

UMA METODOLOGIA PARA A ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE REFRIGERADORES “NO-FROST” BASEADA EM ENSAIOS NORMALIZADOS

Christian Johann Losso Hermes

Multibrás S.A. Eletrodomésticos, Whirlpool Corporation

Rua Dona Francisca, 7200

89219-900, Joinville, SC, Brasil, +47 441 49 81, chermes@multibras.com.br

Cláudio Melo

Vitor Tiago Lacerda

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

88040-900, Florianópolis, SC, Brasil, +48 234 56 91, melo@nrva.ufsc.br

Resumo: *A maneira tradicional de avaliar o desempenho de refrigeradores domésticos consiste na realização de testes experimentais normalizados numa câmara com controle da temperatura e da umidade do ar. Dentre os procedimentos usualmente empregados destacam-se os conhecidos e bem difundidos ensaios de abaixamento de temperatura e de consumo de energia. O presente trabalho descreve uma nova metodologia para a análise do comportamento dinâmico de refrigeradores “no-frost” com o intuito de extrair o máximo de informação a partir dos procedimentos normalmente empregados nos desenvolvimentos industriais.*

Palavras-chave: *refrigerador; análise dinâmica; energia.*

1. INTRODUÇÃO

Na maior parte dos refrigeradores domésticos produzidos no Brasil, a temperatura dos compartimentos internos é controlada através de um termostato que comanda o acionamento e o desligamento do compressor. Devido à ação do termostato o regime de operação de um refrigerador doméstico nunca atinge o regime permanente de operação, o que explica o interesse por análises em regime transiente, objeto do presente trabalho.

Para se obter informações detalhadas sobre o comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos são empregados alguns testes normalizados, realizados em câmaras com controle da temperatura e da umidade do ar, e com rígidos limites para os gradientes de temperatura ($< 0,5$ K/m) e para as velocidades do ar ($< 0,25$ m/s). As condições e os procedimentos de teste empregados são os mais diversos possíveis, pois variam tanto de acordo com as características climáticas como com as condições de uso de cada mercado consumidor (Ellsworth et al., 2002). Existem, no entanto, procedimentos comuns e independentes do mercado consumidor que permitem um melhor entendimento das características operacionais do refrigerador, principalmente no regime transiente de operação.

Dentre estes testes normalizados, os ensaios de abaixamento de temperatura e de consumo de energia são particularmente importantes para o estudo do comportamento dinâmico de um refrigerador. O primeiro é empregado para caracterizar o transiente de partida do sistema com foco na taxa de abaixamento das temperaturas do ar nos compartimentos refrigerados, o segundo destina-se à determinação do consumo de energia do refrigerador ao longo da sua operação cíclica. Ambos são descritos com detalhes pela norma ISO8561 (1995).

Tradicionalmente, as informações obtidas nestes ensaios são analisadas através de gráficos que mostram o comportamento das variáveis ao longo do tempo. Neste trabalho, uma nova metodologia será introduzida, com o intuito de melhor caracterizar o desempenho dinâmico de refrigeradores “no-frost”. Tal metodologia se baseia na utilização de diagramas polares, que permitem relacionar entre si as variáveis mais relevantes para o desempenho do sistema, desde que representem a mesma entidade termodinâmica, neste caso, pressões ou temperaturas.

Em seguida, serão apresentados e discutidos, com base na metodologia proposta, ensaios normalizados de abaixamento de temperatura e de consumo de energia, realizados com um refrigerador Brastemp, modelo BRM44.

2. CONDIÇÃO DE TESTE

Os procedimentos comumente empregados no ensaio de refrigeradores domésticos são descritos com detalhes pela norma ISO8561 (1995). Ao contrário dessa norma, onde se recomenda que a temperatura de teste seja relacionada às condições climáticas da região – 43°C para clima tropical (classe T) e 32°C para clima temperado (classe N) –, todos os testes foram realizados a 32°C e com uma carga de refrigerante de 95g, já que o objetivo não era certificar o produto, mas explorar o seu comportamento dinâmico.

O refrigerador em questão foi instrumentado com 76 pontos de medição, envolvendo temperaturas, pressões e grandezas elétricas (Hermes, 2003). É importante ressaltar que o refrigerador sofreu algumas modificações em relação à sua configuração original, visando um melhor controle das variáveis de interesse.

A exemplo de Gonçalves (2001), o “damper” de controle de vazão foi mantido fixo numa posição pré-determinada. Para garantir a ciclagem do compressor durante o teste em regime transiente periódico, instalou-se um termostato no compartimento refrigerador. Um “by-pass” foi também instalado no tubo de aquecimento do flange.

