

GESTÃO ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA

Melo, C. M. T

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil cmtmelo@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H.

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil oscarhm@mecanica.ufu.br

Martins, G

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil gmartins@mecanica.ufu.br

Resumo

Este trabalho apresenta o modelo e a simulação, em regime permanente, de um ciclo de refrigeração acoplado a um refrigerador doméstico típico, objetivando à redução do consumo de energia destes equipamentos, uma vez que eles contribuem com uma parcela de aproximadamente um terço do consumo residencial total. As estratégias de gestão e otimização baseiam-se na substituição do compressor convencional por um compressor de velocidade variável, tamanho ótimo do capilar (comprimento e diâmetro), espessura ideal do isolamento das paredes do gabinete. O modelo do gabinete leva em consideração as resistências térmicas impostas pelos diferentes materiais de construção do mesmo e processo de infiltração de ar para o interior do gabinete por ocasião da abertura e fechamento da porta.

Palavras-chave: refrigeração, simulação, energia

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, existe, no Brasil e no mundo, uma grande preocupação com o uso mais eficiente e racional da energia, estimulada pelas recentes crises no setor de produção e distribuição de energia elétrica. Não se pode pensar somente em ampliar a oferta de energia, também é necessário saber como estão sendo utilizados os recursos energéticos, se estão sendo utilizados de forma eficiente. O setor residencial é aquele que possui menor eficiência na conversão de energia, com apenas 36 %, verificado no ano de 1993. Um índice preocupante considerando-se este setor como o de maior crescimento anual e ainda o segundo maior setor consumidor do país com 28 % de participação no consumo de energia. O desenvolvimento de pesquisas de novas tecnologias para o projeto de sistemas mais eficientes ou a adequação de sistemas já em operação, identificando e minimizando as fontes de perda de eficiência para que haja um funcionamento ótimo, está sendo uma das medidas mais importantes para um crescimento racional do setor de eletrodomésticos. Em sistemas residenciais é comum o uso de equipamentos de refrigeração que operam através de ciclos de compressão de vapor, Figura (1).

O princípio de funcionamento destes sistemas é a absorção de calor através de um fluido.

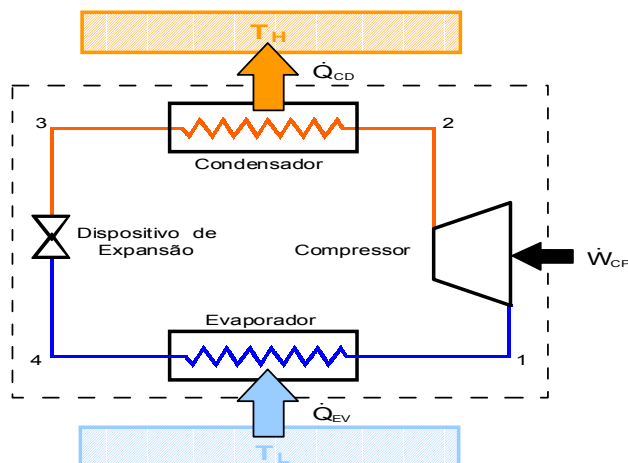


Figura 1. Diagrama do ciclo de compressão a vapor

Sistemas deste tipo raramente operam em sua plena capacidade durante todo o tempo, assim para se poupar energia utilizam-se estratégias para controlar o seu funcionamento. A estratégia mais utilizada é a do tipo “liga/desliga” (*on-off*).

O ciclo de refrigeração real proposto neste trabalho segue o esquema do diagrama da Fig. (1), considerando processos termodinâmicos irreversíveis, fazendo com que o coeficiente de performance (rendimento) seja menor do que o de Carnot (Incropera et al, 1998).

