

## FRIGUS – UM PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

**Luciano Amaury dos Santos, Nathan Mendes, Cláudio Henrique Macedo Alves Filho**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná – Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – Laboratório de Sistemas Térmicos  
Rua Imaculada Conceição, 1155 – Curitiba, PR – 80001-970  
[nmendes@ccet.pucpr.br](mailto:nmendes@ccet.pucpr.br)

**Eduardo Alves Cardoso**

Electrolux do Brasil S.A. – Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento – Produtos Frios  
Rua Ministro Gabriel Passos, 360 – Curitiba, PR – 81520-900  
[eduardo.aa.cardoso@electrolux.com.br](mailto:eduardo.aa.cardoso@electrolux.com.br)

**Resumo.** Neste artigo é apresentado o FRIGUS, um programa de simulação de refrigeradores e freezers (atualmente inteiramente dedicado a produtos de uma porta, com sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores) dando-se ênfase às formulações usadas nele para descrever o funcionamento do sistema de refrigeração. Atualmente o FRIGUS está sendo dotado de três diferentes modelos para este sistema, com diferentes níveis de complexidade. No primeiro modelo o usuário simplesmente especifica a capacidade de refrigeração e uma porcentagem dela que corresponde à potência requerida pelo compressor, no segundo modelo a solução de um sistema de quatro equações não-lineares é usada para determinar as temperaturas de evaporação e de condensação e as entalpias nas entradas do compressor e do evaporador. A partir destes dados aquelas capacidade e potência podem ser determinados. No terceiro modelo é empregado um sistema de (basicamente) cinco equações que permite uma descrição da influência de variações no comprimento do tubo capilar e da carga de refrigerante na performance do refrigerador. O artigo é encerrado com alguns resultados e conclusões preliminares.

**Palavras chave:** refrigeração, simulação de sistemas térmicos, refrigerador doméstico.

### 1. Introdução

Em função de objetivos relacionados à ecologia e à economia, em todo o mundo as alterações de projeto de refrigeradores domésticos (buscando a redução de seu consumo de energia e a substituição dos fluidos refrigerantes utilizados tradicionalmente, por outros menos danosos ao meio-ambiente) vêm se tornando cada vez mais freqüentes. Programas de simulação do comportamento de refrigeradores têm auxiliado os engenheiros e técnicos na elaboração destas alterações de projeto. Em face desta realidade e da crise energética brasileira, desde 1999 vem sendo desenvolvido o programa FRIGUS como parte da cooperação técnica e científica entre os laboratórios de Sistemas Térmicos da Pontifícia Universidade Católica do Paraná e de Pesquisa e Desenvolvimento da Electrolux do Brasil S/A prevista em convênio firmado entre estas duas instituições.

Neste artigo é dada especial atenção aos modelos utilizados no FRIGUS para representar o sistema de refrigeração, com o objetivo de favorecer a discussão destes modelos durante a apresentação do artigo e, enfim, obter informações e opiniões que possam ser usadas para aprimorar, no FRIGUS, esta parte particularmente importante de um programa de simulação de refrigeradores. Antes de entrar em detalhes destes modelos, entretanto, a formulação utilizada na simulação da evolução das temperaturas no gabinete do refrigerador será brevemente apresentada.

### 2. Evolução das Temperaturas no Gabinete

A simulação da evolução das temperaturas no gabinete de um refrigerador pelo FRIGUS é baseada em um sistema de equações diferenciais ordinárias da forma

$$m_i \cdot c_i \cdot \frac{dT_i}{dt} = \sum_j q_{ji} + \dot{Q}_i \quad (1)$$

onde  $q_{ji}$  é o fluxo de calor entre o  $j$ -ésimo elemento do refrigerador (que está à uma temperatura média  $T_j$ ) e o elemento  $i$ . Um elemento aqui pode representar o volume de ar contido em um determinado compartimento do refrigerador, ou uma camada de uma das paredes do refrigerador, um pacote de carga térmica ou ainda, por exemplo, a massa de

alumínio do evaporador. O fluxo de calor  $q_{ji}$  [W] é dado por  $q_{ji} = U_{ij} \cdot A_{ij} \cdot (T_j - T_i)$  onde  $U_{ij}$  é um coeficiente global de transferência de calor entre os elementos  $i$  e  $j$  e  $A_{ij}$  é a área de troca de calor correspondente.

A principal utilidade do termo de geração de calor  $\dot{Q}_i$  [W] é a representação dos valores da capacidade de refrigeração do evaporador ou do calor liberado no condensador pelo fluido refrigerante (quando o elemento  $i$  é o evaporador ou o condensador). Os símbolos  $m_i$  e  $c_i$  representam respectivamente a massa e o calor específico de  $i$ .

### 2.1. Solução numérica do sistema de equações diferenciais ordinárias

Para integrar no tempo a Eq. (1), dadas como condições iniciais, temperaturas para cada um dos elementos do refrigerador, o FRIGUS utiliza o método de Euler modificado. Neste método é usado um passo de predição, em que a derivada das funções que se deseja conhecer é estimada a partir dos valores conhecidos das variáveis no instante de tempo  $t^n$

$$\dot{T}_i^P(t^{n+1/2}) = \left( \frac{dT_i}{dt} \right)_{t^n} = \frac{1}{m_i \cdot c_i} \cdot \left( \sum_j q_{ji} + \dot{Q}_i \right) \quad (2)$$

Em seguida os valores das variáveis (temperaturas, no caso), são avaliados no instante  $t^{n+1} = t^n + \Delta t$  usando o método de Euler à frente (explícito)

$$T_i^P(t^{n+1}) = T_i(t^n) + \dot{T}_i^P(t^{n+1/2}) \cdot \Delta t \quad (3)$$

É executado então o passo de correção, em que as derivadas são estimadas novamente, agora utilizando os últimos valores preditos de temperatura para o cálculo dos fluxos de calor envolvidos

$$\dot{T}_i^C(t^{n+1/2}) \approx \left( \frac{dT_i}{dt} \right)_{t^{n+1}} = \frac{1}{m_i \cdot c_i} \cdot \left( \sum_j q_{ji} + \dot{Q}_i \right)_{t^{n+1}} \quad (4)$$

para fazer-se uma correção da estimativa das temperaturas usando

$$T_i^C(t^{n+1}) = T_i(t^n) + \Delta t \cdot \left[ \dot{T}_i^P(t^{n+1/2}) + \dot{T}_i^C(t^{n+1/2}) \right] / 2 \quad (5)$$

O passo de correção pode ser repetido indefinidamente sempre calculando-se as derivadas corrigidas, através da Eq. (4), utilizando os valores de temperatura corrigidos, através da Eq. (5), mais recentes. Se o passo de correção for repetido até que os valores de temperatura corrigidos parem de variar, ter-se-á um método implícito de segunda ordem de acurácia no tempo.

