

Modelagem transiente quase-estática para o controle de temperaturas de refrigeradores domésticos combinados – EVR2021-0032

Gustavo A. de Souza^{1*}, Alexsandro S. Silveira¹, Marcelo L. C. de Oliveira², Christian J. L. Hermes¹

¹ POLO Labs, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil

² Departamento de Engenharia de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil

* Autor para correspondência: gustavo.souza@polo.ufsc.br

Resumo

Um modelo quase-estático para representar a evolução temporal das temperaturas dos compartimentos refrigerados de um refrigerador doméstico combinado é apresentado neste artigo. A modelagem proposta é baseada nos princípios fundamentais, resultando em um modelo não linear de quarta ordem. Modelos quase-estáticos para a vazão mássica de refrigerante e a potência consumida pelo compressor foram adicionalmente empregados. Todos os parâmetros necessários foram identificados por meio de testes experimentais realizados com um refrigerador doméstico em uma câmara climatizada. Após o exercício de identificação, o modelo foi capaz de prever as tendências experimentais para as temperaturas dos compartimentos, especialmente no que tange à sincronia entre os ciclos de ligado e desligado. Adicionalmente, a modelagem proposta foi utilizada em simulação para avaliar o desempenho de dois controladores, um ON-OFF *single-speed* e um PI *anti-windup*, a fim de avaliar seu desempenho sob o ponto de vista de consumo de energia. A estratégia PI apresentou um consumo 9% menor se comparada ao ON-OFF.

Paravras-chave: refrigerador doméstico, modelo quase-estático, controle PI, controle ON-OFF.

Introdução

Ao longo dos anos, diversos avanços têm sido observados na área de refrigeração, especialmente no setor doméstico, motivados por regulamentações governamentais cada vez mais desafiadoras. Tem-se, por exemplo, o desenvolvimento de novos materiais isolantes para o gabinete, trocadores de calor mais eficientes e a utilização de fluidos refrigerantes com menor impacto ambiental (Melo e Silva, 2010). Em contraste, o controle de temperatura para tais sistemas permanece uma área relativamente inexplorada.

Em geral, o desenvolvimento das estratégias de controle para sistemas de refrigeração se dá experimentalmente, através de ensaios em uma câmara climatizada com temperatura e velocidade do ar controladas, o que demanda tempo e recursos – um simples teste de consumo de energia leva cerca de uma semana para ser realizado (Negrão e Hermes, 2011).

Uma alternativa aos testes experimentais consiste na simulação computacional do comportamento transiente do refrigerador, o que requer modelos matemáticos sofisticados que representem fenômenos complexos que ocorrem com escalas de tempo muito distintas. Por exemplo, a transferência de calor através das paredes do gabinete pode levar horas, enquanto a migração de massa de refrigerante de um componente para outro dentro do ciclo de refrigeração ocorre em minutos (Schurt et al., 2009).

A literatura científica é abundante em modelos de sistemas de refrigeração de diversos níveis de sofisticação. Seguindo uma abordagem fenomenológica, Hermes e Melo (2008)

propuseram um modelo preciso, porém de alto custo computacional, para simular um refrigerador combinado *top-mount* com base em um sistema de 239 equações diferenciais ordinárias (EDOs) que levam em conta tanto a escala da transferência de calor como da migração de massa. Uma estratégia semi-empírica, que mescla fundamentação teórica com informações experimentais, foi proposta por Schne et al. (2015) para modelar um refrigerador com base em uma analogia entre transferência de calor e circuitos elétricos. Dada a inconsistência física de algumas hipóteses adotadas, tal abordagem ficou muito restrita à região próxima do ponto de identificação.

