

Comparação termodinâmica entre dois refrigeradores portáteis de baixa capacidade empregando diferentes tecnologias de refrigeração – EVR2021-0022

Diego Marchi*, Christian J. L. Hermes

POLO Laboratórios, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900 Florianópolis, Santa Catarina, Brasil

* marchi@polo.ufsc.br

Resumo

O presente trabalho apresenta uma comparação do desempenho termodinâmico de dois sistemas de refrigeração de baixa capacidade empregando diferentes tecnologias de refrigeração: termoeletricidade e compressão mecânica de vapor. Os sistemas de refrigeração foram avaliados experimentalmente em uma câmara com controle de temperatura e umidade, sendo submetidos a testes em dois níveis de temperatura ambiente (16 e 32°C) a fim de obter parâmetros-chave para a avaliação do desempenho termodinâmico, como a potência consumida, a capacidade de refrigeração, a temperatura interna do compartimento refrigerado e as temperaturas dos terminais quente e frio. Tais resultados foram processados através de uma abordagem capaz de separar as perdas termodinâmicas em duas parcelas, uma associada às irreversibilidades internas do sistema de refrigeração (atrito, efeito Joule) e outra devida às trocas de calor com diferença finita de temperatura com os reservatórios quente e frio (irreversibilidades externas), permitindo a comparação das tecnologias sob uma mesma base termodinâmica.

Palavras-chave: refrigerador portátil, desempenho termodinâmico, compressão mecânica, termoeletricidade

Introdução

Princípios alternativos para obtenção de frio, tais como a refrigeração termoeletrica – compacta por natureza – vêm ganhando espaço no mercado de refrigeradores portáteis nas últimas décadas (Hermes e Barbosa, 2012). Entretanto, a maior barreira para uma utilização em larga escala de refrigeradores termoeletricos se deve ao elevado consumo de energia em comparação aos sistemas convencionais de compressão mecânica de vapor (Tassou et al., 2006).

A comparação direta entre os valores de consumo de energia, em kWh/mês, de diferentes refrigeradores pode ser injusta sob o ponto de vista termodinâmico, uma vez que não leva em consideração as variações de capacidade de armazenamento e de refrigeração dos produtos. Assim, ao comparar diferentes tecnologias, é importante adotar uma mesma referência termodinâmica, o que pode ser feito a partir da eficiência de segunda lei, também chamada de eficiência de refrigeração (Gosney, 1982), a qual é composta por duas parcelas, uma associada às perdas internas e outra às perdas externas ao sistema (Hermes e Barbosa, 2012).

O presente trabalho se propõe a comparar o desempenho termodinâmico de dois refrigeradores portáteis de baixa capacidade que empregam tecnologias de refrigeração distintas: termoeletricidade (TE) e compressão mecânica de vapor (CMV). Para tanto, os refrigeradores foram instrumentados e testados em uma câmara climatizada. Os dados experimentais foram regredidos através da metodologia proposta por Hermes e Barbosa (2012) a fim de estabelecer uma mesma base termodinâmica de comparação.

Trabalho experimental

As características dos refrigeradores em análise estão sumarizadas na Tabela 1. O refrigerador termoeletrico (TE),

com gabinete de 33 litros, utiliza dissipadores de calor com aletas ranhuradas e movimentação forçada de ar para intensificação da troca de calor, tanto no terminal frio como no quente, sendo capaz de atingir, no compartimento refrigerado, uma temperatura cerca de 30°C abaixo da condição ambiente. O refrigerador por compressão mecânica de vapor (CMV), por sua vez, possui gabinete de 38 litros, é equipado com compressor alternativo de velocidade variável e opera com 42 g de refrigerante R134a. A rejeição de calor ao ambiente é feita através de um condensador do tipo tubo-aleta sujeito à movimentação forçada de ar, enquanto a troca de calor com o compartimento refrigerado se dá através de um evaporador do tipo *roll-bond*, distribuído ao longo das paredes internas.