3. ENSAIO DE ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA

3.1. Procedimento de Ensaio

O ensaio de abaixamento de temperatura, comumente chamado de “pull-down”, consiste no acompanhamento da evolução temporal das pressões, temperaturas e potência desde a partida do compressor até a condição de regime permanente. Este ensaio é comumente utilizado para se avaliar a adequação do compressor ao sistema. Os sinais temporais das pressões de alta e de baixa, permitem a determinação da curva de tombamento do sistema. Tal curva é, na realidade, um diagrama polar, pressão de alta versus pressão de baixa, que permite verificar se as pressões do refrigerador atingem a região de atuação do protetor térmico do compressor.

Na preparação do ensaio, deve-se ter o cuidado de desativar o termostato para que o compressor não seja desligado durante o período de teste. O protetor térmico do compressor, contudo, deve ser mantido por uma questão de segurança. O refrigerador é então posicionado na câmara de testes, com temperatura ambiente controlada em 32°C. O sistema é então deixado no interior da câmara de testes, desligado e com a porta aberta, até que entre em equilíbrio térmico com o ambiente.

Na condição de equilíbrio térmico, a porta é fechada, o compressor ligado, e o monitoramento das variáveis iniciado. O ensaio termina quando o refrigerador entra em regime estabilizado, ou seja, quando a temperatura média do gabinete não varia mais de 0,5°C num período de 3h. O tempo de “pull-down”, que indica o período necessário para que a temperatura média do gabinete atinja 5°C, deve ser também reportado. Neste teste optou-se pela remoção das prateleiras, o que contraria as recomendações da norma ISO8561 (1995).

3.2. Resultados e Discussão

A Fig. (1) apresenta a evolução das pressões de sucção e descarga ao longo do tempo (1a) e num diagrama polar (1b). Nestas curvas, pode-se observar que a pressão de descarga cresce rapidamente até aproximadamente 9 bar, quando se inicia o processo de saturação no condensador, enquanto a pressão de sucção decresce a taxas menores até aproximadamente 2,5 bar. A partir desse ponto, a pressão de descarga cresce a taxas menores até um valor de máximo, em torno de 15 bar, para, então, decrescer lentamente até o valor de regime permanente, próximo de 12 bar. Nesse período, a

pressão de sucção passa a decrescer rapidamente até um vale ($\sim 0,8$ bar), voltando a crescer lentamente com a pressão de descarga até um pico em torno de 1,2 bar, a partir do qual passa a decrescer suavemente até que a condição de equilíbrio, em torno de 0,8 bar, seja atingida.

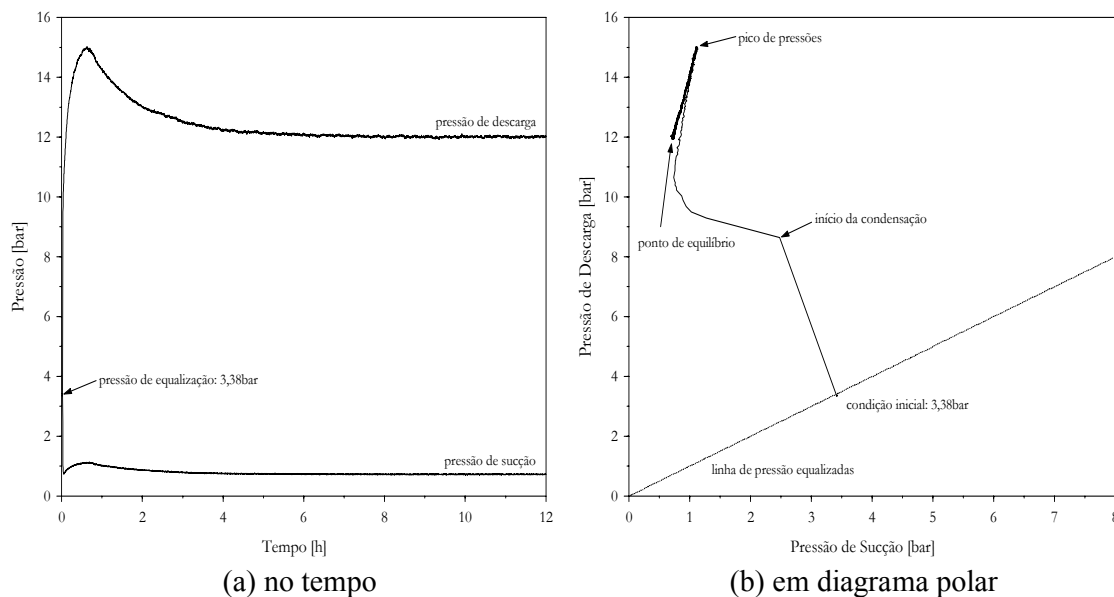


Figura 1. Evolução temporal das pressões de sucção e descarga.

