condensador) |
| 2. Bomba de recirculação (evaporador) | 13. Tanque de água fria (condensador) |
| 3. Resistência elétrica (sub-resfriador) | V. Medidor de vazão |
| 4. Resistência elétrica (evaporador) | Pa. Medidor de pressão de condensação |
| 5. Sub-resfriador | Pb. Medidor de pressão de ebulição |
| 6. Evaporador | S1,S2. Medidores de temperatura (PID) |
| 7. Reservatório de água do sub-resfriador | T1-T5. Medidores de temperatura do fluido refrigerante |
| 8. Condensador | E1,E2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do evaporador |
| 9. Válvulas de expansão | C1,C2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do condensador |
| 10. Compressor alternativo | |
| 11. Tanque de água quente (condensador) | |

3. METODOLOGIA UTILIZADA

Existem, basicamente, duas formas de se estudar a resposta dinâmica de um evaporador. A primeira delas, com vasta literatura disponível e apenas mencionada neste trabalho, consiste na formulação e solução de equações diferenciais obtidas quando leis físicas (conservação de massa, conservação de energia e conservação de quantidade de movimento) são aplicadas em volumes de controle apropriados. O segundo método, identificação, refere-se ao desenvolvimento de equações empíricas para descrever a performance do sistema. Identificação é um termo bastante amplo que engloba muitos procedimentos experimentais para determinar um modelo a partir dos sinais gerados pelo sistema em resposta a estímulos definidos. Em geral, este tipo de solução conduz a resultados que são dependentes do tipo de aplicação e não podem ser generalizados (Maxwell, 1989). Neste trabalho, utiliza-se a técnica de identificação para descrever o comportamento dinâmico do evaporador

Inicialmente, para caracterizar o evaporador, foi necessário definir as variáveis de entrada

e saída a serem utilizadas em função do objetivo do trabalho. As variáveis de entrada correspondem às grandezas sobre as quais é possível agir para modificar o ponto de funcionamento e as variáveis de saída caracterizam este ponto de funcionamento. Neste caso, a temperatura do fluido secundário, a vazão do fluido secundário e a vazão mássica de fluido frigorífico todos na entrada do evaporador foram definidos como variáveis de entrada enquanto que a temperatura do fluido secundário e a temperatura do fluido frigorífico, ambos na saída do evaporador, foram definidos como variáveis de saída. As demais grandezas são mantidas constantes. Um vez definida estas variáveis, o sistema é ajustado para operar com um superaquecimento (diferença da temperatura de saída pela temperatura de entrada do fluido frigorífico no evaporador) constante na saída do evaporador. Em seguida, a vazão mássica é reduzida em 5% através do fechamento da válvula de expansão (degrau). A evolução temporal das variáveis de saída são registradas em um arquivo. Quando as variáveis de saída não mais apresentam variações, o sistema já se encontra em regime permanente e o ensaio para aquele ponto de operação está concluído. Para diferentes pontos de operação, correspondentes às temperaturas de ebulição de -10°C , 0°C e 10°C e as rotações do compressor de 750rpm, 850rpm e 950rpm, o ensaio foi executado.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A figura 2 apresenta a resposta do grau de superaquecimento a uma perturbação do tipo degrau na vazão mássica do fluido frigorífico. O ponto de funcionamento apresentado, corresponde a uma temperatura de ebulição média de $0,18^{\circ}\text{C}$ e uma rotação média do compressor de 950rpm.