Tabela 1: Características dos refrigeradores analisados

Produto	Volume interno	Consumo nominal	Temp. mínima*
	Sistema TE		
	33 ℓ	46 W	0 °C
	Sistema CMV		
	38 ℓ	30 W	-10 °C

* Ambiente a 25 °C

Os ensaios experimentais foram realizados em uma câmara de testes com controle rigoroso de temperatura, umidade e velocidade do ar. As temperaturas em diferentes pontos do sistema de refrigeração foram medidas através de termopares do tipo T com uma incerteza de medição de

$\pm 0,2^\circ\text{C}$. A temperatura média do ar no interior do compartimento refrigerado foi obtida a partir de 9 termopares para o sistema CMV e de 7 termopares para o sistema TE, cinco dos quais posicionados no plano médio horizontal, como mostra a Fig. 1. Tais termopares foram soldados em blocos de cobre cilíndricos, com 10 mm de altura e 10 mm de diâmetro. A temperatura do ar externo foi medida em três posições diferentes ao redor dos produtos (frente, direita e verso). No sistema CMV, os termopares foram posicionados na tubulação de refrigerante ao longo dos trocadores de calor, para obter as temperaturas de condensação e evaporação do ciclo. Para o sistema TE, as temperaturas dos terminais quente e frio foram medidas usando termopares de superfície isolados eletricamente a fim de evitar ruído indesejado que pudesse influenciar na medição. As potências instantâneas consumidas pelos sistemas de refrigeração foram medidas durante os ensaios através de um analisador digital com uma incerteza de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala, enquanto as potências consumidas pelos demais componentes, como ventiladores e placas de controle, foram avaliadas *a priori*.

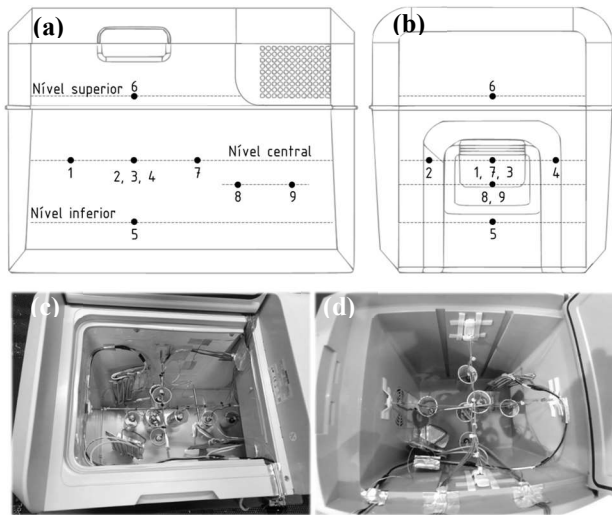


Figura 1: Representação esquemática da instrumentação interna do gabinete com termopares: (a) vista lateral esquerda, (b) vista frontal, (c) cooler CMV e (d) cooler TE

No presente estudo, as condutâncias térmicas dos gabinetes foram estimadas com base em um ensaio de fluxo de calor reverso (Vineyard et al., 1998), segundo o qual as temperaturas internas são mantidas acima da temperatura ambiente através da dissipação de calor no compartimento refrigerado por meio de resistências elétricas. Durante os testes, o sistema de refrigeração é desligado. As temperaturas do ar dentro e fora do gabinete são monitoradas em regime permanente, juntamente com a potência dissipada pelas resistências. A condutância térmica do gabinete pode, então, ser estimada através do seguinte balanço de energia (Fig. 2):

$$UA_{gab} = \frac{\dot{W}_{res}}{(T_i - T_e)} \quad (1)$$

onde UA_{gab} representa a condutância do gabinete, em [W/K], $\dot{W}_{res}$ é a potência dissipada pelas resistências, em [W], T_i é a

temperatura do gabinete e T_e a temperatura do ambiente externo. Para os sistemas em estudo, os seguintes valores foram obtidos: 0,52 [W/K] (CMV) e 0,51 [W/K] (TE).

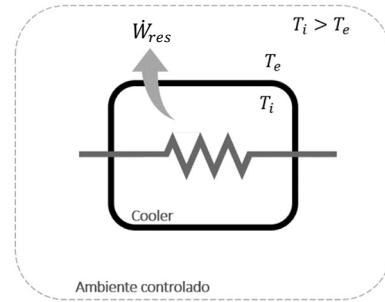


Figura 2: Balanço de energia no gabinete refrigerado

O desempenho termodinâmico de ambos os refrigeradores foi avaliado experimentalmente através de ensaios de *pull-down* (abaixamento de temperatura) e de testes de consumo de energia em regime permanente.

Inicialmente, o controle de temperatura do produto é desativado. Em seguida, o equipamento é mantido com a porta aberta dentro da câmara climatizada na temperatura especificada (no caso, 25°C) até que o equilíbrio térmico seja alcançado. Neste momento, a porta é fechada e o sistema de refrigeração é ativado em sua capacidade máxima. O teste de *pull-down* consiste em monitorar as temperaturas, pressões e potências do sistema, desde a partida do compressor até que o regime permanente seja alcançado. O principal resultado deste ensaio é o período que o compartimento refrigerado leva para atingir a temperatura mínima de compartimento após o regime permanente.

