

SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS: UMA ABORDAGEM QUASE-ESTÁTICA SEMI-EMPÍRICA

Bruno N. Borges, brunoborges@polo.ufsc.br¹
Christian J. L. Hermes, chermes@ufpr.br²
Joaquim M. Gonçalves, joaquimm@ifsc.edu.br³
Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br¹

¹ POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina, 88040-900, Florianópolis-SC, Brasil

² Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, Caixa Postal 19011, 81531-990, Curitiba-PR, Brasil

³ Centro de Refrigeração e Ar Condicionado, Instituto Federal de Educação Tecnológica de Santa Catarina 88103-310, Rua José Lino Kretzer 608, São José-SC, Brasil

Resumo: *O presente trabalho apresenta uma metodologia simplificada para prever o consumo de energia de um refrigerador frost free a partir de um modelo quase-estático: enquanto o sistema de refrigeração foi modelado em regime permanente, o modelo dos compartimentos refrigerados leva em conta os efeitos transientes. A metodologia de modelagem foi baseada nos princípios da conservação da massa e da energia e em dados experimentais, os quais fornecem os parâmetros empíricos necessários ao fechamento do modelo matemático, tais como a condutância e a capacidade térmica dos compartimentos refrigerados. Os experimentos foram realizados em uma câmara climatizada, com temperatura e umidade do ar controladas. Os resultados obtidos através do modelo foram comparados contra resultados experimentais obtidos para temperaturas ambiente de 25 e 32°C, quando foram verificados erros para o consumo de energia na faixa de $\pm 2\%$. Uma análise paramétrica explorando o efeito dos componentes tanto sobre o consumo de energia como sobre o regime de operação do refrigerador é também discutida.*

Palavras-chave: *refrigerador doméstico, modelo semi-empírico, modelo quase-estático, energia*

1. INTRODUÇÃO

As exigências de mercado sobre o aumento da eficiência energética de refrigeradores domésticos têm motivado as empresas do ramo a investir no aperfeiçoamento desses produtos. O projeto e a análise de tais sistemas requer a realização de testes normalizados, que necessitam de câmaras com temperatura e umidade do ar controladas. Além de dispendiosos, tais testes demandam tempo: um teste de consumo de energia, por exemplo, leva cerca de uma semana para ser realizado. A limitação de recursos e a natureza empírica dos procedimentos normalizados têm restringido as opções de melhoria do produto, principalmente quando se leva em conta que a dificuldade de melhorar o desempenho energético de um refrigerador aumenta à medida que o desempenho é melhorado.

Um alternativa aos testes experimentais consiste no uso de modelos matemáticos baseados em leis físicas para descrever o funcionamento do refrigerador. Tais ferramentas computacionais permitem reduzir não só a quantidade de protótipos, mas também o número de ensaios experimentais realizados durante o processo de desenvolvimento do produto. Além disso, é possível prever o impacto de determinadas modificações realizadas nos componentes sobre o consumo de energia do refrigerador, sem a necessidade de novos protótipos.

São diversas as metodologias apresentadas na literatura aberta acerca da simulação numérica de refrigeradores domésticos, apesar da maioria dos trabalhos apresentar severas limitações tanto em termos de modelação física como de solução computacional. Davis e Scott (1976) foram um dos pioneiros no desenvolvimento de um modelo para a simulação de refrigeradores domésticos. O modelo, apesar de apresentar um sub-modelo mais detalhado para o compressor, tratava de forma bastante simplificada os trocadores de calor, visto que as pressões de condensação e evaporação eram impostas. Cecchini e Marchal (1992) propuseram uma metodologia de modelagem segundo a qual o processo de compressão era assumido como politrópico e a transferência de calor no evaporador e no condensador era considerada uma função linear da diferença de temperatura entre ar e refrigerante. Anos depois, uma estratégia de modelagem envolvendo sub-modelos para cada um dos componentes do sistema de refrigeração foi apresentada por Klein *et al.* (1999). Os trocadores de calor foram modelados através das equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento, juntamente com correlações empíricas para os coeficientes de transferência de calor e fatores de atrito nos diversos componentes do sistema de refrigeração.

Recentemente, Gonçalves *et al.* (2009) propuseram uma metodologia semi-empírica para simular refrigeradores *frost-free* em regime permanente, empregando modelos teóricos alimentados com dados regredidos de testes experimentais. Com o intuito de generalizar a aplicabilidade do método, foram realizados 168 experimentos variando-se tanto as características geométricas quanto operacionais do refrigerador. O modelo de Gonçalves *et al.* (2009), no entanto, não permite o cômputo do consumo de energia do refrigerador, grandeza associada ao comportamento cíclico do sistema de refrigeração. A fim de sanar tal dificuldade, Hermes *et al.* (2008) aperfeiçoaram o modelo de Gonçalves *et al.* (2009), de forma a permitir a previsão do consumo de energia através de uma simulação em regime permanente, em que a fração de funcionamento do compressor era calculada como a relação entre a carga térmica e a capacidade de refrigeração. Em adição, as características hidrodinâmicas dos trocadores de calor (evaporador e condensador) e também do gabinete refrigerado foram modeladas, permitindo avaliar a influência desses parâmetros sobre o consumo de energia do produto.