O pico na pressão de descarga se deve à grande quantidade de massa descarregada pelo compressor durante o transiente inicial. Como o fluxo de massa através do tubo capilar ainda é pequeno, pois há apenas vapor superaquecido escoando através deste componente, o condensador fica repleto de refrigerante. A condensação inicia quando a pressão de descarga atinge um valor próximo da pressão de saturação correspondente à temperatura ambiente, mais especificamente, às temperaturas da parede do condensador. Isto ocorre porque as primeiras gotas de líquido se formam na parede interna do condensador, cuja temperatura ainda está muito próxima da temperatura ambiente. Nesse período, a pressão de sucção decresce pouco, se comparada à pressão de descarga, já que o compressor está aspirando vapor proveniente tanto de dentro da carcaça do compressor (onde fica predominantemente dissolvido no óleo) como do evaporador.

Com a entrada de líquido no tubo capilar, há inicialmente uma diminuição do fluxo de massa através deste componente devido ao aumento da viscosidade do refrigerante. Com a redução do fluxo de massa através do tubo capilar, a quantidade de refrigerante contida no evaporador decresce rapidamente, reduzindo ainda mais a pressão de sucção. Este fenômeno pode ser melhor compreendido com auxílio do diagrama da Fig. (1b), onde se nota que após o primeiro ponto de inflexão, relativo ao início da condensação, a pressão de evaporação decresce rapidamente enquanto a pressão de condensação praticamente não se altera.

Com a redução da pressão de evaporação (contrapressão que rege o escoamento através do tubo capilar) e a elevação da pressão de condensação devido à admissão de vapor superaquecido cada vez mais quente, o fluxo de massa através do tubo capilar volta a crescer, de modo que a pressão de evaporação também cresce até o ponto de máximo mostrado na Fig. (1b). A partir desse ponto, à medida que a pressão de condensação decresce, principalmente devido à troca de calor nesse componente, o fluxo de massa pelo tubo capilar diminui e a pressão de evaporação também decresce lentamente até o ponto de equilíbrio. Tanto a pressão de condensação quanto a de evaporação atingem a condição de regime permanente após aproximadamente 6h, motivo pelo qual foram apresentados os resultados obtidos apenas nas primeiras 12h.

A Fig. (2) apresenta a variação da temperatura média do ar no interior dos compartimentos refrigerados, onde se nota uma diferença de aproximadamente 21°C entre as duas condições de regime permanente: o congelador estabilizou em torno de -26°C e o refrigerador em torno de -5°C .

Nos instantes iniciais, observa-se que a temperatura do ar no interior dos gabinetes permanece praticamente inalterada devido à sua inércia térmica, o que é ainda mais evidente para o compartimento refrigerador, que possui um volume maior. Após alguns instantes, a temperatura passa a decrescer a taxas mais elevadas. A temperatura do congelador decresce mais rapidamente devido à maior vazão de ar e ao menor volume, que implica numa capacidade térmica menor. Além disso, vê-se que a temperatura do congelador estabiliza em cerca de 5h, quase 1h antes do refrigerador. Nestes ensaios, observou-se um tempo de pull-down em torno de 141min. O congelador atingiu seu ponto de operação, -18°C , em 88min.