Com base na Fig. (1) é desenvolvido um programa, em Compac Visual Fortran 6, composto por subrotinas que contém o modelo de cada componente do ciclo de refrigeração proposto, em regime permanente, (compressor, condensador, tubo capilar, evaporador, linha de sucção do compressor e gabinete) para a simulação do sistema de refrigeração. O fluido refrigerante utilizado é R134a. Os modelos do trocador de calor da linha de sucção, evaporador e condensador foram baseados nas equações termodinâmicas e de transferência de calor, em regime permanente, conforme Klein (1998). O trocador de calor é constituído por tubo cilíndrico em contracorrente com o tubo capilar, o condensador é do tipo arame sobre tubo aletado e o evaporador é do tipo “roll bond”, constituído por placas de alumínio justapostas formando canais por onde circula o fluido refrigerante. O modelo do tubo capilar baseia-se na equação de perda de carga, equação da continuidade e quantidade de movimento, conforme Melo (2003) e Melo (2004).

2. MODELO DO COMPRESSOR

O compressor é o componente mais importante de um sistema de refrigeração, responsável por manter a diferença de pressão exigida no sistema e no caso de um compressor de velocidade variável, sua velocidade de rotação pode ser ajustada de acordo com a temperatura ambiente e a carga térmica exigida, evitando o consumo desnecessário de energia, conforme o modelo de Lebrun et al (1999), modificado por Oliveira (2002).

Um dos objetivos básicos da modelagem do compressor é a obtenção da potência consumida para, a partir daí, propor melhorias visando um menor consumo de potência. Além da potência consumida, o modelo usado neste trabalho permite prever o taxa mássica, condições do refrigerante na saída, temperatura da carcaça e o volume de fluido deslocado. O modelo do compressor proposto traz, de forma explícita, a velocidade de rotação do compressor, conforme Eq (1), considera a existência de uma parede fictícia, com temperatura uniforme (T_w), capaz de intermediar as transferências de calor realizadas pelo compressor, conforme a Fig. (2).

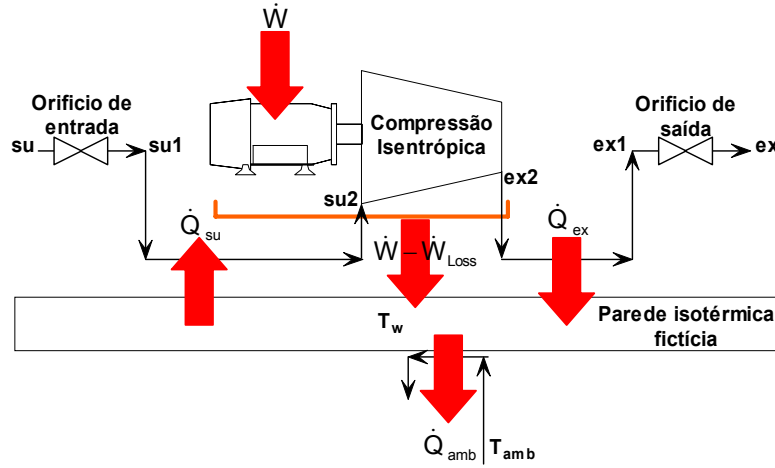


Figura 2. Representação esquemática das entradas e saídas do compressor e trocas térmicas com a parede fictícia.

$$\frac{\dot{m}v_{su2}}{N} = V_s - V_c \left(\frac{v_{su2}}{v_{ex2}} - 1 \right) \quad (1)$$

onde:

$$V_c = C_f V_s \quad (2)$$

N: velocidade de rotação do compressor

V_s : deslocamento geométrico do compressor

v_{su2} : volume específico do fluido na entrada do compressor

v_{ex2} : volume específico do fluido na saída do compressor

C_f : fator de volume morto

O regime permanente é alcançado quando o balanço de energia na parede fictícia é satisfeito, conforme apresenta a Eq. (3).

$$\dot{E}_g + \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (3)$$

2.1. Predição da Potência do Compressor

A potência do compressor é obtida através do somatório de várias parcelas como:

i) potência de compressão isoentrópica interna: \dot{W}_s

ii) perdas mecânicas proporcional à potência de compressão isoentrópica: $\alpha \dot{W}_s$

iii) perdas mecânicas constantes: \dot{W}_{Loss}

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \alpha \dot{W}_s + \dot{W}_{loss} \quad (4)$$

3. MODELO DO GABINETE

Neste trabalho, desenvolveu-se um modelo para o gabinete que permite a análise de sensibilidade em relação à espessura do isolamento e trocas térmicas por infiltração.