No entanto, o modelo de Hermes *et al.* (2008) ainda apresenta limitações, uma vez que não permite avaliar o consumo de energia na presença de eventos tais como abertura de porta, carregamento com alimentos, degelo, entre outros. Além disso, o modelo proposto por Hermes *et al.* (2008) aplica-se somente aos refrigeradores com convecção forçada no condensador e no evaporador, situações raramente observadas no mercado brasileiro. Dado o exposto, o presente trabalho pretende apresentar um modelo generalizado, simplificado e confiável para prever o consumo de energia de refrigeradores domésticos.

A metodologia de modelagem empregada no presente trabalho baseou-se em evidências apontadas por Krause e Bullard (1996), que compararam os resultados de experimentos realizados com um refrigerador em operação cíclica com resultados em que o refrigerador foi mantido em operação contínua (regime permanente), quando se verificou que é possível empregar um modelo em regime permanente para o sistema de refrigeração associado a um modelo transiente para os compartimentos refrigerados com a finalidade de computar os períodos em que o refrigerador permanece ligado e desligado (i.e., a fração de funcionamento do produto) e, conseqüentemente, seu consumo de energia.

2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

O modelo matemático foi baseado no trabalho de Gonçalves *et al.* (2009), segundo o qual o sistema de refrigeração foi dividido em quatro sub-modelos em regime permanente, um para cada um dos seguintes componentes: compressor, evaporador, condensador e trocador de calor interno, como ilustra a Fig. (1). Adicionalmente, um modelo transiente foi desenvolvido para o gabinete refrigerado com base no trabalho de Hermes e Melo (2008), sendo capaz de prever as variações das temperaturas internas dos compartimentos refrigerados ao longo do tempo. Cada um desses sub-modelos é apresentado em detalhes a seguir. Enfatiza-se que o acoplamento do modelo em regime permanente do sistema de refrigeração com o modelo transiente dos compartimentos refrigerados dá origem a um modelo quase-estático para o refrigerador, cujos parâmetros de fechamento são obtidos através de ensaios experimentais, caracterizando uma metodologia de modelagem semi-empírica e quase-estática.

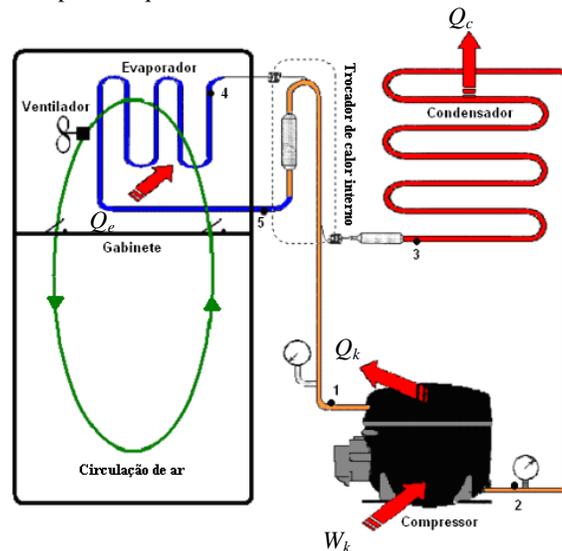


Figura 1. Representação esquemática do refrigerador

2.1. Modelo do sistema de refrigeração (regime permanente)

Sub-modelo do compressor

O sub-modelo do compressor permite o cálculo da vazão mássica de refrigerante, da potência consumida no processo de compressão e da entalpia do refrigerante na descarga (i.e., fora da carcaça do compressor). A partir da

potência calculada determina-se o consumo de energia do refrigerador. A vazão mássica é necessária ao cálculo da capacidade de refrigeração, enquanto a entalpia na descarga é usada para determinar a condição do refrigerante na entrada do condensador.

A vazão mássica de refrigerante e a potência consumida pelo compressor são calculadas a partir das definições das eficiências volumétrica (η_v) e global (η_g), respectivamente,

$$W_k = m_r (h_{2,s} - h_1) / \eta_g \quad (1)$$

$$m_r = \eta_v V_k N / v_1 \quad (2)$$

Os rendimentos volumétrico e global foram ajustados como funções lineares das pressões de evaporação e condensação a partir de dados de catálogo do fabricante do compressor. Para determinar a entalpia na descarga, fez-se uso de um balanço de energia no compressor,

$$h_2 = h_1 + (W_k - Q_k) / m_r \quad (3)$$

onde Q_k é a taxa de troca de calor entre o compressor e o ambiente, dada por

$$Q_k = UA_k (T_{2,s} - T_a) \quad (4)$$

onde T_a é a temperatura ambiente, $T_{2,s}$ é a temperatura do refrigerante na descarga obtida através de um processo isentrópico e UA_k é a condutância térmica da carcaça do compressor.

Sub-modelo do trocador de calor interno

O trocador de calor interno, formado pelo tubo capilar e pela linha de sucção, tem a função de reduzir o título na entrada do evaporador e, com isso, elevar o efeito de refrigeração do sistema. O sub-modelo desse componente tem a função de determinar a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador e a temperatura do refrigerante na sucção do compressor. A temperatura na sucção do compressor, T_1 , é calculada a partir de uma efetividade de temperatura, ϵ_s , obtida dos experimentos com o refrigerador:

$$T_1 = T_5 + \epsilon_s (T_3 - T_5) \quad (5)$$

Com o valor da temperatura, T_1 , e da pressão de evaporação, determina-se a entalpia na saída da linha de sucção, h_1 . A entalpia na saída do tubo capilar, h_4 , é calculada com base no seguinte balanço de energia no trocador de calor,

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (6)$$

As entalpias h_3 e h_5 são determinadas com base nos modelos do condensador e do evaporador, descritos a seguir.