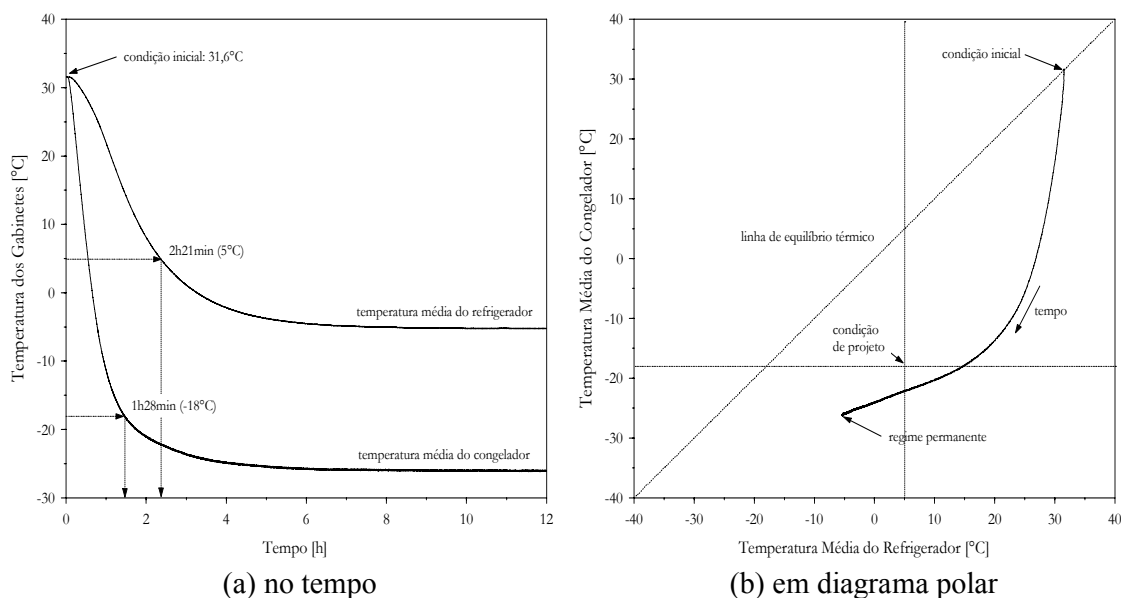


Figura 2. Temperaturas médias dos compartimentos refrigerados.

Na Fig. (2b) são apresentadas as curvas de abaixamento de temperatura dos compartimentos refrigerados em um diagrama polar, com a temperatura média do congelador na ordenada e a temperatura média do refrigerador na abscissa. Nesta figura, vê-se que as taxas de abaixamento da temperatura do congelador são maiores que as do refrigerador no início do teste, embora tal comportamento se inverta no final do transiente. Além disso, observa-se que a diferença de temperatura entre os compartimentos cresce até um pico, já que o congelador é refrigerado mais rapidamente, passando a decrescer até a condição de regime permanente.

Deve-se notar ainda a condição de projeto do refrigerador, dada pelo encontro das curvas de 5°C (refrigerador) e -18°C (congelador), em torno do qual o sistema deve ser controlado. Vê-se que, para a posição do damper previamente definida, o refrigerador opera fora da região de interesse.

Na Fig. (3a) são apresentadas as temperaturas medidas na superfície da serpentina do evaporador, tanto na região de entrada (curva preta) como na saída (vermelha). Na entrada, a temperatura cai rapidamente devido ao abaixamento da pressão de evaporação até o momento em que inicia a admissão de líquido no evaporador, a uma temperatura em torno de -21°C , o que faz com que a temperatura cresça levemente e volte a cair, com taxas mais suaves, até a condição de equilíbrio. A partir dessa inflexão, observa-se que o grau de superaquecimento no evaporador, que estava aumentando, passa a diminuir gradativamente até que o evaporador fica completamente repleto de líquido, num tempo aproximado de 2h. A curva vermelha, representativa da condição de saída do evaporador, também indica uma inflexão quando se aproxima de -25°C , o que possivelmente está associado à presença de líquido na região.

A Fig. (3b) mostra as temperaturas da parede do tubo na entrada e na saída do evaporador em um diagrama polar e permite observar que, primeiramente, a temperatura na entrada decresce rapidamente enquanto a temperatura na saída praticamente não varia, até que um ponto de máximo superaquecimento é atingido. Após este ponto, a temperatura na entrada passa a decrescer mais

suavemente, enquanto a fronteira de líquido migra em direção à saída do evaporador, o que reduz a temperatura nesta região e, conseqüentemente, o grau de superaquecimento no evaporador, até que este componente fique completamente repleto de líquido. Após este ponto, as temperaturas passam a decrescer juntas, porém lentamente, até a condição de regime permanente.