Recentemente, Oliveira et al. (2020) empregaram a abordagem quase-estática proposta por Borges et al. (2011), a qual considera os fenômenos associados às escalas de tempo lentas presentes no gabinete refrigerador em detrimento das escalas rápidas associadas à migração de massa de refrigerante, ao controle de temperatura de um refrigerador comercial (cervejeira) com um único compartimento. Tal modelo foi empregado com sucesso para avaliar quatro diferentes estratégias de controle: ON-OFF, PI, *dual-speed* e LPPT.

O presente trabalho, por sua vez, tem por objetivo revisar a estratégia de modelagem para controle de temperatura explorada por Oliveira et al. (2020) para um único compartimento e adaptá-la para um refrigerador doméstico combinado, *i.e.* com dois compartimentos refrigerados: *freezer* e *fresh-food*. Para tanto, foi escolhido um refrigerador doméstico de 340 litros com movimentação forçada de ar nos compartimentos refrigerados. Um *dampener* é responsável por controlar a vazão de ar insuflada no *fresh-food*, enquanto a

temperatura do *freezer* é controlada por um compressor de velocidade variável. Um tubo capilar não-adiabático é empregado como dispositivo de expansão. O condensador é do tipo arame-sobre-tubos com movimentação natural de ar. Um modelo esquemático com os principais componentes do refrigerador é mostrado na Fig. 1.

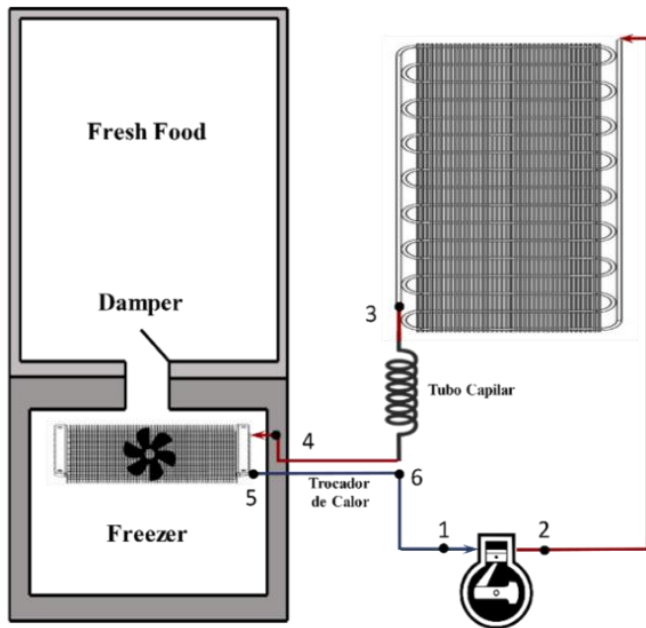


Figura 1: Diagrama esquemático do refrigerador

Para medição das temperaturas, foram utilizados termopares tipo T, cuja incerteza de medição é da ordem de $\pm 0,2^\circ\text{C}$. O transdutor de potência utilizado é de fabricação da Yokogawa Elétrica do Brasil, modelo 2285A e suas incertezas são inferiores a $\pm 0,25\%$.

Modelagem Matemática

Para fins de controle, o modelo deve considerar como variáveis de saída a potência consumida do refrigerador e as temperaturas do *fresh-food* (T_{ff}) e do *freezer* (T_{fz}). As entradas do sistema são a velocidade do compressor e a temperatura ambiente (T_a). Para fins de modelagem, as temperaturas de condensação (T_c) e de evaporação (T_e), bem como a vazão mássica ($\dot{m}$) de deslocada pelo compressor e as entalpias do refrigerante ao longo do ciclo devem ser consideradas.

O sub-modelo do *fresh-food* considera a carga térmica imposta pelo ambiente (1º termo do lado direito), a troca de calor direta com o compartimento do evaporador através da parede (2º termo) e a advecção de energia com o fluxo de ar através do damper (3º termo), tal que:

$$C_{ff} \frac{dT_{ff}}{dt} = \frac{T_a - T_{ff}}{R_f} - \frac{T_{ff} - T_e}{R_{fe}} - S(1 - D)(T_{ff} - T_e)C_a V \quad (1)$$

onde C_{ff} é a capacidade térmica do compartimento *fresh-food*, C_a a taxa de capacidade térmica do escoamento (produto entre a vazão de ar e o calor específico), R_f é a resistência térmica entre o ambiente externo e o compartimento e R_{fe} é a resistência térmica entre o compartimento e o evaporador.