Sub-modelo dos trocadores de calor (evaporador e condensador)

Os sub-modelos dos trocadores de calor têm a função de determinar a condição do refrigerante na saída do condensador, h_3 , e do evaporador, h_5 , bem como as pressões de trabalho e a capacidade de refrigeração do sistema, calculada com base no seguinte balanço de energia no evaporador:

$$Q_e = m_r (h_5 - h_4) = m_a c_{p,a} (T_{i,e} - T_e) [1 - \exp(-UA_e / m_a c_{p,a})] \quad (7)$$

onde $T_{i,e}$ é a temperatura média do ar na entrada do evaporador. Assumindo que a região superaquecida ocupa um pequeno volume do evaporador, pode-se modelar este componente como se estivesse totalmente preenchido com refrigerante bifásico. De forma semelhante à adotada para o compressor, UA_e é obtido a partir de dados experimentais. A temperatura do ar insuflado nos compartimentos refrigerados, $T_{o,e}$, é determinada a partir de um balanço de energia no volume de controle envolvendo o evaporador,

$$T_{o,e} = T_{i,e} + Q_e / m_a c_{p,a} \quad (8)$$

A temperatura na saída do evaporador é definida como,

$$T_5 = T_e + \Delta T_{sup} \quad (9)$$

onde se assume que o grau de superaquecimento é conhecido (Hermes *et al.*, 2009), de modo que a temperatura de evaporação pode ser calculada através do sistema formado pelas equações (7) a (9). De forma semelhante, o sub-modelo do condensador é responsável pela determinação da temperatura de condensação, que é calculada através do seguinte sistema de equações,

$$Q_c = m_r(h_2 - h_3) = UA_c(T_c - T_a) \quad (10)$$

$$T_3 = T_c - \Delta T_{sub} \quad (11)$$

onde se assume que o grau de sub-resfriamento é conhecido (Hermes *et al.*, 2009). A exemplo do evaporador, a condutância do condensador, UA_c , foi obtida de dados experimentais.

2.2. Modelo do gabinete refrigerado (regime transiente)

O sub-modelo do gabinete é responsável pela determinação das temperaturas dos compartimentos refrigerados ao longo do tempo e, a partir destes valores, da temperatura do ar que retorna ao evaporador. Assim, um balanço de energia nos compartimentos refrigerados assumindo que as suas temperaturas internas são uniformes fornece,

$$C_* \frac{dT_*}{dt} = (UA_* + \Phi_*)(T_a - T_*) \pm UA_m(T_r - T_f) + m_*c_p(T_{o,e} - T_*) + \sum W_* \quad (12)$$

onde o asterisco subscripto se refere a um dos compartimentos refrigerados (congelador ou refrigerador), e o sinal “±” deve ser lido como “+” para o congelador e “-” para o refrigerador. As vazões mássicas de ar nos compartimentos congelador e refrigerador são dadas respectivamente por,

$$m_f = rm_a \quad (13)$$

$$m_r = (1 - r)m_a \quad (14)$$

Como as condutâncias dos compartimentos são determinadas a partir de testes com o sistema de refrigeração ligado, em regime permanente, as cargas térmicas oriundas de componentes como o condensador e o compressor são automaticamente incorporadas nos valores das condutâncias. No entanto, uma vez que tais efeitos são atenuados quando o circuito de refrigeração encontra-se inoperante, fatores de atenuação da transferência de calor (Φ_f , Φ_r) foram ajustados a partir dos resultados experimentais.

Uma solução analítica completa para tais equações não pode ser obtida uma vez que as temperaturas dos compartimentos dependem do tempo. No entanto, adotando um pequeno intervalo de tempo Δt e considerando que as variações nas temperaturas são pequenas neste intervalo, é possível integrar a equação acima analiticamente, obtendo-se

$$T_* = T_{eq,*} - (T_{eq,*} - T_*^o) \exp(-A_* \Delta t) \quad (15)$$

onde $T_{eq,*}$ e A_* são mostrados na Tab. (1) para cada um dos estados do refrigerador (i.e., ligado e desligado). A solução geral apresentada na Tab. (1) permite prever as temperaturas dos compartimentos refrigerados ao final do intervalo de tempo Δt com base nas temperaturas no início do intervalo. Uma vez determinadas as temperaturas dos compartimentos, determina-se a temperatura do ar na entrada do evaporador através da seguinte regra de mistura:

$$T_{i,e} = (1 - r)T_r + rT_f \quad (16)$$

2.3. Metodologia de solução

A solução do conjunto de equações se dá conforme o diagrama de fluxo de informações da Fig. (2). Inicialmente considera-se que o compressor está desligado. As temperaturas dos compartimentos são calculadas a cada passo de tempo através do sub-modelo do gabinete até que a temperatura do congelador atinja o valor de temperatura em que o compressor deve ser ligado. Os sub-modelos dos componentes do sistema de refrigeração passam então a serem resolvidos simultaneamente ao sub-modelo do gabinete, para cada passo de tempo, através do método de Newton-Raphson, até que a temperatura do congelador atinja o valor de desligamento do sistema. O processo de cálculo se repete até que o número de ciclos desejados tenha sido obtido. Para todos os resultados apresentados neste trabalho, foram simulados 10 ciclos completos, sendo que os três últimos ciclos foram usados para o cálculo do consumo de energia. O tempo para cada simulação variou de um a cinco minutos em um computador com processador Intel® Core™ 2 QUAD com velocidade de processamento de 2,66GHz. O código foi implementado na plataforma EES (Klein, 2009) conectada ao programa REFPROP (Lemmon *et al.*, 2002).