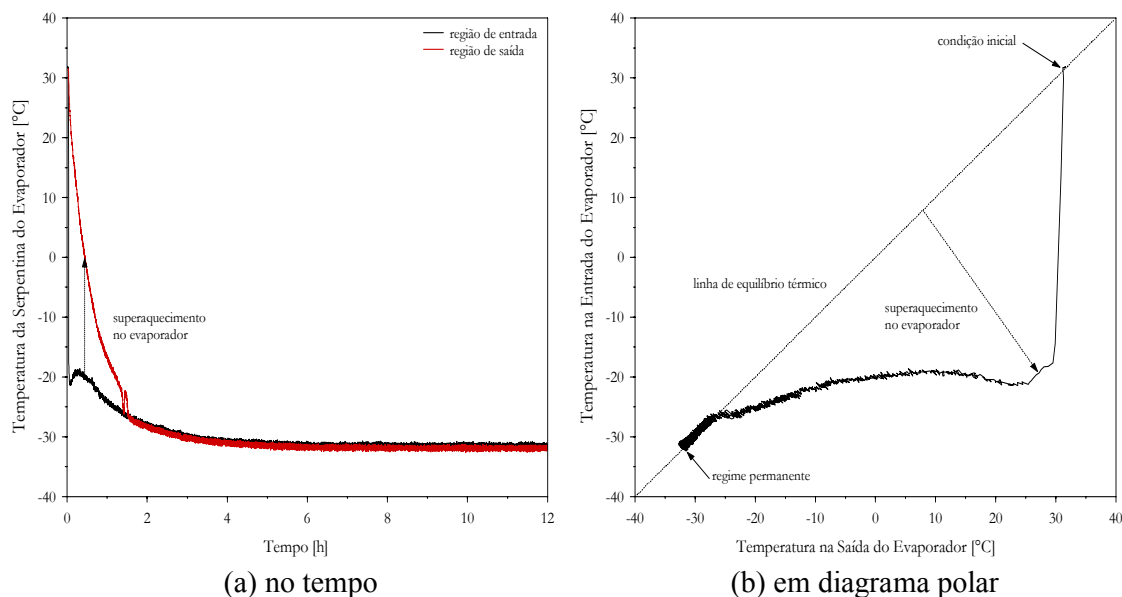


Figura 3. Temperaturas ao longo do evaporador durante o ensaio de abaixamento de temperatura.

A Fig. (4a) ilustra as temperaturas em três pontos da parede do condensador ao longo do tempo: entrada, meio e saída da região aletada. Vê-se claramente que, nos instantes iniciais, há uma região com líquido subresfriado na região de saída do componente, além do superaquecimento na região de entrada. Isso ocorre porque, nos instantes iniciais, a massa descarregada no condensador pelo compressor é muito maior que a massa drenada pelo tubo capilar, de modo que a quantidade de massa no condensador cresce rapidamente levando consigo a pressão de condensação. Para que a massa seja conservada, surge então uma região com escoamento de líquido subresfriado.

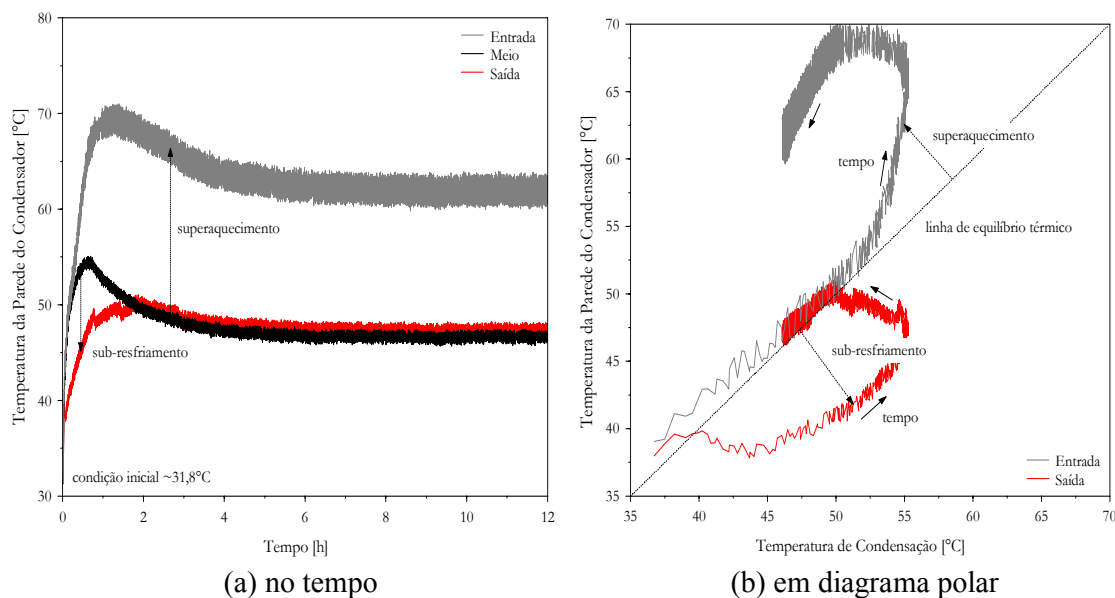


Figura 4. Temperaturas ao longo do condensador durante o ensaio de abaixamento de temperatura.