Para os testes de consumo de energia, o termostato do produto foi desativado e resistências elétricas foram instaladas no compartimento refrigerado para manter a temperatura interna do compartimento através de um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo). Dessa forma, o refrigerador trabalha em regime permanente, sem o desligamento do sistema de refrigeração. Tanto para o sistema CMV como para o TE, os ensaios foram realizados em duas condições distintas de temperatura ambiente (16 e 32°C), com duas condições distintas de temperatura de compartimento: 10°C (para ambiente a 32°C) e 0°C (para ambiente a 16°C).

Regressão dos dados

O coeficiente de performance de um sistema de refrigeração é definido pela razão entre a capacidade de refrigeração e a potência total consumida, tal que:

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_e}{\sum \dot{W}} \quad (2)$$

onde $\dot{Q}_e = UA(T_e - T_i) + \dot{W}_{res}$ representa a capacidade de refrigeração em regime permanente. Por sua vez, em um refrigerador ideal, o COP depende somente das temperaturas dos ambientes interno e externo, sendo calculado por:

$$COP_{ideal} = \frac{T_i}{T_e - T_i} \quad (3)$$

onde $T_i < T_e$. Admitindo que o sistema de refrigeração opera idealmente entre os terminais quente e frio (ver Fig. 3), obtém-se a seguinte expressão para o coeficiente de performance endorreversível:

$$COP_{int,rev} = \frac{T_f}{T_q - T_f} = \frac{T_i - \Delta T_f}{T_e - T_i + \Delta T_q + \Delta T_f} \quad (4)$$

onde T_q e T_f representam as temperaturas dos terminais quente e frio, respectivamente. Vale salientar que o coeficiente de performance endorreversível é o máximo COP possível para um sistema de refrigeração ideal operando com trocadores de calor reais, ou seja, com diferença finita de temperatura entre os terminais e os reservatórios.

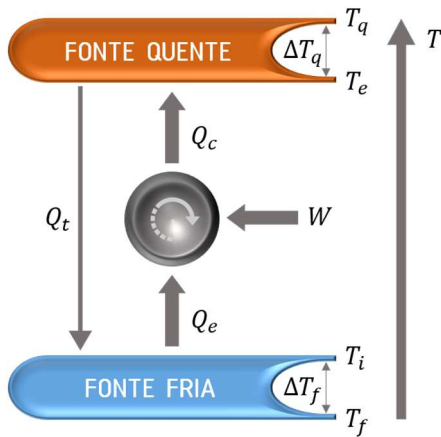


Figura 3: Representação termodinâmica do refrigerador

A eficiência de segunda lei associada às irreversibilidades internas ao ciclo pode ser calculada comparando os coeficientes de performance do refrigerador (real) e do refrigerador endorreversível:

$$\eta_{int} = \frac{COP_{real}}{COP_{int,rev}} \quad (5)$$

Similarmente, a eficiência associada às irreversibilidades externas é calculada comparando os coeficientes de performance do refrigerador endorreversível e do refrigerador ideal:

$$\eta_{ext} = \frac{COP_{int,rev}}{COP_{ideal}} \quad (6)$$

Assim, a eficiência de segunda lei do sistema de refrigeração é obtida através da seguinte expressão:

$$\eta_{ref} = \frac{COP_{real}}{COP_{ideal}} = \eta_{int}\eta_{ext} \quad (7)$$

Resultados

A Fig. 4 ilustra os resultados dos ensaios de *pull-down* para os dois sistemas a temperatura ambiente de 25°C.

É possível verificar que o sistema CMV atinge uma temperatura mínima de aproximadamente -15°C após 5,5 h, considerando a incerteza de medição para a temperatura média do gabinete como critério de estabilização ($\pm 0,13$ K/s). O sistema termoelétrico leva aproximadamente 10 h para atingir a temperatura mínima de 2°C sob o mesmo critério.