Tabela 1. Termos da Eq. (17) para diferentes estados do sistema

Compartimento	Ligado	Desligado
Congelador	$T_{eq,f} = \frac{UA_f T_a + UA_m T_r + rm_a c_{p,a} T_{o,e} + W_v}{UA_f + UA_m + rm_a c_{p,a}}$	$T_{eq,f} = \frac{(UA_f + \Phi_f) T_a + UA_m T_r}{UA_f + UA_m + \Phi_f}$
	$A_f = \frac{UA_f + UA_m + rm_a c_{p,a}}{C_f}$	$A_f = \frac{UA_f + UA_m + \Phi_f}{C_f}$
Refrigerador	$T_{eq,r} = \frac{UA_r T_a + UA_m T_f + (1-r)m_a c_{p,a} T_{o,e}}{UA_r + UA_m + (1-r)m_a c_{p,a}}$	$T_{eq,r} = \frac{(UA_r + \Phi_r) T_a + UA_m T_f}{UA_r + UA_m + \Phi_r}$
	$A_r = \frac{UA_r + UA_m + (1-r)m_a c_{p,a}}{C_r}$	$A_r = \frac{UA_r + UA_m + \Phi_r}{C_r}$

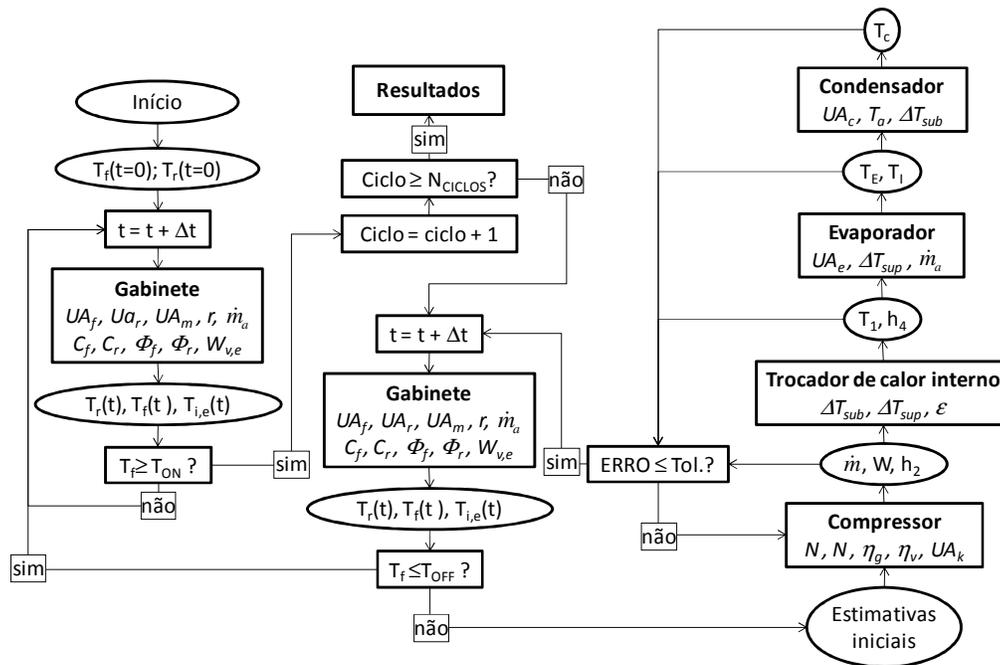


Figura 2. Fluxograma do algoritmo de solução

3. TRABALHO EXPERIMENTAL

O sistema analisado é do tipo *frost-free*, com o congelador de 110 litros montado na parte superior e o refrigerador de 329 litros na inferior. A temperatura do congelador é controlada através de um termostato eletrônico, ao passo que o compartimento refrigerador tem sua temperatura controlada pela atuação de um damper termo-mecânico. O fluido refrigerante utilizado é o HFC-134a, com uma carga nominal de 100 gramas. O compressor é do modelo EG75HLR, fabricado pela Embraco S.A., com 6,76cm³ de deslocamento volumétrico e rotação nominal de 60 Hz.

O refrigerador foi posicionado no interior de uma câmara climatizada, com temperatura e umidade do ar controladas, de acordo com a norma ANSI/AHAM HRF-1 (2004). Para caracterizar o comportamento do sistema de refrigeração, foram instalados termopares na superfície da tubulação, nos seguintes pontos: sucção e descarga do compressor; entrada, meio e saída do condensador e do evaporador. Foram instalados também dois transdutores de pressão para medir as pressões de evaporação e condensação. No interior do gabinete, foram posicionados três termopares no interior de cada um dos compartimentos, de forma a caracterizar as distribuições de temperatura. Adicionalmente, foram posicionados três termopares a montante e a jusante do evaporador, no circuito de ar. Tais medições são necessárias para validar e ajustar os parâmetros empíricos requeridos pelo modelo. Um medidor de tensão e corrente foi utilizado para medir a potência consumida pelo compressor em tempo real, enquanto a potência consumida pelo ventilador do evaporador, W_v , foi obtida de antemão e assumida constante, já que tal parâmetro praticamente não varia ao longo do tempo (Hermes *et al.*, 2009).