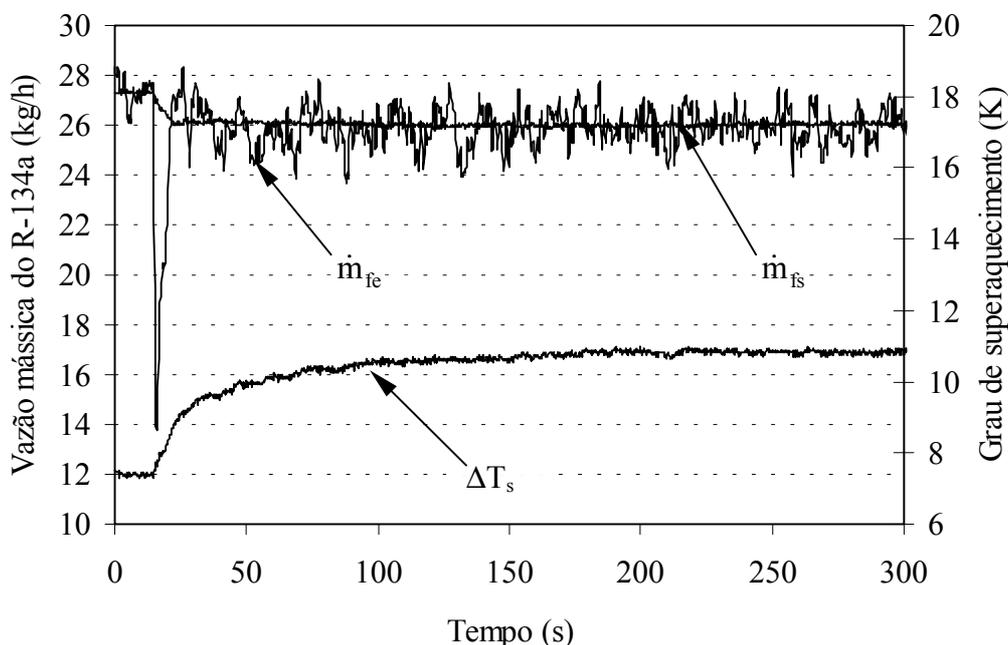


Figura 2 – Resposta do superaquecimento a uma perturbação do tipo degrau na entrada do evaporador

A massa do fluido frigorífico no evaporador se estabiliza 14s após o lançamento da perturbação sobre a vazão de entrada, enquanto que o grau de superaquecimento evolui de forma mais lenta se estabilizando 161s após o início da perturbação.

A vazão na saída do evaporador (\dot{m}_{fs}) foi obtida matematicamente com base nos dados experimentais e apresentada na Figura 2. Nota-se que no instante do degrau, a vazão na saída do evaporador apresenta valores superiores aos da vazão na entrada do evaporador. O aumento do grau de superaquecimento é justificado pela diminuição da massa do fluido frigorífico no evaporador em consequência das diferenças das vazões na entrada e na saída.

A análise dos resultados foi realizada pelo método de Broïda (Outtagarts, 1994), que consiste em representar o evaporador por uma função de transferência de primeira ordem com um atraso puro como mostrado abaixo:

$$H(p) = \frac{K \cdot e^{-\tau p}}{(1 + \theta \cdot p)} \quad (1)$$

Onde τ [s] e θ [s] são, respectivamente, o atraso e a constante de tempo do evaporador para esta excitação, p é o operador de Laplace. O ganho, K [K.s/kg], representa a relação entre as variações do grau de superaquecimento, $\Delta(\Delta T_s)$ [K], e da vazão do fluido frigorífico na entrada do evaporador, $\Delta\dot{m}_{fe}$ [kg/s]. A constante de tempo representa o instante em que a variação do superaquecimento alcançou 63% do valor total da variação. O atraso do sistema é definido como sendo o intervalo de tempo existente entre o momento de lançamento da perturbação e o momento correspondente ao início da resposta do grau de superaquecimento. Nos ensaios executados, esta variável apresentou valores desprezíveis sendo considerado, neste trabalho, como nulo.

O ganho do evaporador pode ser calculado pela expressão:

$$K = \frac{\Delta(\Delta T_s)}{\Delta\dot{m}_{fe}} \quad (2)$$

A constante de tempo pode ser determinada por:

$$\theta = 5,5 \cdot (t_2 - t_1) \quad (3)$$

Onde t_2 e t_1 representam respectivamente o instante de tempo onde ocorreram 28 e 40% da variação final do superaquecimento em regime permanente

Aplicando a transformada inversa de Laplace na Eq. (1), o superaquecimento do fluido frigorífico é dado por:

$$\Delta T_s(t) = \Delta T_s(t_0) - \Delta\dot{m}_f \cdot K \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\theta}}\right) \quad \text{Para } t > t_0$$

$$\Delta T_s(t) = \Delta T_s(t_0) = \text{constante} \quad \text{Para } t \leq t_0 \quad (4)$$

A partir dos ensaios realizados, a constante de tempo e o ganho do evaporador foram determinados para os pontos de operação mencionados.

O ganho estático do evaporador diminuiu linearmente em função da temperatura de ebulição como mostra a figura (3). A medida em que a temperatura de ebulição diminuiu, aumentou a sensibilidade do superaquecimento mesmo a pequenas variações na vazão. Um modelo matemático do evaporador seria uma ferramenta de grande importância para auxiliar

na compreensão deste fenômeno.