O modelo baseia-se no processo de transferência de calor unidimensional através das paredes e porta do refrigerador. O cálculo do coeficiente global de troca térmica é obtido de maneira simples, resolvendo-se problema de condução de calor através de parede composta, formada por chapa metálica, isolamento e caixa plástica e através do cálculo da carga de infiltração de ar no gabinete por ocasião da abertura e fechamento da porta do refrigerador (ASHRAE, 1997; ASHRAE, 1998).

Embora o modelo do gabinete não considere a carga térmica dos produtos ali armazenados, é verificado na literatura (ASHRAE, 1998) que a água é o constituinte básico dos alimentos, fazendo com que haja um aumento da umidade dentro do gabinete além do aumento da carga térmica. A umidade promove uma carga extra no sistema de compressão a vapor (calor latente) e promove uma ineficiência no sistema de resfriamento.

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica do gabinete, consideram-se paredes unidimensionais e trocas de calor por condução e convecção conforme a Eq. (5).

$$UA_{tt} = \left(\frac{A_{ex_{gab}}}{R_{ext} + R_{i_{inf}} + R_{i_{sup}} + R_{i_{vt}} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}} \right) \quad (5)$$

$$A_{ext_{gab}} = A_l + A_h + A_f \quad (6)$$

$A_{ext_{gab}}$: área externa global de troca térmica do refrigerador

R_{ext} : resistência externa à transferência de calor por condução

$R_{i_{sup}}$: resistência interna à transferência de calor por convecção na superfície horizontal superior

$R_{i_{inf}}$: resistência interna à transferência de calor por convecção na superfície horizontal inferior

$R_{i_{vt}}$: resistência interna à transferência de calor por convecção nas superfícies verticais

O Cálculo do calor trocado \dot{Q}_p entre o gabinete e o meio exterior é obtido através da Eq. (7).

$$\dot{Q}_p = UA_{tt} (T_{amb} - T_{gab}) \quad (7)$$

3.1. Cálculo da Carga Térmica Devido à Infiltração de Ar no Gabinete.

A segunda parcela de calor envolvida no modelo do gabinete refere-se à carga de infiltração de ar por ocasião da abertura e fechamento da porta, conforme Eq. (8), análogo ao procedimento de cálculo de infiltração de ar para sistemas de ar condicionado (ASHRAE, 1997).

$$\dot{Q}_{pt} = V_{ar} A_{ex_{gab}} (h_{ar_{ext}} - h_{ar_{gab}}) \rho_{ar} dt \quad (8)$$

onde:

$$h_{ar_{gab}} = f(ArH_2O, T_{gab}, P_{atm}, \Phi = 1) \quad (9)$$

$$h_{ar_{ext}} = f(ArH_2O, T_{amb}, P_{atm}, \Phi_{ar}) \quad (10)$$

\dot{Q}_{pt} : taxa de transferência de calor por infiltração de ar por ocasião da abertura da porta do refrigerador

V_{ar} : velocidade média do ar (0,3 a 1,5 m/s, conforme ASHRAE, 1998)

$A_{ex_{gab}}$: área externa de troca térmica do gabinete

$h_{ar_{ext}}$: entalpia do ar externo ao gabinete

$h_{ar_{gab}}$: entalpia do ar no interior do gabinete

ρ_{ar} : densidade do ar na temperatura de bulbo seco

dt : tempo de abertura de porta [min/h]

Φ : humidade relativa

A carga térmica total do gabinete é o somatório das parcelas de infiltração de ar e transferência de calor através das paredes unidimensionais, conforme a Eq. (11).

$$\dot{Q}_{gab} = \dot{Q}_{pt} + \dot{Q}_p \quad (11)$$

4. RESULTADOS

Sabendo-se que a simulação de sistemas é a solução simultânea das equações que representam o comportamento característico de todos os componentes que compõem o ciclo de refrigeração, juntamente com as apropriadas equações de conservação de massa, energia e equações de estado, o modelo proposto foi simulado e validado comparando-se os resultados das simulações obtidas com os resultados experimentais de Klein (1998), uma vez que o refrigerador modelado foi o mesmo utilizado nos testes experimentais do referido autor.