Ensaio experimentais de consumo de energia foram realizados em condições de temperatura ambiente de 25e 32°C não só para regredir os parâmetros experimentais necessários ao modelo, mas também para coletar dados a serem empregados no exercício de validação.

4. RESULTADOS

4.1. Regressão dos parâmetros empíricos

O modelo apresentado, apesar de baseado nos princípios fundamentais, requer alguns parâmetros de fechamento que devem ser determinados de maneira empírica. Tais parâmetros foram regredidos a partir de resultados experimentais através do modelo matemático apresentado na seção 2, ou seja, o modelo foi alimentado com os dados experimentais e empregado para calcular os parâmetros de fechamento.

Existem três grupos de parâmetros a serem determinados: (i) os rendimentos global, η_g , e volumétrico, η_v , do compressor, foram obtidos por ajuste dos dados de catálogo do fabricante; (ii) as condutâncias do compressor, UA_k , do condensador, UA_c , e do evaporador, UA_e , bem como a efetividade do trocador interno, ε , a fração de vazão mássica de ar que circula no congelador, r , os graus de superaquecimento e sub-resfriamento respectivamente na saída do evaporador, ΔT_{sup} , e do condensador, ΔT_{sub} , as capacidades térmicas C_f e C_r , os coeficientes Φ_f e Φ_r , e as temperaturas de liga, T_{on} , e desliga, T_{off} , do sistema foram determinados a partir de experimentos com o produto em regime de cíclico de operação; e (iii) as condutâncias dos compartimentos congelador, UA_f , e refrigerador, UA_r , e da parede que os separa, UA_m , foram regredidas a partir de testes em regime permanente, com resistências elétricas instaladas dentro dos compartimentos refrigerados a fim de compensar o excesso de capacidade de refrigeração (Resende *et al.*, 2010). A Tab. (2) sumariza as equações ajustadas para os parâmetros empíricos regredidos.

Tabela 2. Parâmetros de fechamento ajustados a partir de dados experimentais

η_g	$0,576 - 0,0162 p_c/p_e [-]$	ΔT_{sub}	$0 [^{\circ}\text{C}]$	r	$0,8939 - 0,00181 * T_{AMB} [^{\circ}\text{C}]$
η_v	$0,860 - 0,00459 p_c/p_e [-]$	ΔT_{sup}	$3 [^{\circ}\text{C}]$	UA_f	$0,6354 [\text{W/K}]$
UA_k	$12,01 - 0,239 T_{amb} [\text{W/K}]$	C_f	$1,971 * 10^4 [\text{J/K}]$	UA_r	$1,932 [\text{W/K}]$
ε	$0,572 + 0,00434 T_{amb} [-]$	C_r	$6,092 * 10^4 [\text{J/K}]$	UA_m	$0,1271 [\text{W/K}]$
UA_c	$8,51 + 0,120 T_{amb} [\text{W/K}]$	Φ_f	$-0,013 [\text{W/K}]$	T_{on}	$-15,56 - 0,0325 T_{amb} [^{\circ}\text{C}]$
UA_e	$12,03 + 0,266 T_{amb} [\text{W/K}]$	Φ_r	$-0,545 [\text{W/K}]$	T_{off}	$-16,26 - 0,0943 T_{amb} [^{\circ}\text{C}]$

Uma análise dos parâmetros Φ mostra que a correção para o compartimento congelador tem valor próximo de zero, enquanto a correção para o refrigerador tem um valor significativo, o que provavelmente se deve à carga térmica proveniente do condensador e do compressor enquanto o sistema está ligado, que predomina no refrigerador.

4.2. Validação do modelo

Os resultados do modelo foram comparados com dados de consumo de energia obtidos para dois diferentes valores de temperatura ambiente: 25 e 32°C. Como dados de entrada do modelo tem-se, além dos parâmetros empíricos apresentados na seção anterior, as temperaturas iniciais dos compartimentos refrigerados. A Tab. (3) mostra valores calculados e experimentais tanto para o consumo de energia como para a fração de funcionamento, onde são observados erros inferiores a 2%. A Tab. (3) mostra ainda uma comparação entre os valores médios das temperaturas medidas e calculadas para o ar no interior dos compartimentos refrigerados, onde são observadas diferenças da ordem das incertezas experimentais.

A Fig. (3) mostra a potência instantânea consumida pelo compressor durante três ciclos completos para uma temperatura ambiente de 32°C, onde se verifica que os valores calculados apresentam uma boa concordância com os dados obtidos experimentalmente. Adicionalmente, observa-se uma defasagem entre os ciclos calculado e experimental, que aumenta com tempo. Isso se deve ao pequeno erro na previsão do tempo de compressor ligado (i.e., *runtime*), que se acumula à medida que o tempo passa.