Foi adotada, no FRIGUS, a abordagem em que o passo de correção é repetido até que um certo critério de convergência seja atingido. As correções são repetidas enquanto a seguinte expressão lógica for verdadeira

$$0,01 \text{ K} < \max_i \left| \dot{T}_i^C - \dot{T}_i^P \right| \cdot \Delta t \quad \text{ou} \quad 0,0001 \text{ K} < \max_i \left| T_i^C - T_i^* \right| \quad (6)$$

onde  $T_i^C - T_i^*$  representa a diferença entre as temperaturas obtidas em duas estimativas sucessivas (que podem ser dois passos de correção ou um passo de predição e o passo de correção que o segue).

Para adaptar o passo de tempo utilizado neste método numérico às variações abruptas de temperatura que ocorrem logo após a ligação ou o desligamento do compressor e às variações mais suaves que ocorrem nos intervalos entre estes dois eventos foi escolhido o seguinte critério para modificação do passo de tempo

$$\Delta t = \begin{cases} 0,95 \cdot \Delta t & \text{se } 0,01 \text{ K} < \max_i \left| \dot{T}_i^C - \dot{T}_i^P \right| \cdot \Delta t \quad \text{ou} \quad 0,0001 \text{ K} < \max_i \left| T_i^C - T_i^* \right| \\ 1,125 \cdot \Delta t & \text{se } \max_i \left| \dot{T}_i^C - \dot{T}_i^P \right| \cdot \Delta t \leq 0,001 \text{ K} \quad \text{ou} \quad \max_i \left| T_i^C - T_i^* \right| \leq 0,0001 \text{ K} \end{cases} \quad (7)$$

Quando nenhuma das expressões lógicas à direita das palavras "se" na Eq. (7) é satisfeita, o passo de tempo permanece inalterado. As Eqs. (6) e (7) refletem uma preocupação em controlar o erro de truncamento introduzido pela integração numérica do sistema de equações diferenciais ordinárias representadas pela Eq. (1) e também controlar a convergência das iterações de predição-correção do método de Euler modificado. Mas são expressões cujo uso é baseado apenas em experiências bem sucedidas. Falta-lhes um suporte teórico rigoroso.

### 3. Modelos para o Sistema de Refrigeração

Uma forma conveniente de denominar os modelos para o sistema de refrigeração cujo uso está previsto no desenvolvimento do FRIGUS é: Modelo 0 (chamado de "básico" na interface do FRIGUS), Modelo 1 (chamado de "avançado" na interface da versão do FRIGUS já disponível no Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de Produtos Frios da Electrolux do Brasil S.A., mas que deverá ser chamado de "intermediário" na próxima versão) e Modelo 2 (que será o modelo "avançado" da próxima versão do FRIGUS). Todos estes modelos são quase-estáticos. Isto significa que eles desconsideram os efeitos das derivadas temporais das variáveis que utilizam na performance do ciclo de refrigeração. Assim as inércias térmicas e mecânicas associadas ao fluido refrigerante, ao compressor e ao trocador de calor tubo capilar - linha de sucção são desprezadas, embora as inércias térmicas das massas metálicas do evaporador e do condensador sejam levadas em conta (através do modelo para a evolução das temperaturas no gabinete). Para cada par de valores de temperaturas do evaporador e do condensador, fornecidos pelo modelo da evolução das temperaturas no gabinete, os modelos do ciclo de refrigeração fornecem as magnitudes correspondentes do calor absorvido no evaporador (capacidade de refrigeração), do calor perdido pelo fluido no condensador e da potência elétrica requerida pelo compressor. E estas quantidades, calculadas por meio de um dos modelos do ciclo (pelo qual o usuário optou), vão realimentar o modelo do gabinete.

Para calcular as magnitudes que deve fornecer ao modelo do comportamento térmico do gabinete, o Modelo 0 efetivamente não precisa conhecer as temperaturas do evaporador e do condensador, já que o usuário deve fornecer a ele a capacidade de refrigeração e a porcentagem dela que representa a potência requerida pelo compressor (enquanto ele está ligado).

O Modelo 1, por sua vez, utiliza quatro equações (balanços de energia no evaporador, no condensador, no trocador de calor tubo capilar - linha de sucção pelo lado do tubo capilar e no mesmo trocador pelo lado da linha de sucção) para determinar quatro incógnitas: temperatura de evaporação,  $T_{evaporação}$ ; temperatura de condensação,  $T_{condensação}$ ; entalpia na entrada do compressor,  $h_1$ , e entalpia na entrada do evaporador,  $h_4$  (os subscritos numéricos são referentes aos estados do fluido refrigerante indicados no diagrama da Fig. (1)). A partir dos valores destas incógnitas é que são determinadas a potência requerida pelo compressor e os calores absorvido no evaporador e perdido no condensador. Note que o usuário fornece, entre outros dados, o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador e o grau de sub-resfriamento na saída do condensador.

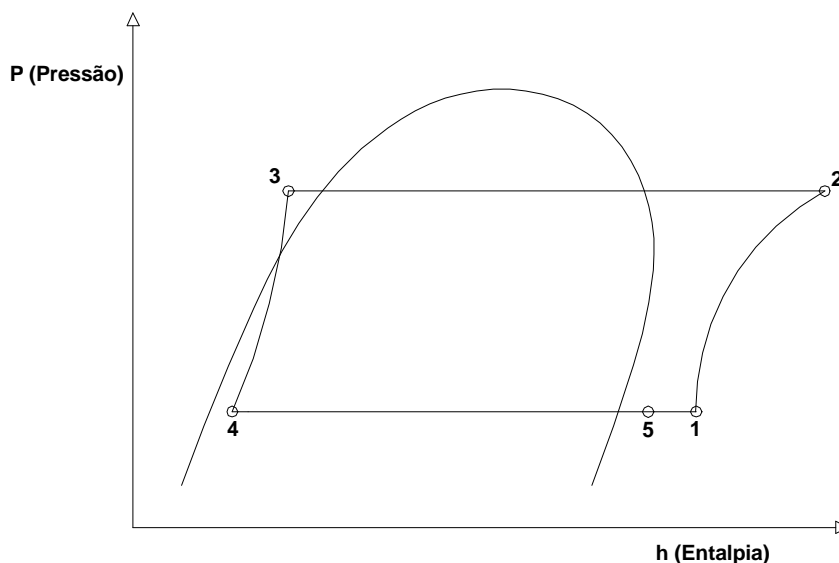


Figura 1: Ciclo de refrigeração com troca de calor entre linha de sucção (estados entre 5 e 1) e dispositivo de expansão (estados entre 3 e 4) representado em um diagrama P-h.

O Modelo 2 utiliza basicamente as mesmas equações de balanço de energia utilizadas no Modelo 1 e as mesmas incógnitas, porém são acrescentadas a elas uma equação, que descreve o comportamento do tubo capilar (relacionando fluxo de massa que flui através dele com o estado do fluido na sua entrada e a pressão na sua saída), e uma incógnita: a massa de fluido contida no condensador.