Analisando o modelo do gabinete proposto, o modelo de Klein (1998) e o modelo de Silva (1998), verificou-se concordância dos valores do coeficiente global de troca térmica do gabinete encontrado nos três diferentes modelos, conforme Fig. (3), embora a metodologia de obtenção deste parâmetro seja diferente nos três casos.

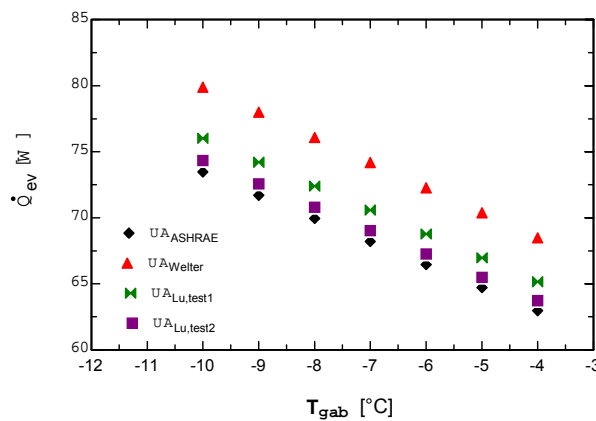


Figura 3. Carga frigorífica do gabinete em função da temperatura interna do gabinete, à temperatura ambiente constante (32°C).

Conforme a Fig. (3), verifica-se que o comportamento da carga frigorífica em função da temperatura interna do gabinete é análogo em ambos os casos, discordando apenas por um fator de correção que pode ser determinado através de comparações com dados experimentais.

Em relação ao compressor de velocidade variável, as figuras (4) e (5) mostram como o consumo de potência, a capacidade frigorífica e a temperatura interna do gabinete variam em função da

velocidade de rotação do compressor. Pode-se inferir dos gráficos abaixo que quanto menor a temperatura ambiente e a carga de refrigeração do sistema, menor a velocidade de rotação exigida e conseqüentemente menor o consumo de energia, o qual era esperado.

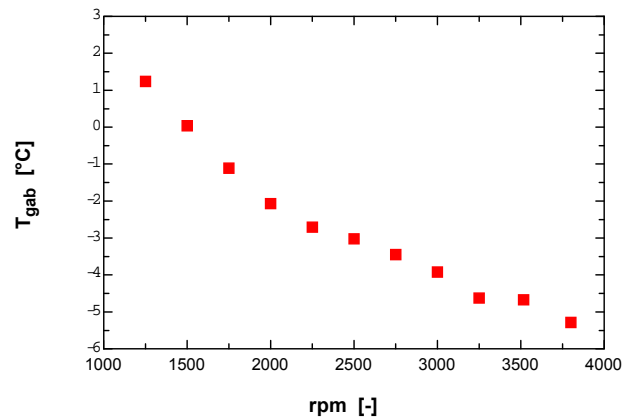


Figura 4. Temperatura interna do gabinete em função da velocidade de rotação do compressor, à temperatura ambiente constante.

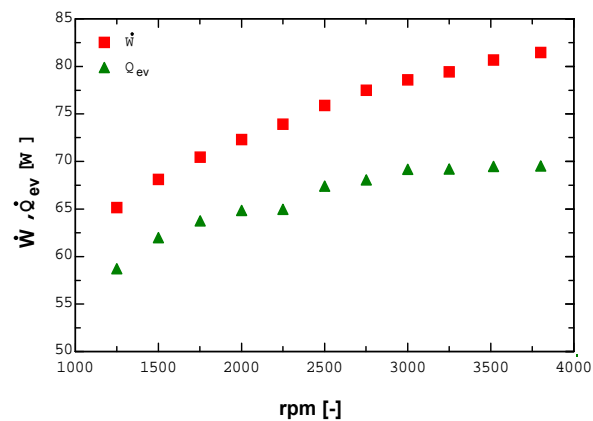


Figura 5. Potência consumida e Capacidade frigorífica em função da velocidade de rotação do compressor, à temperatura ambiente constante (32°C).