Com o aumento do grau de subresfriamento, o fluxo de massa através do capilar se eleva, reduzindo a pressão de condensação. À medida que o tempo passa e a pressão de condensação decresce, o sub-resfriamento no condensador diminui até que haja escoamento bifásico na saída do condensador, como ilustrado na Fig. (4b). Ainda nesta figura, pode-se observar a evolução transiente do grau de superaquecimento. Logo após o início da condensação, o comprimento da região superaquecida é muito pequeno. Com o passar do tempo, a região de superaquecimento se torna cada vez maior, passando por um ponto de máximo, e voltando a decrescer à medida que a pressão de condensação diminui.

4. ENSAIO DE CONSUMO DE ENERGIA

4.1. Procedimento de Ensaio

Existem vários procedimentos normalizados para determinar o consumo de energia de refrigeradores domésticos. Bansal & McGill (1995) realizaram um estudo comparativo entre as normas de ensaio existentes para avaliar o consumo de energia, produzindo uma boa fonte de informação acerca dos procedimentos disponíveis, suas características, potencialidades e limitações. Como as normas diferem muito entre si, já que prevêem condições diferenciadas de teste (e.g. abertura de porta), optou-se, neste trabalho, por uma variação do ensaio proposto pela norma ISO8561 (1995), adotada pelos fabricantes brasileiros de refrigeradores.

De acordo com esta norma, o teste de consumo de energia baseia-se no monitoramento da potência consumida pelo compressor durante um período de 24h. O congelador é carregado com uma carga térmica pré-estabelecida formada por pacotes de tylose, uma substância artificial cuja capacidade térmica equivale a da carne congelada. As temperaturas ambientes diferem da classificação apresentada para o teste de pull-down, pois o consumo de energia dos sistemas classe T deve ser testado a 32°C com set-point em torno de 5°C (refrigerador). O sistema é preparado de forma semelhante ao teste de pull-down, mantendo-se, evidentemente, o termostato ligado para garantir a ciclagem do compressor. O ensaio deve ser realizado em duas etapas de 24h. Numa, regula-se o termostato para se obter uma temperatura média do gabinete entre 3 e 5°C e, noutra, uma temperatura entre 5 e 7°C. Em ambos os testes, a temperatura do pacote de tylose mais quente deve ficar abaixo de -18°C, para garantir uma classificação 3 estrelas.

Como resultado do ensaio, obtém-se uma função que define a variação temporal da potência consumida pelo refrigerador num intervalo de tempo conhecido, de modo que o consumo de energia pode ser obtido a partir da sua integração temporal. O consumo de energia do refrigerador é estabelecido através de uma interpolação linear para a temperatura de set-point do compartimento refrigerador.

Como o objetivo do ensaio no presente trabalho é o de melhor compreender o comportamento transiente periódico do refrigerador, optou-se por fazer apenas um teste para um valor de set-point previamente definido, sem que qualquer carregamento fosse empregado. O ensaio foi iniciado como em um teste de pull-down, ou seja, o sistema foi mantido desligado até que o equilíbrio térmico com o ambiente fosse atingido. Nesta condição o compressor foi ligado e a gravação de dados iniciada. O teste teve uma duração de 36h, sendo as 12h iniciais utilizadas para se atingir a condição de regime periódico. O comportamento do refrigerador foi registrado apenas nas 24h finais. Os resultados são apresentados a seguir. Nesses ensaios, o refrigerador foi testado vazio, sem carregamento de tylose.

4.2. Resultados e Discussão

Como já mencionado, o ensaio de consumo de energia foi realizado numa temperatura ambiente de 32°C, sendo que a temperatura de set-point do refrigerador oscilou em torno de 5°C. No transiente periódico, observou-se um consumo de energia médio de 61,3kWh/mês, o que equivale a um consumo instantâneo de 85,2W. Nesse cálculo, apenas o período transiente periódico foi

considerado, ou seja, o transiente inicial foi desprezado. Note que este valor não pode ser usado como referência de comparação com produtos testados pela norma ISO8561 (1995), já que o produto foi testado sem carregamento e sem seu sistema original de controle. Além disso, o valor do consumo é declarado com base numa relação entre consumo e volume interno do sistema.