Representar um sistema de refrigeração operando segundo o ciclo mostrado na Fig. (1) utilizando apenas quatro ou cinco equações não é uma tarefa simples e convém, portanto, utilizar equações (e variáveis) auxiliares, cujo resultado é substituído nas quatro ou cinco equações principais que constituem o sistema de equações a resolver. Nestas equações auxiliares, que descrevem, por exemplo, a troca de calor no condensador dependendo da massa de fluido contida nele, é que residem algumas das principais diferenças entre o Modelo 2 e o Modelo 1.

Um fato, que deve ser prontamente reconhecido, é o de que os modelos utilizados no FRIGUS para representar o sistema de refrigeração podem ser vistos como formas simplificadas daqueles propostos por Jakobsen (1995) e Jakobsen et al. (2001). A simplificação daqueles modelos, a forma de resolver os sistemas de equações obtidos e o modo de acoplar os modelos do ciclo de refrigeração com o modelo do comportamento térmico do gabinete do refrigerador são os principais pontos em que o presente trabalho se distingue daqueles de Jakobsen e seus colaboradores.

#### 4. Modelo 0 (básico)

No Modelo 0 o sistema de refrigeração encontra-se sempre em um de dois estados possíveis: o estado em que o compressor está operando e o outro em que não está.

Supõe-se que, enquanto o compressor está operando, calor é retirado do evaporador (este calor retirado é representado por um valor negativo para o termo  $\dot{Q}_i$  na Eq. (1), sendo  $i=evaporador$ ) a uma taxa constante. Enquanto o compressor está desligado esta taxa é considerada nula, e enquanto o compressor está operando ela é dada por um valor de capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) fornecido pelo usuário. A energia consumida pelo refrigerador é obtida integrando-se a potência elétrica consumida pelo refrigerador ao longo de cada ciclo liga/desliga do compressor. Esta potência consumida ( $\dot{W}$ ) é dada pela equação.

$$\dot{W} = \dot{Q}_{evap} / COSP \quad (8)$$

onde  $COSP$  (*Coefficient of System Performance*) é um coeficiente de performance médio do sistema.

O calor perdido pelo fluido refrigerante no condensador ( $\dot{Q}_{cond}$ ) enquanto o compressor está operando é calculado como a soma do calor absorvido no evaporador com a potência consumida pelo compressor. Este valor é usado no cálculo da temperatura do condensador que aparece entre os resultados fornecidos pelo FRIGUS.

#### 5. Modelo 1 (intermediário)

O modelo intermediário do sistema de refrigeração implementado no FRIGUS tem como objetivo representar, de uma maneira simplificada, a dependência que a performance deste sistema tem com relação às temperaturas do evaporador e do condensador.

O ciclo em que este modelo se baseia, mostrado na Fig. (1), é um ciclo padrão de refrigeração ligeiramente modificado pela presença da troca de calor entre a linha de sucção (percorrida entre os estados 5 e 1) e o dispositivo de expansão (percorrido entre os estados 3 e 4) e pela compressão (entre os estados 1 e 2) não-isentrópica.

##### 5.1. Equações principais do Modelo 1

O sistema de equações que representa este modelo é obtido a partir de balanços de energia para regime permanente (calor que entra – calor que sai = 0) nos seguintes componentes do refrigerador:

- evaporador

$$h_{ie} \cdot A_{ie} \cdot (T_e - T_{evaporacao}) - \dot{M} \cdot (h_5 - h_4) = 0 \quad (9)$$

onde  $h_{ie}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna do evaporador,  $A_{ie}$  é a área desta superfície,  $T_e$  é a temperatura da massa metálica do evaporador e  $\dot{M}$  é a vazão mássica de fluido refrigerante circulando no sistema de refrigeração;

- condensador

$$h_{ic} \cdot A_{ic} \cdot (T_{condensacao} - T_c) - \dot{M} \cdot (h_2 - h_3) = 0 \quad (10)$$

onde  $h_{ic}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna do condensador,  $A_{ic}$  é a área desta superfície e  $T_c$  é a temperatura da massa metálica do condensador;

- trocador de calor tubo capilar - linha de sucção (pelo lado da linha de sucção)

$$U_{troc} \cdot A_{troc} \cdot \left( \frac{T_3 + T_4}{2} - \frac{T_1 + T_5}{2} \right) - \dot{M} \cdot (h_1 - h_5) = 0 \quad (11)$$

onde  $U_{troc}$  é um coeficiente global de transferência de calor entre o fluido refrigerante no interior do tubo capilar e o

fluido refrigerante na linha de sucção e  $A_{troc}$  é a área de troca correspondente;

- trocador de calor tubo capilar - linha de sucção (pelo lado do tubo capilar)

$$U_{troc} \cdot A_{troc} \cdot \left( \frac{T_3 + T_4}{2} - \frac{T_1 + T_5}{2} \right) - \dot{M} \cdot (h_3 - h_4) = 0 \quad (12)$$

A consideração da existência de um trocador de calor entre tubo capilar e linha de sucção em um modelo no qual o papel do tubo capilar na determinação do fluxo de massa que percorre o sistema não aparece explicitamente é relativamente questionável. Mais discutível é o uso da média aritmética das diferenças de temperatura (em trocadores de calor normalmente é utilizada a diferença média logarítmica, mas na presença da mudança de fase provocada pela queda de pressão que ocorre no interior do tubo capilar, com as temperaturas tendo um comportamento tão diverso do normalmente observado em trocadores de calor monofásicos, o uso da diferença média logarítmica dificilmente se justifica). Sem a pretensão de responder definitivamente a estas objeções, os presentes autores escolheram o sistema de equações mostrado acima por causa da sua simplicidade. É claro que trata-se de um modelo bastante limitado em termos de representação do que ocorre em um sistema de refrigeração. Os resultados preliminares obtidos com este modelo foram considerados satisfatórios, mas as Eqs. (11) e (12), que contém esta média questionável de diferenças de temperatura não têm um papel fundamental no modelo (e podem ser facilmente anuladas fazendo  $U_{troc} = 0$ ).