Em dias mais frios ou à noite, quando a porta da geladeira quase não é aberta, ou quando a carga devido a presença de alimentos é pequena, o ajuste na rotação do compressor é desejável.

Ao simular o comportamento do sistema, à temperatura ambiente constante, verifica-se que com o um pequeno aumento no número de aletas do condensador, a temperatura de condensação e evaporação, Fig. (5), permanecem praticamente constantes. A capacidade frigorífica e a potência consumida, Fig. (6), variam muito pouco, conforme verificado por Welter (2001). Este comportamento ocorre porque o calor dissipado tem um limite e isto indica que o número máximo de aletas recomendado, em geladeiras domésticas, já está otimizado, o que é verificado nas simulações realizadas.

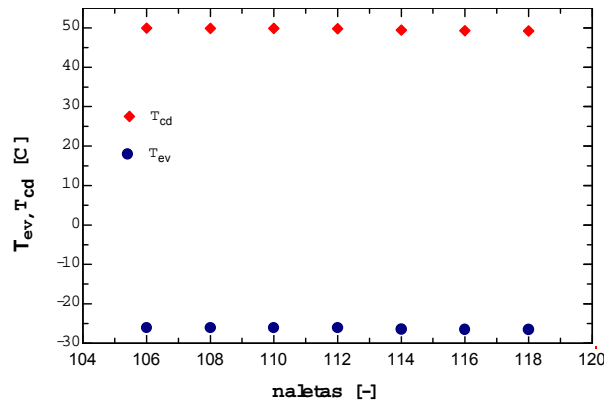


Figura 5. Temperatura de evaporação e condensação em função do número de aletas

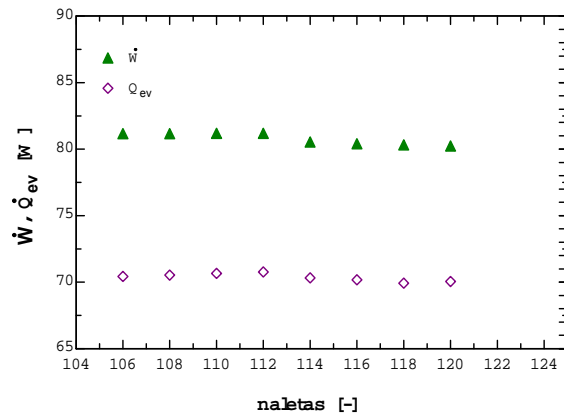


Figura 6. Potência consumida e capacidade de evaporação em função do número de aletas

Conforme verifica-se na Fig. (7), a redução do diâmetro interno do capilar promove uma queda no consumo de potência, aumento da capacidade frigorífica, além de reduzir as temperaturas de evaporação e temperatura interna do gabinete.

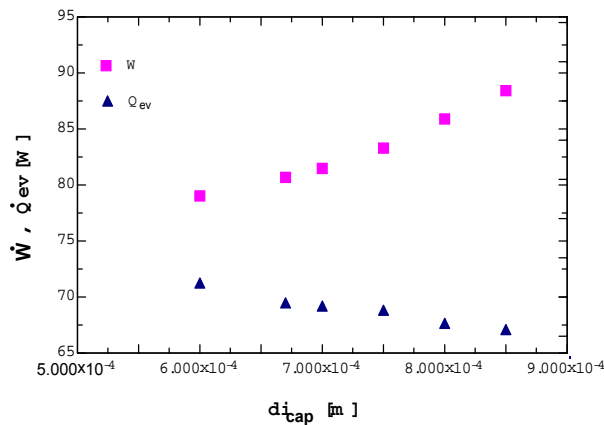


Figura 7. Potência Consumida e Capacidade de evaporação em função do diâmetro interno do compressor

Através das Fig. (8), (9) e (10), verifica-se a influência da umidade nos parâmetros operacionais por ocasião da abertura da porta do refrigerador, à temperatura ambiente constante. Quanto maior a umidade, maior a capacidade frigorífica, a potência consumida pelo compressor, a temperatura de evaporação e a temperatura interna do gabinete. O aumento de umidade no sistema faz com que o COP seja reduzido, conforme verificado nas simulações realizadas.