Ainda, as seguintes variáveis de estado foram definidas: D para o *damper* ($D=0$ totalmente aberto e $D=1$ totalmente fechado), V para o ventilador ($V=1$ para ligado e $V=0$ desligado) e S para o compressor ($S=1$ para ligado e $S=0$ desligado).

De forma semelhante, o sub-modelo do freezer é obtido considerando a carga térmica imposta pelo ambiente (1º termo do lado direito), a troca de calor direta com o compartimento do evaporador através da parede (2º termo), a advecção de energia com o fluxo de ar através do damper (3º termo) e a potência dissipada pelo ventilador, W_f , tal que:

$$C_{fz} \frac{dT_{fz}}{dt} = \frac{T_a - T_{fz}}{R_z} - \frac{T_{fz} - T_e}{R_{ze}} - S(D(T_{fz} - T_e))C_a V + W_f \quad (2)$$

onde C_{fz} é a capacidade térmica do compartimento *fresh-food*, C_a a taxa de capacidade térmica do escoamento (produto entre a vazão de ar e o calor específico), R_z é a resistência térmica entre o ambiente externo e o compartimento e R_{ze} é a resistência térmica entre o compartimento e o evaporador.

O sub-modelo do evaporador, por sua vez, é obtido considerando-se capacidade de refrigeração do sistema (1º termo do lado direito), as trocas de calor diretas com os compartimentos refrigerados através das paredes (2º e 3º termos) e as cargas térmicas advectivas oriundas dos compartimentos refrigerados (4º termo), de modo que o balanço de energia forneça:

$$C_e \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}(h_4 - h_6) + \frac{T_{ff} - T_e}{R_{fe}} + \frac{T_{fz} - T_e}{R_{ze}} + S[T_{ff}(1 - D) + T_{fz}D - T_e]C_a V + \frac{T_c - T_e}{R_{fl}}(1 - S) \quad (3)$$

O sub-modelo do condensador é obtido considerando a advecção de energia no refrigerante (1º termo do lado direito) e a troca de calor com o ambiente (2º termo), tal que:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}(h_2 - h_3) + \frac{T_a - T_c}{R_c} - \frac{T_c - T_e}{R_{fl}}(1 - S) \quad (4)$$

É importante mencionar que o último termo das equações (3) e (4) leva em conta o transporte advectivo de energia que ocorre quando refrigerante migra do condensador para o evaporador durante o desligamento do compressor.

O modelo de potência do compressor (W_c) considera as perdas de calor para a carcaça q bem como uma eficiência isentrópica η_s não-unitária, de modo que a potência consumida pode ser calculada por (Santos et al., 2019):

$$W_c = \dot{m} \left\{ \frac{T_1}{\eta_s} \frac{kR}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + q \right\} \quad (5)$$

onde η_s e q são coeficientes a serem identificados, T_1 é a temperatura na sucção, k o coeficiente de expansão adiabática, R a constante do R600a, e p_c e p_e as pressões de condensação e evaporação, respectivamente, computadas como pressões de saturação.

A vazão mássica, por sua vez, é calculada por (Santos et al., 2019):

$$\dot{m} = \left\{ m_0 - m_1 \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \frac{N p_e}{R T_1} \quad (6)$$

onde m_0 e m_1 são coeficientes a serem identificados, e N a velocidade do compressor. A entalpia na descarga do compressor é obtida através de $h_2 = h_1 - q + \dot{W}_c / \dot{m}$.