Tabela 3. Comparação entre as previsões do modelo e os resultados experimentais

Parâmetro	$T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$			$T_{amb}=32^{\circ}\text{C}$		
	Exp.	Calc.	Erro	Exp.	Calc.	Erro
Consumo de energia [kWh/mês]	35,0	35,5	1,4%	48,8	49,3	1,1%
Fração de funcionamento [-]	0,372	0,378	1,8%	0,496	0,495	-0,1%
Temperatura do congelador [$^{\circ}\text{C}$]	-17,7	-17,6	0,1	17,9	-18,0	-0,1
Temperaturas do refrigerador [$^{\circ}\text{C}$]	4,9	4,5	-0,4	4,7	4,3	-0,4

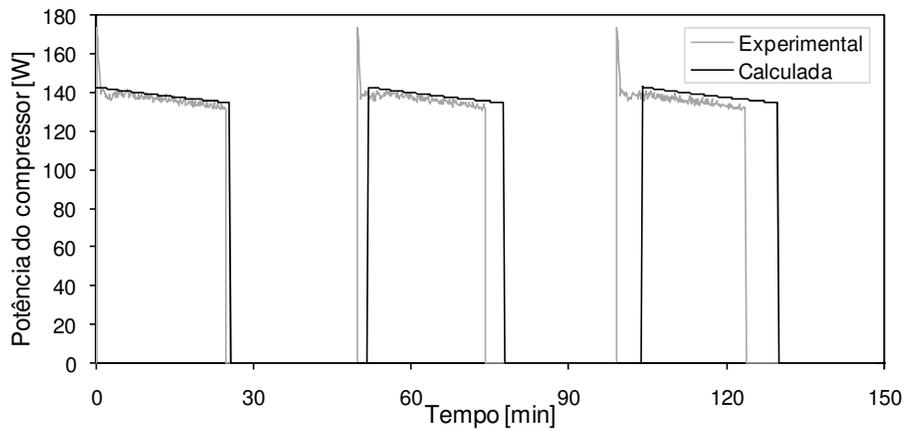


Figura 3. Potência elétrica instantânea consumida pelo compressor

A Fig. (4) mostra a variação temporal das temperaturas calculadas e medidas também para uma temperatura ambiente de 32°C, onde se verifica uma excelente concordância entre as previsões do modelo e os dados experimentais. Enfatiza-se que as temperaturas de insuflamento, $T_{o,e}$, e de retorno, $T_{i,e}$, não podem ser calculadas durante o período em que o compressor encontra-se desligado. Evidentemente, a defasagem entre os ciclos, já observada na Fig. (3), também pode ser notada para as temperaturas.

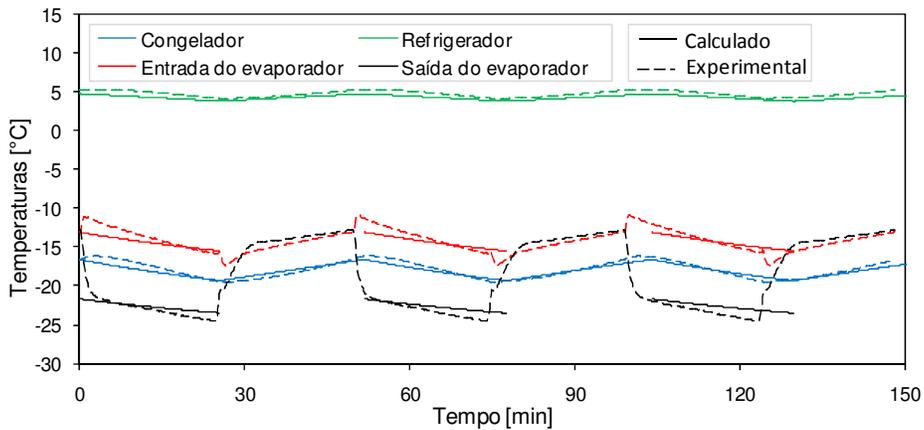


Figura 4. Evolução transiente das temperaturas dos compartimentos refrigerados

4.3. Análise paramétrica dos componentes

Uma análise do efeito de diversos parâmetros sobre o consumo de energia do sistema foi também realizada levando-se em conta as capacidades térmicas e as condutâncias dos compartimentos refrigerados, as condutâncias dos trocadores de calor, bem como deslocamento volumétrico do compressor. Em todos os casos, A temperatura ambiente mantida a 32°C.