## 5.2. Equações auxiliares do Modelo 1

Para obter, a partir das variáveis que foram escolhidas para ser as quatro incógnitas deste sistema de equações e dos dados fornecidos pelo usuário, as outras variáveis que aparecem nas equações de (9) a (12), são usadas funções para determinação de propriedades termodinâmicas e as seguintes equações auxiliares:

$$T_3 = T_{condensacao} - \Delta T_{sub} \quad (13)$$

$$T_5 = T_{evaporacao} + \Delta T_{sup} \quad (14)$$

$$\dot{M} = \eta_{vol} \cdot \dot{V} \cdot \rho_1 \quad (15)$$

$$\dot{W} = \dot{M} \cdot (h_{2is} - h_1) / \eta_{is} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{comp} = F_{calor} \cdot \dot{W} \quad (17)$$

$$h_2 = h_1 + (\dot{W} - \dot{Q}_{comp}) / \dot{M} \quad (18)$$

onde  $\eta_{vol}$  é a eficiência volumétrica do compressor,  $\eta_{is}$  é a eficiência isentrópica do compressor,  $\rho_1$  é a massa específica na entrada do compressor,  $h_{2is}$  é a entalpia que o fluido teria na saída do compressor (ponto 2) se a compressão fosse isentrópica a partir do estado 1 e  $F_{calor}$  é o fator de perda de calor, ou seja, a fração da potência requerida pelo compressor ( $\dot{W}$ ) rejeitada como calor através da carcaça do compressor.  $\dot{Q}_{comp}$  é este calor perdido através da carcaça do compressor e  $\dot{V}$  é o deslocamento volumétrico do compressor (dado em  $m^3/s$ ). Note-se que para obter a capacidade de refrigeração e o calor liberado no condensador pelo sistema pode-se utilizar  $\dot{Q}_{evap} = \dot{M} \cdot (h_5 - h_4)$  e  $\dot{Q}_{cond} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_3)$ .

## 6. Modelo 2 (avançado)

O modelo avançado do sistema de refrigeração implementado no FRIGUS tem como objetivo descrever, de uma maneira um pouco mais detalhada, o modo como a performance deste sistema depende das temperaturas do evaporador e do condensador, de características destes trocadores de calor e do trocador de calor tubo capilar - linha de sucção, de características do compressor e também de características do tubo capilar e da carga de gás colocada no sistema.

Este modelo também se baseia no ciclo mostrado na Fig. (1) e os subscritos numéricos usados na formulação apresentada a seguir se referem aos estados indicados nela. Outros subscritos são basicamente abreviaturas de palavras, como *c* para condensador, *e* para evaporador, *i* para interno, *b* para bifásico, *sat* para saturado, *l* para líquido, e *v* para vapor. Os demais símbolos também são fáceis de interpretar, como  $\rho$  para massa específica e *V* para volume.

## 6.1. Equações auxiliares do Modelo 2

Como grande parte das diferenças entre o Modelo 2 e o Modelo 1 encontra-se nas equações auxiliares, e como elas aparecem em grande número no Modelo 2, é conveniente iniciar a apresentação do Modelo 2 por elas.

### 6.1.1 Equações auxiliares que descrevem o comportamento do compressor

As equações auxiliares que descrevem o comportamento do compressor são as seguintes:

- fluxo de massa,  $\dot{M}$ , como função da eficiência volumétrica,  $\eta_{vol}$ , do deslocamento volumétrico,  $\dot{V}$ , e da massa específica na entrada do compressor,  $\rho_1 = f(T_{evaporacao}, h_1)$ , dado pela Eq. (15);
- perda de calor do compressor para o ambiente externo ao refrigerador, como função da diferença entre a temperatura típica da carcaça do compressor e a temperatura do ambiente externo, de um coeficiente global de transferência de calor e de uma área de troca apropriados

$$\dot{Q}_{comp} = U_{comp} \cdot A_{comp} \cdot (T_{comp} - T_{ext}) \quad (19)$$

- elevação de temperatura do fluido durante compressão politrópica de acordo com o expoente politrópico médio para compressão e expansão  $n_p$  ( $\approx 1,09$  para o R-134a tipicamente, segundo Jakobsen (1995))

$$T_2 = \left( \frac{T_1 + T_{comp}}{2} \right) \cdot \left( \frac{P_{condensacao}}{P_{evaporacao}} \right)^{\left( \frac{n_p - 1}{n_p} \right)} \quad (20)$$

- potência entregue ao compressor

$$\dot{W} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{comp} \quad (21)$$

Note-se que  $h_2 = f(P_{condensacao}, T_2)$ , que  $P_{condensacao} = f(T_{condensacao})$  e que  $P_{evaporacao} = f(T_{evaporacao})$ , onde  $f$  denota uma função apropriada para a determinação da propriedade termodinâmica desejada.

Seria arriscado afirmar que a descrição do comportamento do compressor obtida através das Eqs. (15) e de (19) a (21) é melhor que o obtido através das Eqs. de (15) a (18). De fato um conjunto de equações poderia ser substituído pelo outro sem prejuízo do funcionamento do modelo do ciclo de refrigeração. É provável, no entanto, que os dados que o usuário deve fornecer para utilizar as Eqs. de (19) a (21) sejam mais fáceis de estimar, sem conhecer resultados de ensaios do compressor, do que os dados necessários para o uso das Eqs. de (16) a (18).

Um aspecto a ser observado na equação (20) é o fato de ela ser baseada no comportamento de gases perfeitos, sendo usada para fluidos reais normalmente com o acréscimo de uma constante multiplicativa relacionada ao fator de compressibilidade do fluido. Esta constante foi desconsiderada na Eq. (20), admitindo-se que seu efeito seja bem menor que o da forte aproximação introduzida ao escrever-se a Eq. (20) como se a temperatura do fluido na entrada do compressor fosse dada por  $(T_1 + T_{comp})/2$ .

### 6.1.2 Equações auxiliares que descrevem o comportamento do evaporador

As equações auxiliares que descrevem o comportamento do evaporador são as seguintes:

- área de troca de calor entre escoamento bifásico de fluido refrigerante e parede do evaporador,  $A_{be}$ , como função da massa de fluido contida no evaporador,  $M_{fe}$ ,

$$A_{be} = \begin{cases} A_{ie} & \text{se } M_{fe} > M_{vle} \\ A_{ie} \cdot \left( \frac{M_{fe} - M_{ve}}{M_{vle} - M_{ve}} \right) & \text{se } M_{ve} < M_{fe} \leq M_{vle} \\ 0 & \text{se } M_{fe} \leq M_{ve} \end{cases} \quad (22)$$

- massa de fluido máxima que o evaporador pode conter estando cheio de vapor apenas, como função da temperatura do evaporador e do seu volume interno

$$M_{ve} = \rho_{vsat}(T_e) \cdot V_{ie} \quad (23)$$

- massa de fluido líquido que preenche completamente o evaporador, como função da temperatura do evaporador e do seu volume interno

$$M_{le} = \rho_{lsat}(T_e) \cdot V_{ie} \quad (24)$$

- massa de fluido a partir da qual todo o evaporador está tomado pela mistura de líquido e vapor, como função da temperatura do evaporador, do seu volume interno e do parâmetro vazio de saturação do evaporador,  $F_{ve}$ , ( $\approx 0,8$  tipicamente, segundo Jakobsen (1995))

$$M_{vle} = F_{ve} \cdot M_{ve} + (1 - F_{ve}) \cdot M_{le} \quad (25)$$

- área de troca de calor entre vapor superaquecido de fluido refrigerante e parede do evaporador,  $A_{me}$ , como diferença entre a área disponível para troca de calor entre o evaporador e o fluido refrigerante,  $A_{ie}$ , e a área de troca entre o evaporador e o escoamento bifásico, calculada pela Eq. (22).