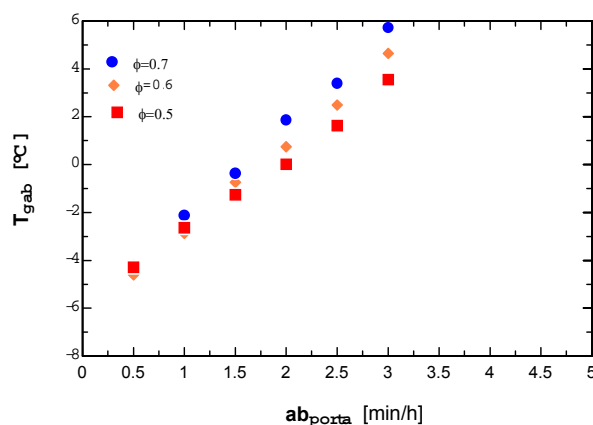


Figura 8. Temperatura interna do gabinete em função do tempo de abertura de porta do gabinete

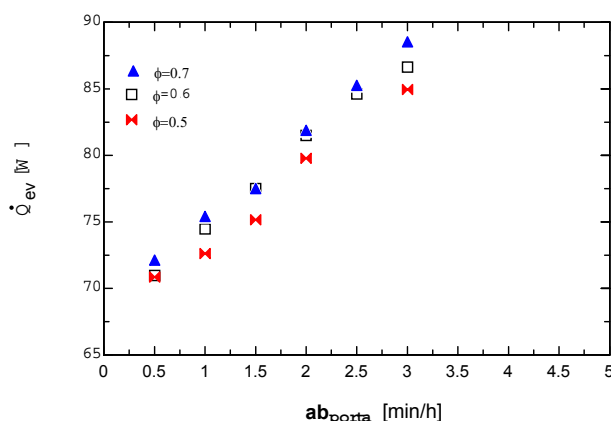


Figura 9. Carga frigorífica em função do tempo de abertura de porta do gabinete

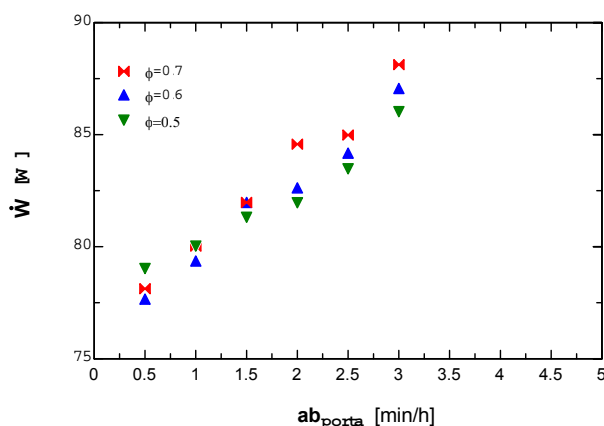


Figura 10. Potência consumida em função do tempo de abertura de porta do gabinete

Alterando a espessura de isolamento do gabinete em aproximadamente dez milímetros (1cm), houve uma redução significativa da carga frigorífica imposta pelo mecanismo de transferência de calor do ambiente para o interior do gabinete e do trabalho consumido pelo compressor, conforme a Fig. (11). Verifica-se, também, através das simulações realizadas, uma redução bastante significativa na temperatura interna do gabinete, além um ligeiro aumento do COP do sistema.