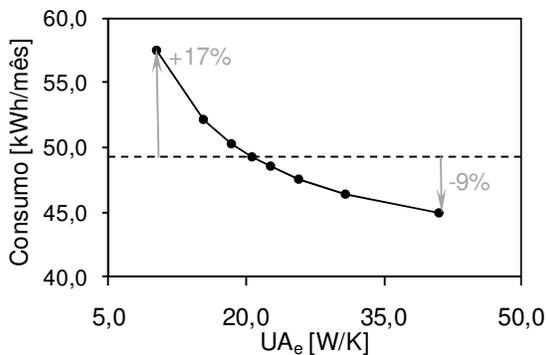


Figura 5. Efeito da condutância do evaporador

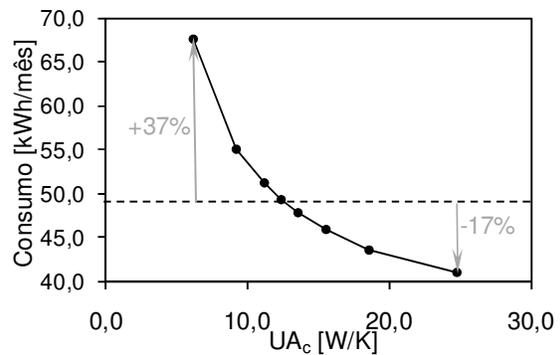


Figura 6. Efeito da condutância do condensador

A Figs. (5) e (6) apresentam a variação no consumo de energia provocada pela variação da condutância do evaporador e do condensador, respectivamente. Em ambos os casos, observa-se que o consumo de energia apresentou um comportamento assintótico com a condutância, sendo que o condensador apresentou maior potencial de redução de consumo, uma vez que o evaporador já possui uma condutância relativamente elevada. Tais comportamentos são esperados, uma vez que um aumento na capacidade de refrigeração tende a diminuir a diferença de temperatura entre o ar e o próprio evaporador, permitindo que o circuito de refrigeração opere com uma pressão de evaporação mais alta, enquanto um aumento na capacidade de troca de calor do condensador reduza a pressão de condensação. A partir de um determinado ponto, as irreversibilidades associadas aos trocadores de calor são pequenas em relação às perdas termodinâmicas dos demais componentes, o que explica o comportamento assintótico observado.

As Figs. (7) e (8) mostram a variação no consumo de energia causada por variações nas condutâncias térmicas dos compartimentos refrigerador e congelador, respectivamente. Observa-se que o consumo de energia descreve um comportamento praticamente linear com ambos os parâmetros, que oferecem potencial de redução no consumo de energia. Tal comportamento é explicado pela relação direta entre a carga térmica imposta ao refrigerador e o consumo de energia. A Fig. (9), por sua vez, mostra que o deslocamento volumétrico do compressor exerce uma pequena influência sobre o consumo de energia do produto, o que se justifica pelo fato dos rendimentos global e volumétrico do compressor terem sido mantidos. De fato, para uma análise mais realista, seria necessário avaliar diferentes modelos de compressor com diferentes curvas de rendimento volumétrico e global, tal qual proposto por Hermes *et al.* (2009).

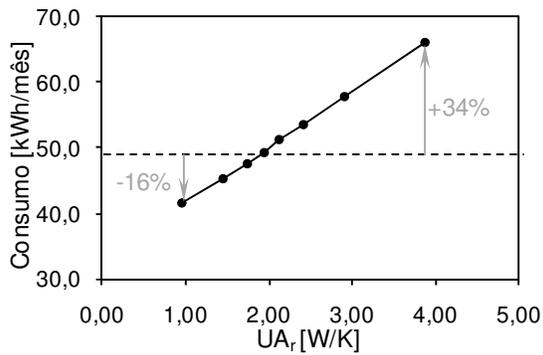


Figura 7. Efeito da condutância do refrigerador

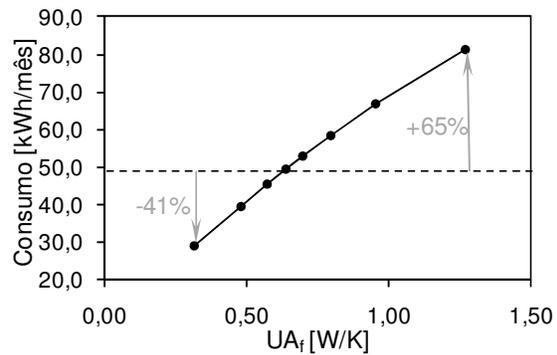


Figura 8. Efeito da condutância do congelador

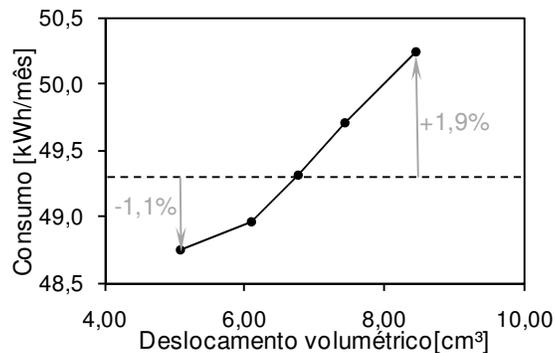


Figura 9. Efeito do deslocamento volumétrico do compressor

Os efeitos das capacidades térmicas do refrigerador e do congelador também foram avaliados. Observou-se, contudo, que as variações obtidas no consumo de energia foram significativamente menores que as variações observadas para os demais parâmetros apresentados. Enfatiza-se aqui que as variações observadas através da análise paramétrica são teóricas, servindo apenas como indicativo de tendências para melhoria no produto. Desta forma, qualquer alteração no refrigerador deve ser avaliada experimentalmente antes de ser implementada.