$$A_{me} = A_{ie} - A_{be} \quad (26)$$

- título do fluido refrigerante na saída do evaporador,  $x_5$ , como função da massa de fluido contida no evaporador,  $M_{fe}$ ,

$$x_5 = \begin{cases} 1 & \text{se } M_{fe} \leq M_{vle} \\ 1 - \left( \frac{M_{fe} - M_{vle}}{M_{le} - M_{vle}} \right) & \text{se } M_{ve} < M_{fe} \leq M_{vle} \end{cases} \quad (27)$$

- temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador,  $T_5$ , como função de uma temperatura típica do ambiente refrigerado,  $T_r$ , do calor específico do vapor de fluido refrigerante,  $c_{pv}$ , de um coeficiente global de transferência de calor entre o vapor de fluido refrigerante e o ambiente refrigerado,  $U_{me}$ , e área de contato deste vapor com o evaporador,  $A_{me}$ ,

$$T_5 = T_r - (T_r - T_{evaporacao}) \cdot \exp\left(-\frac{U_{me} \cdot A_{me}}{\dot{M} \cdot c_{pv}}\right) \quad (28)$$

- calor recebido pelo vapor de fluido refrigerante superaquecido no evaporador,  $\dot{Q}_{sup}$ ,

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{M} \cdot [h_5 - h_{vsat}(T_{evaporacao})] \quad (29)$$

- massa de fluido contida no evaporador,  $M_{fe}$ , como diferença entre a carga de fluido refrigerante colocada no sistema,  $M_f$ , e a massa de fluido contida no condensador,  $M_{fc}$ ,

$$M_{fe} = M_f - M_{fc} \quad (30)$$

As Eqs. (22) e (27) representam o comportamento descrito na Fig. (6.18) da tese de Jakobsen (1995).

### 6.1.3 Equações auxiliares que descrevem o comportamento do condensador

As equações auxiliares que descrevem o comportamento do condensador são as seguintes:

- área de troca de calor entre escoamento bifásico de fluido refrigerante e parede do condensador,  $A_{bc}$ , como função da massa de fluido contida no condensador,  $M_{fc}$ ,

$$A_{bc} = \begin{cases} A_{ic} & \text{se } M_{fc} \leq M_{vlc} \\ A_{ic} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{M_{fc} - M_{vlc}}{M_{lc} - M_{vlc}} \right) \right] & \text{se } M_{vlc} < M_{fc} \leq M_{lc} \end{cases} \quad (31)$$

- massa de fluido máxima que o condensador pode conter estando cheio de vapor apenas, como função da temperatura do condensador e do seu volume interno

$$M_{vc} = \rho_{vsat}(T_c) \cdot V_{ic} \quad (32)$$

- massa de fluido líquido que preenche completamente o condensador, como função da temperatura do condensador e do seu volume interno

$$M_{lc} = \rho_{lsat}(T_c) \cdot V_{ic} \quad (33)$$

- massa de fluido contido no evaporador a partir da qual começa a haver líquido sub-resfriado na saída do condensador, como função da temperatura do condensador, do seu volume interno e do parâmetro vazio de saturação do condensador,  $F_{vc}$ , ( $\approx 0,7$  tipicamente, segundo Jakobsen (1995))

$$M_{vlc} = F_{vc} \cdot M_{vc} + (1 - F_{vc}) \cdot M_{lc} \quad (34)$$

- área de troca de calor entre líquido sub-resfriado de fluido refrigerante e parede do condensador,  $A_{mc}$ , como diferença entre a área disponível para troca de calor entre o condensador e o fluido refrigerante,  $A_{ic}$ , e a área de troca de calor entre condensador e escoamento bifásico, calculada pela Eq. (31)

$$A_{mc} = A_{ic} - A_{bc} \quad (35)$$

- título do fluido refrigerante na saída do condensador,  $x_3$ , como função da massa de fluido contida no condensador,  $M_{fc}$ ,

$$x_3 = \begin{cases} 0 & \text{se } M_{fc} \geq M_{vlc} \\ \left( \frac{M_{fc} - M_{vc}}{M_{vlc} - M_{vc}} \right) & \text{se } M_{vc} < M_{fc} \leq M_{vlc} \\ 1 & \text{se } M_{fc} \leq M_{vc} \end{cases} \quad (36)$$

- temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador,  $T_3$ , como função de uma temperatura típica do ambiente externo,  $T_{ext}$ , do calor específico do fluido refrigerante líquido,  $c_{pl}$ , de um coeficiente global de transferência de calor entre o fluido refrigerante líquido e o ambiente refrigerado,  $U_{mc}$ , e área de contato deste líquido com o condensador,  $A_{mc}$ ,

$$T_3 = T_{ext} + (T_{condensacao} - T_{ext}) \cdot \exp\left(-\frac{U_{mc} \cdot A_{mc}}{\dot{M} \cdot c_{pl}}\right) \quad (37)$$

- calor perdido pelo fluido refrigerante sub-resfriado no condensador,  $\dot{Q}_{sub}$ ,

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{M} \cdot [h_{lsat}(T_{condensacao}) - h_3] \quad (38)$$

As Eqs. (31) e (36) representam o comportamento descrito na Fig. (6.9) da tese de Jakobsen (1995). Note-se que a possibilidade de haver vapor superaquecido na saída do condensador não é considerada aqui, já que esta situação não deve ocorrer na operação em regime permanente do sistema de refrigeração. Como se pode notar inspecionando o seu equacionamento, este modelo não leva em conta explicitamente nem mesmo a existência de uma região do condensador contendo vapor superaquecido. Uma justificativa para esta simplificação pode ser encontrada na seção 12-11 do livro de Stoecker e Jones (1985), onde é mencionado o fato de que na região do condensador em que a sua parede está em contato com o vapor superaquecido há uma diferença de temperatura maior entre o fluido refrigerante e o meio para o qual ele perde calor do que na região em que há condensação, porém na região de vapor superaquecido o coeficiente de transferência de calor é menor que o encontrado na região em que efetivamente ocorre mudança de fase, de modo que o erro cometido calculando os fluxos de calor como se houvesse condensação ao longo de toda a extensão do condensador (que não está imersa em líquido sub-resfriado) não é muito grande.