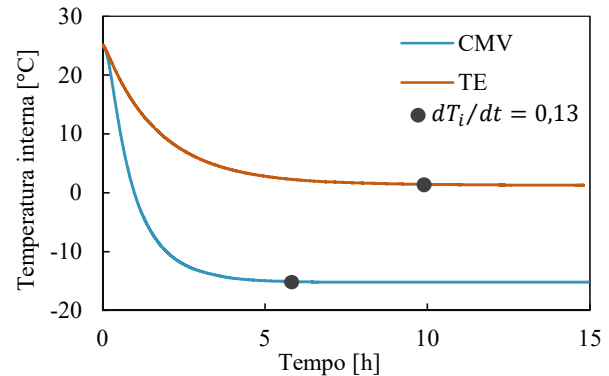


Figura 4: Testes de *pull-down*

Os resultados dos testes de consumo de energia são sumarizados na Tabela 2 em termos das temperaturas dos ambientes interno e externo, dos terminais quente e frio, bem como a potência consumida e a capacidade de refrigeração. Por um lado, verifica-se que o sistema TE foi capaz de manter as temperaturas do compartimento refrigerado nos níveis especificados (10°C para ambiente a 32°C e 0°C para ambiente a 16°C) com uma temperatura no terminal frio cerca de 3°C acima da temperatura de evaporação observada para o sistema CMV, o que se deve à maior condutância do sumidouro de calor com movimentação forçada de ar, no caso do primeiro, em comparação com o evaporador *roll-bond* (convecção natural) empregado pelo segundo. Por outro lado, as temperaturas do terminal quente do sistema TE mostraram-se bem superiores às observadas para o sistema CMV, indicando que o condensador empregado neste produto possui condutância superior do dissipador usado pelo *cooler* termoelétrico.

Tabela 2: Testes em regime permanente

Refrigerador	TE	CMV
Amb. externo [°C]	16,1 / 32,2	16,0 / 32,1
Amb. interno [°C]	0,1 / 10,0	0,0 / 10,1
Terminal frio [°C]	-7,1 / 3,7	-10,1 / 0,5
Terminal quente [°C]	32,2 / 46,5	25,1 / 42,4
Potência [W]	48,9 / 43,9	27,0 / 37,8
Capacidade [W]	13,3 / 11,5	34,7 / 44,9

Observa-se ainda na Tab. 2 que o sistema termoelétrico experimenta uma redução de potência consumida e de capacidade ao passar da condição 0|16°C para 10|32°C, o que se deve ao aumento da diferença de temperatura entre os reservatórios quente e frio (de 16 para 22°C). No caso do sistema CMV, verifica-se o comportamento oposto, em que tanto a potência consumida como a capacidade de refrigeração aumentam de 0|16°C para 10|32°C. Isso se deve tanto ao aumento da temperatura de evaporação, que eleva a

vazão mássica de refrigerante, como ao aumento da temperatura de condensação, que eleva o trabalho específico de compressão. Uma comparação direta entre o sistema TE e o sistema CMV na condição 0|16°C mostra que o primeiro consome 1,8 vezes a potência do segundo, oferecendo uma capacidade de refrigeração 2,6 vezes menor. Já na condição 10|32°C, os sistemas apresentam níveis próximos de potência consumida, enquanto a capacidade de refrigeração do sistema CMV é cerca de 4 vezes maior que a do sistema TE.

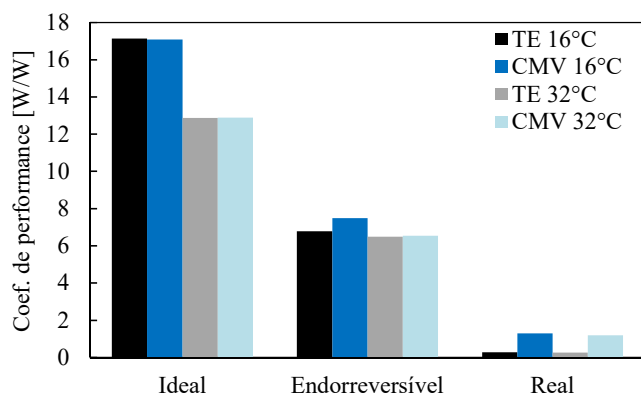


Figura 5: Coeficiente de performance

Tais resultados ficam mais evidentes na Fig. 5, que mostra os valores de COP calculados através das equações (2) a (4), respectivamente, para o refrigerador real, o endorreversível e o ideal (Carnot) com base nos dados da Tab. 2. Verifica-se que o COP do sistema TE mostrou-se praticamente igual em ambas as condições (0,27 para 0|16°C e 0,26 para 10|32°C), enquanto o sistema CMV mostrou valores de COP de 1,28 (0|16°C) e 1,19 (10|32°C). Tal variação se deve ao aumento da temperatura de condensação.