A Fig. (5) descreve o comportamento cíclico das pressões de sucção e descarga. Observa-se que os ciclos apresentam um período praticamente constante, o que indica um regime transiente periódico de operação. Deve-se notar as elevadas taxas de variação das pressões de sucção e descarga tanto na partida como na parada do compressor. Na condição de parada, nota-se uma elevação da pressão de equalização, mais evidente na Fig. (5b), que se deve ao ganho de calor pelo gabinete com conseqüente aumento da temperatura do evaporador. Ainda com base nesta figura, pode-se observar que, no regime periódico, o comportamento da pressão de descarga na partida é muito semelhante ao observado no ensaio de abaixamento de temperatura. O início da saturação, contudo, ocorre em pressões mais elevadas, já que a temperatura das paredes do condensador também é mais alta, de forma que a pressão de descarga tende a passar mais rapidamente pelo primeiro pico.

A Fig. (5b) mostra a evolução cíclica da pressão de descarga com a pressão de sucção. As pressões apresentam um comportamento semelhante ao obtido no ensaio de abaixamento de temperatura, passando por um ponto de máximo, até atingir o ponto de equilíbrio. Contudo, com o desligamento do compressor, as pressões tendem a se igualar, de modo que a pressão de descarga cai rapidamente com a pressão de sucção até a equalização. Como já discutido, o ganho de calor através do gabinete provoca o aumento da pressão de equalização, já que a temperatura do evaporador aumenta quando o sistema está desligado. Na partida, contudo, a curva desenvolve uma trajetória distinta daquela observada durante o desligamento. O laço formado entre as curvas de partida e de parada caracteriza as irreversibilidades termodinâmicas associadas à operação cíclica do refrigerador.

Ainda com base na Fig. (5), deve-se notar que a condição de regime permanente não é alcançada em nenhum momento, já que a operação do compressor é interrompida antes que as pressões se estabilizem. Este fato evidencia a necessidade de estudar e caracterizar o comportamento transiente de refrigeradores domésticos, já que o seu regime de controle é tipicamente transiente.

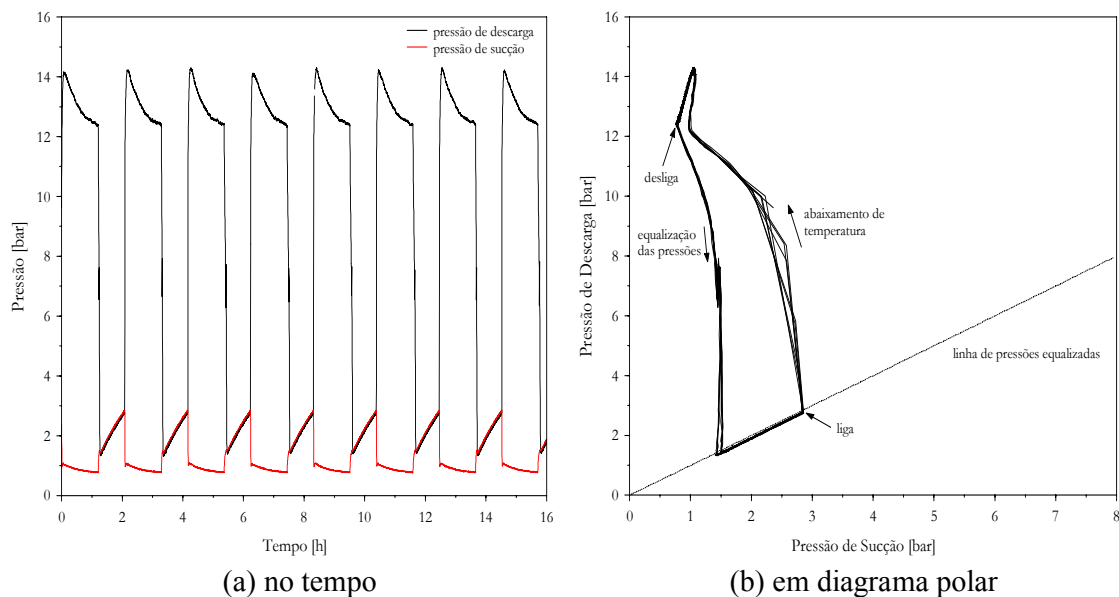


Figura 5. Evolução das pressões de sucção e descarga no ensaio de consumo de energia.