O balanço de energia no trocador de calor interno é dado por $h_4 - h_6 = h_3 - h_1$, onde h_3 é obtido através da temperatura e pressão de condensação, enquanto h_1 é obtido através da temperatura de sucção $T_1 = T_e + \epsilon(T_c - T_e)$ e a pressão de evaporação p_e , onde ϵ é a efetividade do trocador de calor, obtida através de testes preliminares.

Por fim, com $S = 1$ para compressor ligado, potência total consumida pelo refrigerador é dado por $\dot{W}_c + S \dot{W}_f$.

Identificação do Modelo

Os dados utilizados na identificação do modelo foram obtidos através de diferentes testes. Tais experimentos, conduzidos para uma temperatura ambiente de 16°C nessa versão preliminar do estudo, consistiram em operar o compressor com um controlador ON-OFF iniciando na velocidade máxima de 4500 RPM, a qual foi reduzida em passos de 900 RPM até atingir 1800 RPM. Em cada um desses níveis de velocidade, o fechamento do *dampner* foi alterado entre três níveis: 0%, 40% e 80%.

O modelo de temperaturas, contínuo no tempo, foi discretizado a cada $t = k\tau_s$, com $\tau_s = 25$ s, sendo k o número da amostra. Por simplicidade, adotou-se $T(k\tau_s)$ como $T(k)$, sendo N_s o número de amostras, $\hat{y}(k)$ a saída do modelo, $y(k)$ o valor medido experimentalmente e $\bar{y}$ o valor médio de $y(k)$, tal que o erro percentual absoluto médio é dado por:

$$E = \frac{1}{N_s} \sum_{k=1}^{N_s} \frac{|y(k) - \hat{y}(k)|}{|\bar{y}|} \quad (7)$$

A identificação do modelo de potência foi realizada *a priori*, de forma a encontrar valores para os parâmetros q , η_s , m_0 e m_1 que minimizam o erro entre a potência obtida pelo modelo e a medida experimentalmente. As temperaturas de sucção, evaporação, condensação e a rotação do compressor foram medidas durante os experimentos.

Em seguida, a identificação do modelo de temperaturas pôde ser realizada considerando os parâmetros obtidos na identificação anterior. Tomando como variáveis de interesse as temperaturas dos quatro sub-modelos e a potência calculada com dados de modelo, o erro de cada variável é somado de forma ponderada (2.0 para *fresh-food*, 0.7 para *freezer*, 0.3 para evaporador e condensador, 0.1 para potência) de forma que os 12 parâmetros são obtidos a fim de minimizar o erro total.

O elevado número de parâmetros a serem identificados simultaneamente pode levar o algoritmo de identificação a encontrar um mínimo local que resulta em um comportamento insatisfatório do modelo. De forma a minimizar tal problema, uma variável auxiliar foi

desenvolvida para compor a sexta variável de interesse na identificação do modelo de temperaturas. Trata-se de um contador que contabiliza o número de vezes em que o compressor muda de estado bem como o número de vezes em que a temperatura do *fresh-food* cruza o *set point*. Com isso força-se que o comportamento cíclico das temperaturas do modelo fique em fase com as medidas experimentalmente.

Análise dos Resultados

Para simulação do modelo obtido foi utilizado o método de Euler, com tempo de simulação de aproximadamente 1s a cada 24h de simulação. Na Fig. 2 é mostrado o comportamento das temperaturas de evaporação e de condensação, bem como das temperaturas do *fresh-food* e do *freezer* ao longo de 3 ciclos do compressor. Nota-se que o modelo é capaz de prever o comportamento de liga e desliga do sistema real. As tendências experimentais são seguidas com boa precisão pelo modelo, embora uma pequena divergência na temperatura de evaporação e condensação possa ser observada durante o ciclo de compressor ligado.