A Fig. 5 permite observar também que o COP endorreversível permanece praticamente igual para ambos os casos na condição 10|32°C, embora um pequeno aumento possa ser observado na condição 0|16°C ao se comparar o sistema CMV com o TE. Em geral, isso pode ser explicado pela diminuição no ΔT no lado frio e aumento do ΔT no lado quente do sistema TE em comparação com o sistema CMV, que na média acabam se compensando no denominador da equação (4). Obviamente, não são percebidas diferenças entre os resultados dos sistemas TE e CMV para o COP ideal já que depende apenas das temperaturas dos reservatórios.

A Fig. 6 mostra as eficiências de refrigeração (segunda lei) dos dois sistemas, quando se observa que, em média, o cooler TE apresentou eficiência cerca de 5 vezes menor que o sistema CMV, o que se deve primordialmente ao aumento da eficiência interna. Observa-se uma leve tendência de aumento de eficiência da condição 0|16°C para 10|32°C, o que se deve ao aumento da temperatura do lado frio. Ainda na Fig. 6, pode-se notar eficiências externas similares para ambos os sistemas na condição 10|32°C, embora o sistema CMV tenha apresentado uma eficiência externa levemente superior ao sistema TE na condição 0|16°C. Isso pode ser explicado pelo fato de que $\Delta T \sim 16^\circ\text{C}$ no lado quente do sistema TE contra um $\Delta T \sim 9^\circ\text{C}$ para o sistema CMV, enquanto $\Delta T \sim 7^\circ\text{C}$ no lado frio do sistema TE contra um $\Delta T \sim 10^\circ\text{C}$ para o sistema CMV.

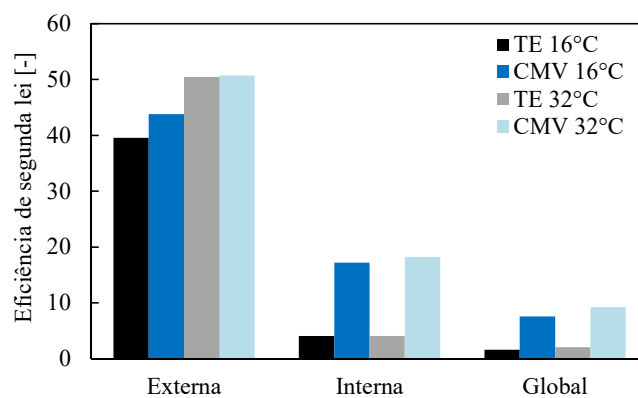


Figura 6: Eficiência termodinâmica

Conclusões

Uma metodologia para comparação de sistemas de refrigeração baseados em diferentes tecnologias de produção de frio foi empregada neste trabalho. Dois sistemas portáteis de refrigeração, sendo um termoeletrico e outro por compressão mecânica de vapor, foram avaliados em dois níveis de temperatura ambiente (16 e 32°C) em uma câmara climatizada. Os parâmetros operacionais do sistema foram usados para regredir os parâmetros de desempenho, os quais foram empregados para quantificar as irreversibilidades internas (e.g., atrito, efeito Joule) e externas (i.e., transferência de calor com diferença finita de temperatura nos trocadores de calor) do sistema de refrigeração. Em geral, o sistema CMV apresentou maiores valores eficiência de refrigeração, cerca de 5 vezes maiores que o sistema TE. Apesar dos sistemas possuírem trocadores de calor distintos, as eficiências externas ficaram bastante próximas, indicando que as perdas internas no sistema TE são dominantes.

Agradecimentos

Este trabalho foi realizado nos Laboratórios POLO sob os auspícios do programa Institutos Nacionais de Ciência e Tecnologia (CNPq 404023/2019-3, FAPESC 2019TR0846).

Referências

- Bansal, P. K., Martin, A. (2000). Comparative study of vapour compression, thermoelectric and absorption refrigerators. *Int. J. Energ. Research*, 24, 93-107
- Hermes, C. J. L., Barbosa, J. R. (2012) Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling and vapor compression portable coolers. *Applied Energy*, 91, 51 - 58.
- Tassou, SA, Lewis, JS., Ge, YT., Hadawey, A., Chaer, I. (2010). A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Therm Eng* 30 263-76.
- Vineyard, E., Stovall, T. K., Wilkes, K. E., Childs, K. W. (1998). Superinsulation in refrigerators and freezers. "Recent Developments in Refrigerators and Freezers", ASHRAE seminar.

Aviso de responsabilidade

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