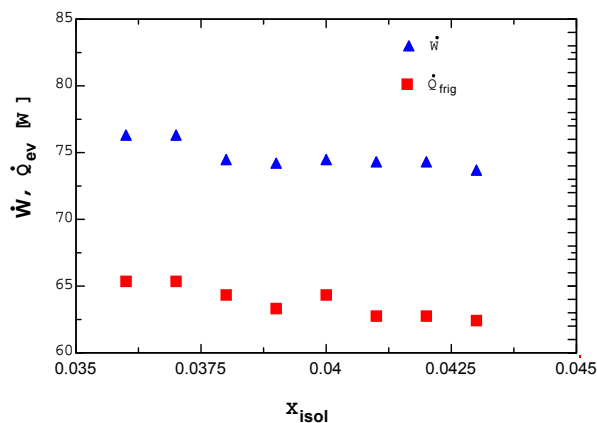


Figura 8.11: Potência consumida e Capacidade de evaporação em função da espessura do isolamento das paredes do gabinete

5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos nas simulações realizadas mostraram-se coerentes com trabalhos da literatura. A redução do diâmetro interno do capilar, número de aletas ideal, redução da infiltração de ar no gabinete por ocasião da abertura da porta, utilização de um compressor de velocidade variável, são medidas de gestão de energia, pois são alternativas que promovem redução no consumo energético. O ajuste da velocidade de rotação do compressor é desejável em diferentes situações como: dias com altas e baixas temperaturas, a exigência de alta ou baixa carga de refrigeração dependendo da quantidade de alimentos armazenados ou da temperatura exigida. A próxima etapa de gestão de energia dos sistemas domésticos de refrigeração é a utilização de um processo de co-geração onde se utiliza o calor proveniente do condensador para aquecimento de água para uso sanitário, assim como a análise térmica das vantagens e desvantagens do uso de degelo automático.

Embora seja possível fazer inúmeras alterações no ciclo de refrigeração que vise à redução no consumo de energia, deve-se ter o cuidado de fazer uma análise termo-econômica por ocasião da implantação das mesmas, pois muitas vezes estas alterações são possíveis mais inviáveis devido ao alto custo de implementação.

6. AGRADECIMENTOS

Ao órgão de fomento à pesquisa, FAPEMIG e ao Laboratório de Energia e Sistema Térmicos da Universidade Federal de Uberlândia (UFU).

7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE Handbook, 1997, “Fundamentals” SI Edition
- ASHRAE Handbook, 1998, “Refrigeration”, SI Edition
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1998 “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 4ª Edição, tradução de Sérgio Stamile Soares
- Klein, F.H., 1998 “Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis.
- Lebrun, J., Winandy, E. and Grodent, M., 1999, “Simplified Modelling of An Open-Type Reciprocating Compressor Using Refrigerants R22 And R410a 2ª Part: Model”, 20th International Congress of Refrigeration, Sydney Australia, September.
- Melo, C. M.T, Mendoza, O. S. H, 2003, “Modelagem e Simulação em Estado Estacionário de um

Refrigerador Doméstico”, 13° POSMEC-, UFU, Uberlândia, MG.

Melo, C. M. T, Mendoza, O. S. H, et al, 2004, “Parametric Steady State Modeling and Simulation of a Domestic Refrigerator” Science & Engineering Journal, Ano 13, julho/dezembro 2004,-em julgamento.

Oliveira, J. E. S., 2002, Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG.

Silva. L. W.; Melo. C; 1998, “Distribuição do fluxo de calor nas superfícies externas de um refrigerador doméstico”, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, outubro, Fortaleza, Ceará.

Welter, B.M., 2001, “Utilização de Modelos Matemáticos na Implementação de um Programa de Computador para Simulação de Refrigeradores Domésticos”, Dissertação de Mestrado, PUCPR, Curitiba.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

ENERGY MANAGENMENT IN DOMESTIC REFRIGERATION SYSTEM

Melo, C. M. T

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil –cmtmelo@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H.

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil –oscarhm@mecanica.ufu.br

Martins, G.

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil gmartins@mecanica.ufu.br

Abstract

This work presents model and simulation in steady state of refrigerator cycle coupled the cabinet in order to make optimization and energy management. The domestic refrigerator contribute with about one third from total residential energy consume. The optimization and management decrease energy consume. The strategies of energy management utilized have been based in replace conventional compressor to variable speed compressor, ideal capillary tube length and diameter, ideal thickness insulating layer. The cabinet model have been considered the thermal resistance from different materials and the airflow infiltration process into cabinet when the door have been opening.

Keywords: refrigeration, simulation, energy.