A potência consumida pelo compressor ao longo do tempo é apresentada na Fig. 3, onde se pode verificar uma aderência entre as tendências experimentais e o modelo dentro de uma margem de 10% após os picos iniciais. Verifica-se, contudo, que o modelo apresenta uma tendência levemente distinta daquela observada experimentalmente: enquanto a potência medida na prática tende a aumentar, o modelo prevê um decaimento ao final do ciclo. Isso se deve aos erros nas predições das temperaturas de condensação e evaporação (Eqs. 3 e 4), que se propagam para o modelo do compressor (Eqs. 5 e 6), o que pode ser melhorado a partir do reajuste dos parâmetros usando pesos maiores para tais temperaturas.

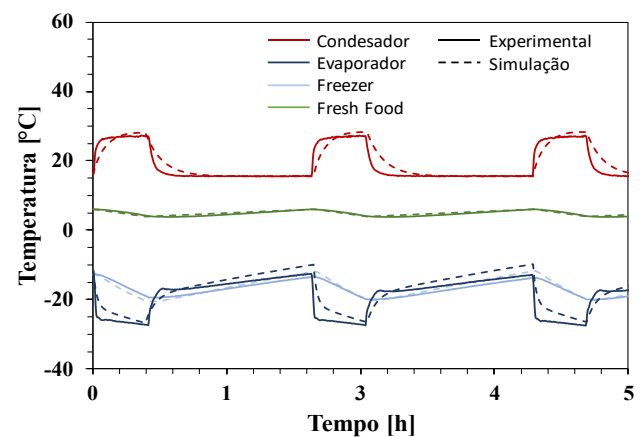


Figura 2: Comparação entre as temperaturas previstas pelo modelo e medidas experimentalmente

Por fim, o modelo identificado foi usado como ferramenta para simulação de dois controladores: (i) um ON-OFF *single-speed* operando a 4500 RPM, que liga e desliga o compressor dentro de uma banda de histerese do *freezer* entre -18 °C e -20 °C; e (ii) um proporcional integral (PI) com ação *anti-windup* para evitar a integração do erro de controle quando a velocidade do compressor atinge a saturação (sintonizado pelo método *Good Gain* e resultado em parâmetros de $K_p = 2.5$ e $K_i = 0.1$).

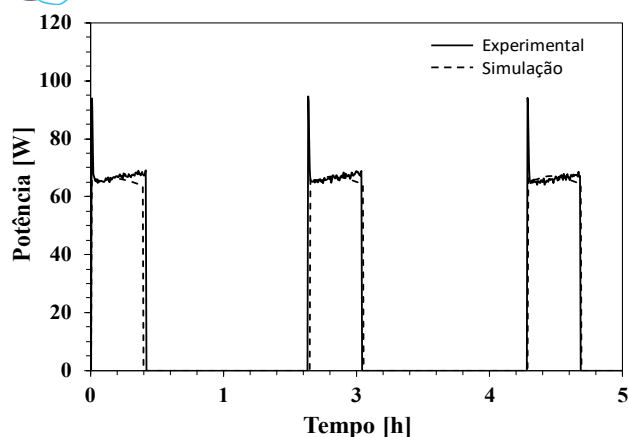


Figura 3: Comparação entre as potências previstas pelo modelo e medidas experimentalmente

O resultado da simulação dessas duas lógicas pode ser observado na Fig. 4, onde a estratégia PI *anti-windup* resultou em um consumo de energia 9% menor em relação ao controlador ON-OFF *single-speed*.