## 6.2. Equações principais do Modelo 2

O sistema de equações utilizado para obter, para cada par de valores de temperatura de condensador,  $T_c$ , e evaporador,  $T_e$ , as variáveis de interesse neste ponto de operação do sistema de refrigeração, possui cinco equações e cinco incógnitas. Foram escolhidas como incógnitas os valores de: massa de fluido contida no condensador,  $M_{fc}$ , temperatura de evaporação,  $T_{evaporação}$ , temperatura de condensação,  $T_{condensação}$ , entalpia na entrada do compressor,  $h_1$ , e entalpia na entrada do evaporador,  $h_4$ . As equações que constituem este sistema (nas quais são substituídos resultados das relações mostradas na subseção anterior) são as seguintes:

- balanço de energia no evaporador

$$h_{be} \cdot A_{be} \cdot (T_e - T_{evaporação}) + \dot{Q}_{sup} - \dot{M} \cdot (h_5 - h_4) = 0 \quad (39)$$

onde  $h_{be}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o escoamento bifásico e a superfície do evaporador

- balanço de energia no condensador

$$h_{bc} \cdot A_{bc} \cdot (T_{condensação} - T_c) + \dot{Q}_{sub} - \dot{M} \cdot (h_2 - h_3) = 0 \quad (40)$$

onde  $h_{bc}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o escoamento bifásico e a superfície do condensador

- balanço de energia no trocador de calor tubo capilar - linha de sucção (pelo lado da linha de sucção), Eq. (11);
- balanço de energia no trocador de calor tubo capilar - linha de sucção (pelo lado do tubo capilar), Eq. (12);
- correlação entre o fluxo de massa através do tubo capilar e estados do fluido refrigerante nas suas extremidades

$$a \cdot \sqrt{\rho_3 \cdot (P_{condensação} - P_{evaporação})} + b \cdot (T_{condensação} - T_3) + c - \dot{M} = 0 \quad (41)$$

## 6.3. Observações

Note que, embora as equações de balanço de energia no trocador de calor tubo capilar - linha de sucção sejam as mesmas utilizadas no Modelo 1, as equações dos balanços de energia no evaporador e no condensador estão significativamente alteradas, pela substituição de um único coeficiente de transferência de calor utilizado para toda a área de troca, pelo uso de dois coeficientes, um representando a troca de calor com o escoamento bifásico e outro a troca com o escoamento monofásico (de vapor superaquecido, no caso do evaporador, e de líquido sub-resfriado, no caso do condensador). O processo de determinação das áreas associadas a cada um desses coeficientes de troca de calor, por meio das Eqs. (22) e (31), leva ao uso de um grande número de equações auxiliares no Modelo 2.

Neste processo de cálculo das áreas associadas à troca de calor com escoamento bifásico e com escoamento monofásico encontra-se a grande virtude e a grande fraqueza deste Modelo 2. Por um lado, é principalmente através da determinação dessas áreas de troca que a carga de fluido refrigerante vai influenciar as trocas de calor, no evaporador e no condensador (influência que se deseja explorar). Por outro lado há pouca informação disponível sobre esta relação entre carga de fluido refrigerante e áreas de troca de calor com o escoamento bifásico e o escoamento monofásico. Não há um suporte teórico adequado para o uso dos parâmetros vazio de saturação  $F_{ve}$  e  $F_{vc}$  que aparecem nas Eqs. (25) e (34): há na literatura diversas correlações para o cálculo da *fração de vazio* observada em escoamentos bifásicos ao longo de dutos, mas o *parâmetro vazio de saturação*, usado aqui para calcular a quantidade de fluido refrigerante no condensador (ou evaporador) a partir da qual começa a ser (ou deixa de ser) considerada a existência de uma região monofásica neste trocador de calor é algo muito diferente da fração de vazio normalmente discutida em textos que tratam de escoamentos bifásicos. Os valores de 0,8 e 0,7 atribuídos aos parâmetros vazio de saturação por Jakobsen (1995) parecem ter sido obtidos através de um processo de tentativa e erro em que foi buscada uma coerência razoável entre resultados de simulação e resultados experimentais.

A Eq. (41), que é outro ponto em que o Modelo 2 distingue-se do Modelo 1, contém três constantes,  $a$ ,  $b$  e  $c$ , que devem ser obtidas experimentalmente ou a partir de modelo apropriado para o escoamento no tubo capilar considerado. Estas constantes podem ser obtidas considerando uma certa condição de resfriamento do tubo capilar pela linha de sucção, mas o efeito sobre o fluxo de massa que atravessa o tubo capilar de variações nessas condições de resfriamento não são levados em conta facilmente em um modelo como este. Um procedimento de simulação do escoamento em tubos capilares bastante simples de implementar e utilizar é o de Cooper e Hopkins descrito no capítulo 13 do livro de Stoecker e Jones (1985). O procedimento de Cooper e Hopkins tem, no entanto, duas limitações importantes: (i) ele calcula o comprimento de tubo capilar necessário para que haja o escoamento bloqueado (ou seja alcançada uma certa queda de pressão) para um dado fluxo de massa através do tubo capilar e dadas condições do fluido refrigerante na sua entrada; (ii) ele considera o tubo capilar adiabático. Ora, quando um sistema de refrigeração é simulado o comprimento do tubo capilar é um dado de entrada e não pode variar ao sabor do fluxo de massa. Além

disso há um trocador de calor entre tubo capilar e linha de sucção na maioria dos refrigeradores domésticos, para evitar que o tubo capilar seja adiabático.

A primeira limitação do procedimento de Cooper e Hopkins é relativamente fácil de contornar. Considerando que os resultados (em termos de comprimento do tubo capilar) daquele procedimento constituam uma função  $L = L(\dot{M}, h_3, P_{condensacao}, P_{evaporacao})$  pode-se utilizar um método de procura de raízes, como o de Newton-Raphson, para resolver

$$L(\dot{M}, h_3, P_{condensacao}, P_{evaporacao}) - L_{cap} = 0 \quad (42)$$

para  $\dot{M}$ , dado o comprimento do tubo capilar,  $L_{cap}$ . Uma possibilidade que está sendo considerada, inclusive, é a substituição da Eq. (41) pela Eq. (42) no sistema de equações resolvido no Modelo 2 do ciclo de refrigeração.

Levar em conta a influência da troca de calor entre tubo capilar e linha de sucção no escoamento através do tubo capilar é uma tarefa um pouco mais delicada, na medida em que o método de Cooper e Hopkins para a simulação de escoamentos adiabáticos se baseia em um procedimento de marcha (as propriedades do escoamento são calculadas em diversos pontos que se sucedem ao longo do tubo, a partir da sua entrada) que envolve aproximações (tanto mais válidas quanto menores forem os decrementos de temperatura ou pressão estabelecidos entre aqueles pontos), mas não é iterativo (o que o torna muito rápido). Para levar em conta a troca de calor de forma apropriada, considerando que o fluxo de calor em cada ponto do tubo capilar depende da temperatura do fluido naquele mesmo ponto (que por sua vez depende do valor do próprio fluxo de calor), é necessário um procedimento iterativo, que certamente será mais lento e mais instável (sujeito a não chegar a uma solução aceitável) que o procedimento de Cooper e Hopkins.