5. CONCLUSÕES

Apresentou-se uma metodologia quase-estática para prever o comportamento transiente de refrigeradores domésticos. Modelos semi-empíricos, em regime permanente, foram desenvolvidos para os componentes do sistema de refrigeração, ao passo que os efeitos transientes dos compartimentos refrigerados foram modelados. Os resultados do modelo foram comparados com evidências experimentais, quando foram observados erros na previsão do consumo de energia da ordem de $\pm 2\%$ e diferenças entre as temperaturas dos compartimentos calculadas e medidas da ordem de $\pm 0,5^\circ\text{C}$. As distribuições de temperatura dos compartimentos refrigerados ao longo do tempo, determinadas pelo

modelo, foram condizentes com as observações experimentais. Uma análise de sensibilidade foi conduzida para identificar potenciais de melhoria de desempenho do refrigerador, quando se observou que variações nas condutâncias térmicas do evaporador, do condensador e dos compartimentos refrigerados podem, isoladamente, reduzir o consumo de energia em até 10%. Uma análise do impacto dos efeitos combinados será apresentada em uma publicação futura. Salienta-se que o presente modelo permite ainda o estudo de eventos de natureza transiente tais como a abertura de portas, o carregamento com produtos e o degelo, cujos resultados também serão divulgados em um futuro próximo.

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido no POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina com recursos do CNPq (Processo no. 573581/2008-8 – Instituto Nacional em Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica). Os autores devidamente agradecem à Whirlpool S.A. pelo suporte financeiro. Os autores são também gratos aos técnicos Rafael Rodrigo Goes, Luciano Van Bömmel e Deivid dos Santos de Oliveira, que prepararam o produto e conduziram os experimentos, e ao acadêmico Bruno Barros Gomes, que ajudou na realização das simulações computacionais.

7. REFERÊNCIAS

- ANSI/AHAM HRF-1, 2004, “Energy performance and capacity of household refrigerators, refrigerator-freezers and freezers”, American National Standards Institute, Washington-DC, USA.
- Cecchini, C., Marchal, D., 1991, “A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based on experimental data”, ASHRAE Transactions, Vol. 97(2), pp.388-393.
- Davis, G.L., Scott, T.C., 1976, “Component modeling requirements for refrigeration system simulation: large effort, little effect?”, Compressor Technology Conference at Purdue, West Lafayette-IN, USA, pp.401-408.
- Gonçalves, J.M., Melo, C., Hermes, C.J.L., “A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators”, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1622-1630
- Hermes, C.J.L., Melo, C., “A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators”, International Journal of Refrigeration, (2008) 1341-1357
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T., Gonçalves, J.M., “Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation”, Applied Energy (2008) 1311-1319
- Klein, S.A., 2009, Engineering Equation Solver, Professional Version 8.413-3D, F-Chart software, Madison-WI.
- Krause, P.E., Bullard, C.W., 1996, “Cycling and Quasi-Steady behavior of a Refrigerator”, ASHRAE Transactions, Vol. 19(1), pp.1061-1069
- Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., 2002, NIST Reference fluids thermodynamic and transport properties – REFPROP 7.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA
- Resende, F.E., Hermes, C.J.L., Melo, C., “Um método alternativo para determinar o consumo de energia de refrigeradores domésticos”, 6º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande, PB, BRASIL.

8. NOMENCLATURA

Letras Romanas

C , capacidade térmica, J/K
 c_p , calor específico à pressão constante, kJ/kgK
 h , entalpia, J/kgK
 m , vazão mássica, kg/s
 N , rotação, Hz
 Q , taxa de transferência de calor, W
 T , temperatura, K
 v , volume específico, m³/kg
 V , volume, m³
 W , potência, W

Letras Gregas

Δt , intervalo de tempo, s
 Φ , fator de atenuação da transferência de calor, W/K

ε , efetividade do trocador de calor, adimensional
 η , rendimento do compressor, adimensional

Índices

a , ar, processo adiabático
 c , compartimento congelador, condensador
 e , evaporador
 i , entrada
 k , compressor
 m , travessa (mullion)
 o , saída
 off , desligado
 on , ligado
 r , compartimento refrigerador, refrigerante
 s , processo isentrópico
 x , trocador de calor interno



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

TRANSIENT SIMULATION OF HOUSEHOLD REFRIGERATORS: A SEMI-EMPIRICAL QUASI-STEADY APPROACH

Bruno N. Borges, brunoborges@polo.ufsc.br¹
Christian J. L. Hermes, chermes@ufpr.br²
Joaquim M. Gonçalves, joaquimm@ifsc.edu.br³
Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br¹

¹ POLO Research Laboratories in Cooling and Thermophysics, Federal University of Santa Catarina
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil

² Department of Mechanical Engineering, Federal University of Paraná
P.O. Box 19011, 81531-990, Curitiba, PR, Brazil

³ Air Conditioning and Refrigeration Center, Federal Institute of Technological Education of Santa Catarina
88103-310, Rua Jose Lino Kretzer 608, São Jose SC, Brazil

Abstract: *A simplified methodology to predict the energy consumption of household refrigerators is presented herein. This methodology is based in a deterministic model to describe the operation of the refrigerator and in an experimental database, used to gather key information for both development and validation of the model. The methodology showed similar accuracy to that using more sophisticated dynamic simulation codes, but with lower computational costs. When compared to experimental data, the model predicted energy consumption within a $\pm 2\%$ deviation band. A sensitivity analysis considering the condenser and evaporator overall heat transfer coefficient, compressor stroke and the thermal capacities of the fresh-food and freezer compartments is also reported. The refrigeration system under study was a top-mount 'Combi' 439-liter refrigerator, on-off controlled by the freezer compartment temperature.*

Keywords: *household refrigerators, semi-empirical model, quasi-steady model, energy*