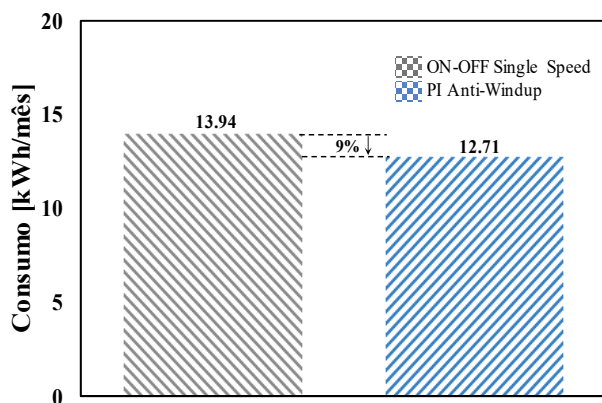


Figura 4: Comparação do consumo entre os dois controladores testados

Tal diferença pode ser melhor compreendida com auxílio da Fig. 5, que mostra as evoluções temporais das temperaturas dos compartimentos refrigerados e da potência consumida para os dois controladores analisados. Observa-se que a lógica de controle PI passa mais tempo ligada durante o regime cíclico, mas consome menos potência quando comparada a estrutura *single-speed*, isso porque o controlador PI aciona o compressor em uma velocidade mais baixa. Em ambos os casos, a temperatura do *freezer* foi mantida dentro da banda de histerese.

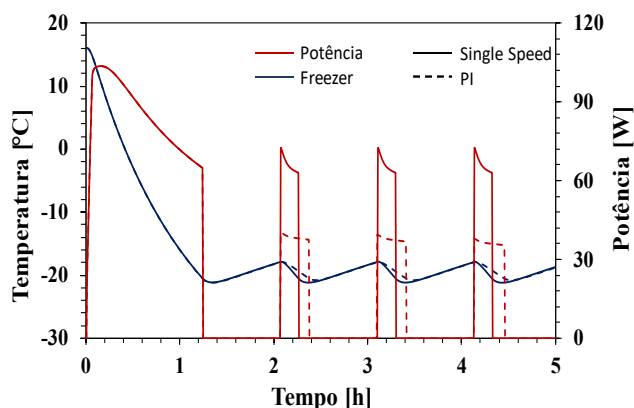


Figura 5: Comparação entre os controladores ON-OFF e PI

Considerações Finais

Um modelo quase-estático para a simulação transiente de refrigeradores combinados foi proposto neste artigo visando à avaliação de diferentes estratégias de controle por simulação computacional. Apesar de o modelo apresentar desvios com relação às tendências experimentais, erros na ordem de 10% foram encontrados. Adicionalmente, o modelo permitiu simular e comparar diferentes estratégias de controles de forma rápida e confiável. Com relação às estratégias de controle avaliadas, foi observada uma redução no consumo do refrigerador com o controlador PI *anti-windup* de aproximadamente 9% quando comparado ao ON-OFF *single-speed*. Novas estruturas de controle serão avaliadas no decorrer da pesquisa a fim de minimizar o consumo energético do produto.

Agradecimentos

Este trabalho foi realizado no POLO/UFSC sob os auspícios do programa Institutos Nacionais de Ciência e Tecnologia (CNPq 404023/2019-3, FAPESC 2019TR0846).

Referências

- Borges, B. N., Hermes, C. J., Gonçalves, J. M., & Melo, C. (2011). Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach. *Applied Energy*, 88(3), 748–754.
- Hermes, C. J., & Melo, C. (2008). A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 31(8), 1341–1357.
- Melo, C., Silva, L.W. (2010) A perspective on energy savings in household refrigerators, Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference, Stockholm, Sweden.
- Oliveira, M. L. C., Canto, E. C., Silveira, A. S., & Hermes, C. J. (2020). Modeling, Identification and Energy Consumption Assessment of a Commercial Refrigerator. (Submetido à publicação para IEEE Controls)
- Santos, G. Z., Ronzoni, A. F., & Hermes, C. J. (2019). Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset. *International Journal of Refrigeration*, 107, 191–201.
- Schne, T., Jask'o, S., & Simon, G. (2015). Dynamic models of a home refrigerator. 5th International Conference on Recent Achievements in Mechatronics, Automation, Computer Science and Robotics. 1, 103–112.
- Schurt, L. C., Hermes, C. J., & Neto, A. T. (2009). A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1672–1682.

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.