## 7. Funções para a Determinação de Propriedades Termodinâmicas do Fluido Refrigerante

Tanto no Modelo 1 como no Modelo 2 do ciclo de refrigeração é fundamental dispor de funções que permitam determinar propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante. O primeiro passo no desenvolvimento destes modelos foi a implementação de funções para cálculo de propriedades do R-134a, a partir da equação de estado modificada de Benedict-Webb-Rubin (MBWR) e das constantes determinadas por McLinden (1993). A seção 10.7 do livro de VanWylen e Sonntag (1976) e os apêndices da dissertação de Hermes (2000) foram muito úteis nesta etapa do trabalho.

A equação de estado MBWR e equações derivadas dela para, por exemplo, calcular a entalpia do vapor superaquecido, têm como parâmetros o volume específico e a temperatura. Na eventualidade de desejar-se calcular a temperatura, em um estado definido por valores dados de pressão e entalpia, seria necessário utilizar um método numérico, como o de Newton-Raphson, para obtê-la a partir de uma daquelas equações e destes dados. Para evitar um uso muito freqüente deste tipo de método numérico, que poderia tornar demorada a simulação, dada a complexidade das equações em questão, optou-se por armazenar na memória do computador uma tabela de propriedades termodinâmicas, seguindo o exemplo de Hermes (2000). Assim, quando é necessário conhecer o valor de determinada propriedade termodinâmica, basta utilizar algoritmos rápidos de procura e interpolação de valores em tabelas.

Um próximo passo no desenvolvimento do FRIGUS neste aspecto é a implementação do cálculo das propriedades do R-600a, a partir das constantes determinadas por Younglove e Ely (1987).

## 8. Solução do Sistema de Equações Não-Lineares e o Acoplamento entre os Modelos do Sistema e do Gabinete

O sistema formado pelas Eqs. de (9) a (12), no caso do Modelo 1 e pelas Eqs. (11), (12) e de (39) a (41), no caso do Modelo 2, é resolvido pelo método de Newton-Raphson conforme descrito por Shamma (1995). Um detalhe importante quando se segue a implementação de Shamma para este método é o fato de que o incremento nas incógnitas, utilizado para estimar, via diferenças finitas, os elementos da matriz jacobiana, é de 0,001. No caso de uma das incógnitas ter valores sempre abaixo desta ordem de magnitude, é importante multiplicá-la por um número suficiente grande (e dividi-la nas equações em que ela aparece) para evitar erros de truncamento exagerados na estimativa das magnitudes dos elementos da matriz jacobiana.

Embora os sistemas considerados no presente trabalho não envolvam um grande número de equações, a solução de um sistema de equações não-lineares sempre pode demandar um tempo de processamento significativo, especialmente se esta solução deve ser realizada a cada passo do procedimento para cálculo da evolução temporal das temperaturas no refrigerador. Como o número de informações trocadas entre o modelo do ciclo de refrigeração e o modelo do gabinete é pequeno (para cada par de valores de temperatura do evaporador e do condensador fornecidos pelo modelo do comportamento térmico do gabinete, o modelo do ciclo de refrigeração deve fornecer um trio de valores de capacidade de refrigeração, energia requerida para acionar o compressor e energia liberada no condensador) é possível evitar a repetição do uso do método de Newton-Raphson a cada passo do algoritmo de predição da evolução de temperaturas no gabinete, criando um arquivo de performance do sistema de refrigeração. Nesta arquivo são gravadas tabelas de valores de capacidade de refrigeração, de potência requerida pelo compressor e de calor liberado no

condensador, correspondentes a diversos valores de temperatura do evaporador e temperatura do condensador, dentro da faixa de temperaturas que deve ocorrer durante o ensaio simulado no FRIGUS. Assim, a cada passo do algoritmo de previsão da evolução de temperaturas no gabinete, basta fazer a procura e interpolação, nas tabelas de performance do sistema, dos valores correspondentes às temperaturas atuais do evaporador e do condensador, de forma muito similar à adotada para a determinação de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

## 9. Resultados Preliminares

Comparações preliminares de resultados do FRIGUS com resultados experimentais têm revelado um bom funcionamento do programa. Na Fig. (2), por exemplo, é mostrado um gráfico de potência elétrica requerida pelo compressor durante parte de um ensaio padronizado de consumo de energia de um refrigerador doméstico classe T, de uma porta, com volume interno de 310 l. O Modelo 1 foi utilizado para representar o sistema de refrigeração. Observou-se durante o experimento, no início do funcionamento do compressor, um comportamento da potência requerida semelhante ao previsto pelo FRIGUS. Entretanto, no experimento o compressor ficou mais tempo ligado do que a simulação previu e o ciclo *on/off* do compressor também foi mais longo no experimento do que na simulação.

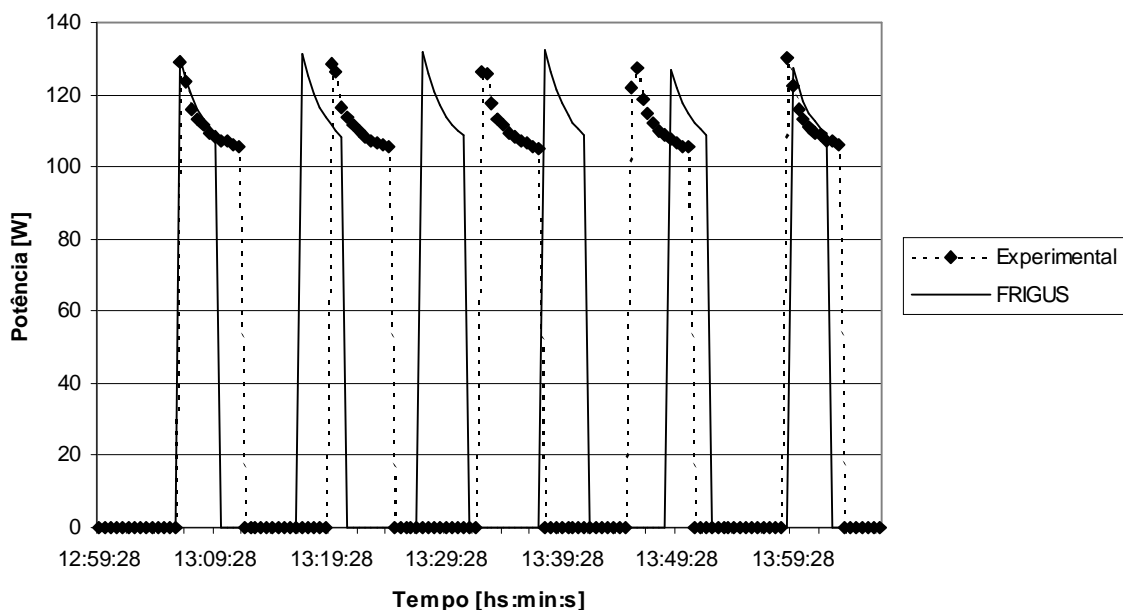


Figura 2: Potência elétrica requerida pelo compressor de um refrigerador submetido a ensaio de consumo de energia.