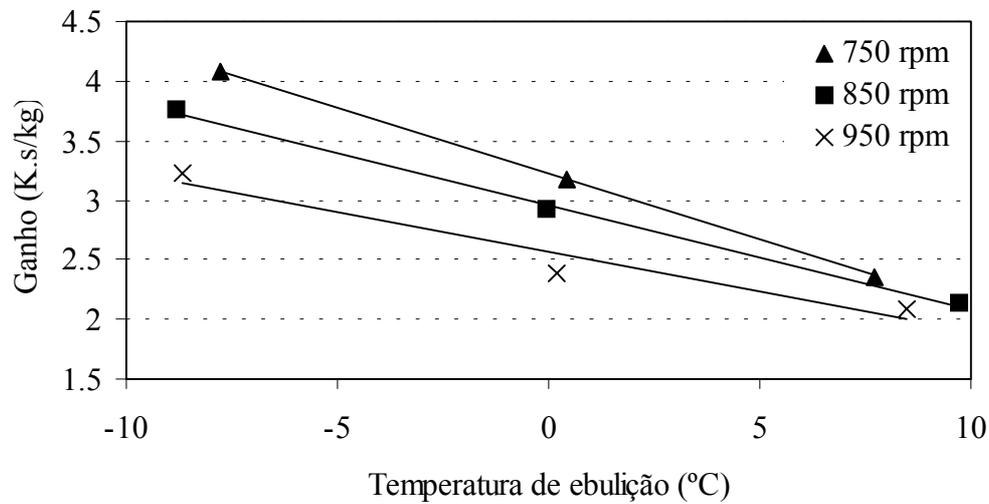


Figura 3 – Evolução do ganho do evaporador em função da temperatura de ebulição

A constante de tempo apresentou uma redução com o aumento da temperatura de ebulição (Fig. 4) pois, para uma rotação do compressor fixa, a densidade do fluido refrigerante na entrada do compressor cresce com a temperatura de ebulição, provocando um aumento na vazão mássica do fluido (Fig. 5). O aumento na vazão, por sua vez, faz com que as trocas térmicas ocorram com uma maior eficiência, fazendo com que o sistema alcance o regime permanente com maior rapidez.

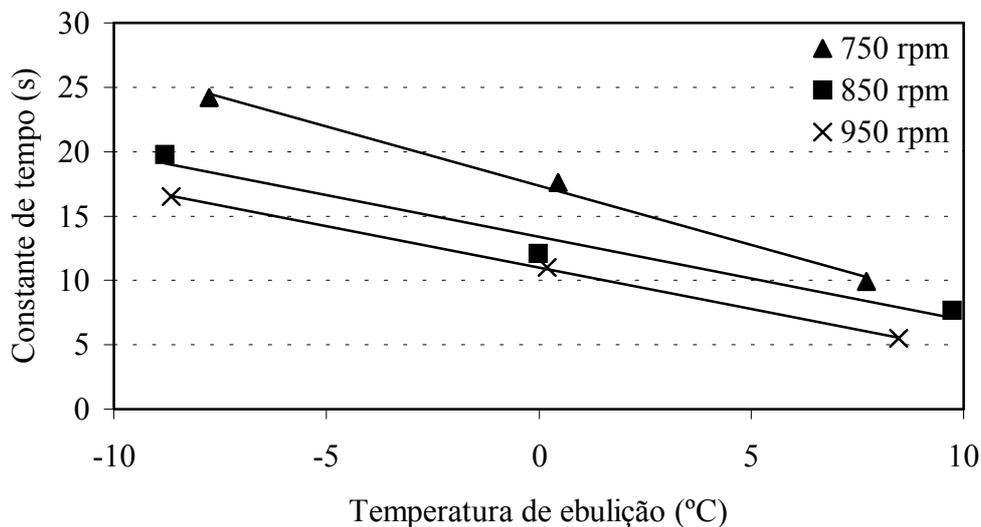


Figura 4 – Evolução da constante de tempo do evaporador em função da temperatura de ebulição

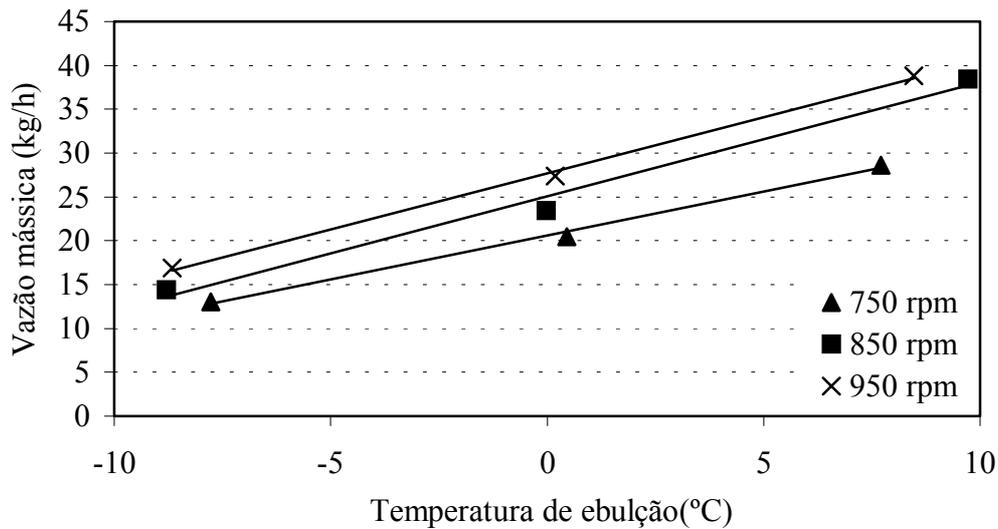


Figura 5 – Evolução da vazão na entrada do evaporador em função da temperatura de ebulição