Há diversas maneiras de aproximar os resultados do FRIGUS dos resultados experimentais em comparações como a mostrada na Fig. (2). No caso particular mostrado nesta figura uma medida efetiva seria elevar, na simulação, o limiar de temperatura que, ao ser ultrapassado pelo evaporador determina a parada do compressor. Embora os procedimentos de ajuste dos parâmetros utilizados no FRIGUS não estejam sistematizados, modelos simples como o Modelo 0 e o Modelo 1 certamente podem ser levados, com certa facilidade, a reproduzir resultados de *um* experimento. A dificuldade deste tipo de ajuste aumenta à medida que se eleva o número de equações e de parâmetros presentes nos modelos. Mas este é o preço que é preciso pagar para obter respostas mais interessantes no que diz respeito à sensibilidade a *modificações* nas características do refrigerador.

Uma comparação mais completa das potencialidades de cada um dos modelos para o sistema de refrigeração usados no FRIGUS deve ser realizada após terminada a implementação do Modelo 2, que ainda está em curso atualmente. Desde já, entretanto, uma discussão aberta do que foi e do que está sendo feito no FRIGUS pode ser muito proveitosa e acelerar o desenvolvimento deste programa.

## 10. Conclusão

Os três modelos para o funcionamento do ciclo de refrigeração previstos inicialmente no desenvolvimento do FRIGUS foram apresentados neste artigo. O modelo mais simples (Modelo 0) pouco pode mostrar além da relação óbvia que há entre o tempo em que o compressor permanece ligado e o consumo de energia do refrigerador. O modelo um pouco mais sofisticado (Modelo 1) mostra, além disso, as variações da capacidade de refrigeração, da potência requerida pelo compressor e do calor liberado no condensador, provocadas pelas variações de temperatura do evaporador e do condensador. Este Modelo 1 é capaz de descrever ainda a influência de características (coeficientes

de transferência de calor e áreas correspondentes) do evaporador, do condensador e do trocador de calor tubo capilar - linha de sucção na performance do sistema de refrigeração. Finalmente o modelo mais avançado (Modelo 2), em fase de implementação atualmente, possui todas as potencialidades do Modelo 1 e ainda permite avaliar as influências da carga de fluido refrigerante e de características do tubo capilar na performance do sistema.

Os resultados obtidos até agora, com o Modelo 0 e o Modelo 1, têm sido satisfatórios, tanto em termos de rapidez, como em termos de proximidade dos resultados encontrados experimentalmente. Tanto as simplificações do equacionamento, como o uso das tabelas de performance do sistema de refrigeração desenvolvidos no presente trabalho, mostraram-se proveitosos.

É evidente que os recursos computacionais disponíveis hoje em dia permitem o uso de modelos com níveis de sofisticação bem mais elevados do que os dos modelos discutidos aqui. A opinião destes autores, entretanto, é de que há muito a se aprender explorando os modelos mais simples, buscando as constantes que aproximam seus resultados dos experimentais e avaliando a sua utilidade no dia-a-dia de um laboratório de pesquisa e desenvolvimento.

## 11. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio da Electrolux do Brasil S.A. e do programa RHAÉ (Ref. 610.041/98-3) do CNPq.

## 12. Referências

- Hermes, C.J.L., 2000, "Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Jakobsen, A., 1995, "Energy Optimisation of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator – A Case Study", Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark.
- Jakobsen, A., Rasmussen, B.D., Skovrup, M.J. e Andersen, S.E., 2001, "CoolPack – A Collection of Simulation Tools for Refrigeration", Technical University of Denmark. (<http://www.et.dtu.dk/coolpack>, 08/03/2001)
- McLinden, M.O., 1993, "Thermodynamic Properties of HFC-134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane)", DuPont. (<http://www.dupont.com/suva/na/usa/literature/thermoprop/index.html>, 22/03/2002)
- Shammas, N.C., 1995, "C/C++ Mathematical Algorithms for Scientists and Engineers", McGraw-Hill.
- Stoecker, W.F. e Jones, J.W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", trad. J.M.S. Jabardo et al., McGraw-Hill do Brasil.
- Van Wylen, G.J. e Sonntag, R.E., 1976, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", 2ª edição, trad. E. Yamane et al., Edgard Blücher.
- Younglove, B.A. e Ely, J.F., 1987, Thermophysical Properties of Fluids. II. Methane, Ethane, Propane, Isobutane and Normal Butane, "J. Phys. Chem. Ref. Data", Vol. 16, No. 4, pp. 577-798.

## FRIGUS – A HOUSEHOLD REFRIGERATOR SIMULATION PROGRAM

**Luciano Amaury dos Santos, Nathan Mendes, Cláudio Henrique Macedo Alves Filho**

Pontifical Catholic University of Paraná – Center of Exact and Technological Sciences – Thermal Systems Laboratory  
Rua Imaculada Conceição, 1155 – Curitiba, PR – 80001-970 – Brazil  
[nmendes@ccet.pucpr.br](mailto:nmendes@ccet.pucpr.br)

**Eduardo Alves Cardoso**

Electrolux do Brasil S.A. – Research and Development Laboratory – Cold Products  
Rua Ministro Gabriel Passos, 360 – Curitiba, PR – 81520-900 – Brazil  
[eduardo.aa.cardoso@electrolux.com.br](mailto:eduardo.aa.cardoso@electrolux.com.br)

**Abstract.** *This paper presents FRIGUS, a household refrigerator simulation program (today dedicated to one door products with refrigeration by mechanical compression of vapors), giving emphasis to the formulations used in it to describe the refrigeration system. The FRIGUS was until now endowed with three different models for the refrigeration system with different complexity levels. All these three models are quasi-static. The first one simply attributes percentages of the refrigeration capacity of the system that corresponds to the compressor power consumption an to the heat released by the compressor and the condenser. The second one solves a fourth-order system of non-linear equations that takes as input data, among others, the undercooling and the superheating degrees. The unknowns are the condensation and evaporation temperatures and the enthalpies at the compressor and the evaporator inlets. From these unknowns the compressor power consumption, the heat absorbed in evaporator and the heat released in the condenser can be calculated. The third model uses a fifth-order system of equations, that enable us to predict the capillary tube characteristics influence on refrigerator performance in terms of evaporation temperature and energy consumption. This last model describes also the influence of the refrigerant fluid charge in the refrigerating cycle performance. The paper is closed with some preliminary results and conclusions.*

**Keywords.** *refrigeration, thermal systems simulation, household refrigerator.*