As leis de variação do ganho e da constante de tempo do evaporador, foram identificadas a partir dos resultados por uma expressão da forma:

$$y = a_0 + a_1 N + a_2 T_{eb} + a_3 T_{eb}^2 + a_4 T_{eb} N + a_5 T_{eb}^2 N + a_6 T_{eb} N^2 + a_7 T_{eb}^2 N^2 \quad (5)$$

Nesta equação, T_{eb} é expressa em K e N em rps. Os coeficientes da Eq.(5) são dados pelas tabelas 1 e 2.

Tabela 1 – Coeficientes das constantes de tempo do evaporador

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
-1624,85	158,2617	23,7414	-0,06375	-2,62545	0,007346	0,048247	-0,00017

Tabela 2 – Coeficientes dos ganhos do evaporador

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
-995,644	79,00461	7,542197	-0,01424	-0,58294	0,001081	-0,00039	1,13E-06

5. CONCLUSÃO

Um estudo para determinar a resposta do grau de superaquecimento a perturbações do tipo degrau na vazão do fluido frigorífico na entrada do evaporador em diferentes pontos de funcionamento foi realizado. Este estudo permitiu determinar as leis das variações das grandezas características do evaporador (ganho e constante de tempo) em função da temperatura de ebulição. O conhecimento das características dinâmicas do evaporador será útil na elaboração de uma estratégia de comando da válvula de expansão. Os dados experimentais obtidos serão utilizados para validar um modelo numérico do evaporador operando em regime transiente.

REFERÊNCIAS

- Binneberg, P., Philipp, J. e Kraus, W. E., 1999, Variable-speed hermetic compressor in a household refrigerator. 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sydney, p.1-7, paper code 539, pre-print.
- Coulter, William H. e Bullard, Clark W., 1997, An experimental analysis of cycling losses in domestic refrigerator-freezers. ASHRAE Transactions , v. 103, parte 1, p.587-596.
- Maxwell, G. M., Shapiro, H. N. e WESTRA, D. G., 1989, Dynamics and control of a chilled water coil. ASHRAE Transactions, v. 95, parte 1, p.1243-1255.
- Murphy, W. E. e Goldschmidt, V. W., 1986, Cycling characteristics of a residential air conditioner-modeling of shutdown transients. ASHRAE Transactions, v. 92, parte 1A, p.186-202.
- O'Neal, D. L. e Katipamula, S., 1991, Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis. ASHRAE Transactions, v. 97, parte 2, p.316-323.
- Outtagarts, A., 1994, Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique alimenté par un détendeur électronique. Thèse de doctorat, INSA, Lyon, France.
- Pedersen, P. H., Poulsen, C. S. e Gundtoft, S., 1999, Refrigerators and freezers with variable speed compressors. 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sydney, p.1-7, paper code 153, pre-print.
- Radermacher, R. e Kim, K., 1996, Domestic refrigerators: recent developments. International Journal of Refrigeration, v. 19, N° 1, p.61-69.
- Stoecker, W. F., 1976, Dynamic performance of evaporators and superheat-controlled expansion valve. Australian refrigeration, air conditioning and heating, p.30-39 e 61.
- Tamainot-Telto, Z., Outtagarts, A., Haberschill, P. e Lallemand, M., 1996, Comportement dynamique de détendeurs thermostatiques de machines frigorifiques. International Journal of Refrigeration, v. 19, N° 2, p.124-131.
- Tassou, S. A. e Qureshi, T. Q., 1998, Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable speed refrigeration applications. International Journal of Refrigeration, v. 21, N° 1, p.29-41.
- Turiel, I. e Heydari, A., 1988, Analysis of design options to improve the efficiency of refrigerator-freezers and freezers. ASHRAE Transactions, v. 94, parte 2, p.1699-1712.

STUDY AND ANALYSIS OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF AN EVAPORATOR OF A REFRIGERATING MACHINE

Abstract. *Generally, power control of refrigerating machines is done by on/off compressor control. This kind of control is not the most suitable because it causes significant efficiency losses. A more efficient method of power control is the variable speed control which continuously matches the compressor capacity to the load. In order to successfully apply this method, knowledge of the dynamic behaviour of each component is required, particularly with respect to the expansion valve/evaporator. This work's aim is to determine the evaporator dynamic characteristics (gain, time constant) regarding to compressor speed and boiling temperature. Superheat response to perturbations on the refrigerating fluid flow rate at inlet of the evaporator was analyzed on different compressor speeds.*

Keywords: *Evaporator, Dynamic behaviour, Refrigerating machine.*