Através da Fig. (6) pode-se observar o comportamento cíclico da temperatura média do ar no interior dos compartimentos refrigerados. Na região superior da Fig. (6a), vê-se a curva que representa a temperatura média do gabinete, cujos valores extremos oscilam em torno de 2,5°C

(mínimo) e $6,5^{\circ}\text{C}$ (máximo), com uma amplitude de 4°C . Cada ciclo completo leva aproximadamente 2h, considerando-se tanto o período com o compressor ligado como desligado. Na região inferior da figura, vê-se a curva que representa a temperatura do centro geométrico do congelador, cujos extremos são -24°C (mínimo) e 2°C (máximo), o que indica uma amplitude de 22°C .

Neste ponto, um comentário acerca da amplitude de oscilação da temperatura no interior do congelador se faz imperativo. É evidente que, em situações do dia-a-dia, temperaturas acima de -18°C em um congelador 3 estrelas não devem ser obtidas, para que a qualidade dos alimentos seja preservada. O comportamento observado pode ser explicado pelo fato de que o ventilador permaneceu ligado durante o período de desligamento do compressor, de modo que ar quente oriundo do compartimento refrigerador foi insuflado no congelador, aumentando rapidamente sua temperatura.

Como a inércia térmica do compartimento refrigerador é muito maior que a do congelador, observa-se que sua temperatura continua subindo após o instante em que o compressor é re-ligado (veja Fig. 6b). O mesmo acontece quando o sistema é desligado, quando a temperatura do gabinete refrigerador continua decaindo por mais alguns instantes. Note que o congelador responde rapidamente ao ligamento/desligamento do compressor, devido tanto à menor capacidade térmica como às vazões mais elevadas neste compartimento.

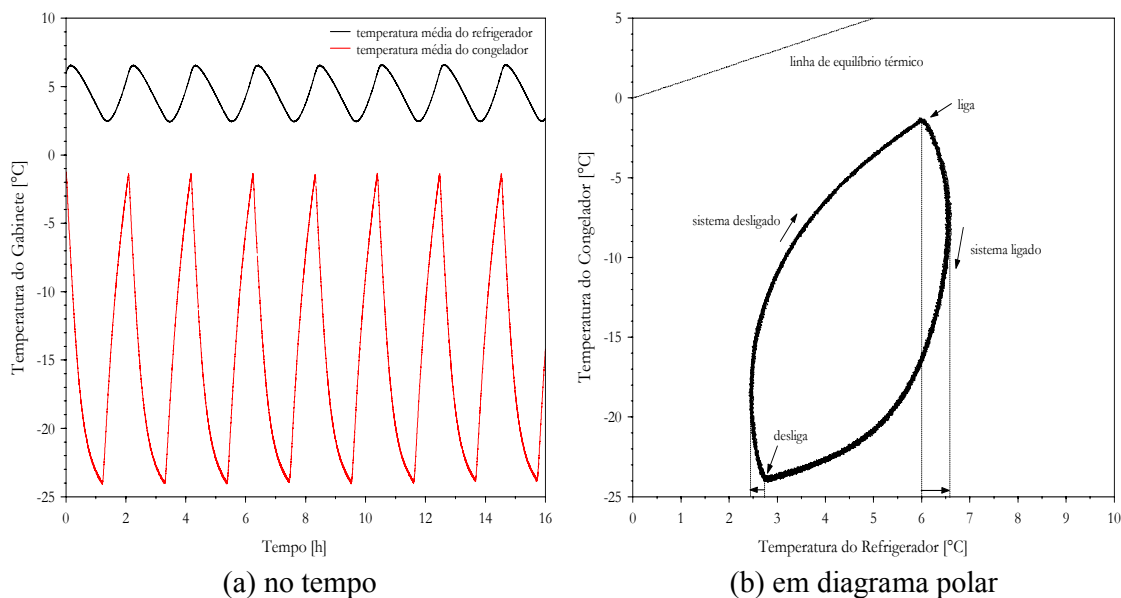


Figura 6. Temperatura média do gabinete no ensaio de consumo de energia.

Na Fig. (7) são mostradas as temperaturas na entrada e na saída do evaporador, para o regime periódico de operação. Pode-se observar que, no regime periódico, típico de refrigeradores domésticos, há presença intermitente de uma região de vapor superaquecido no evaporador. O superaquecimento perdura por cerca de metade do período no qual o compressor fica ligado, que por sua vez representa cerca de metade do período total de ciclagem, de modo que há a presença de uma região superaquecida no evaporador durante aproximadamente 25% do tempo de operação do refrigerador.

É importante enfatizar que a presença de uma região com vapor superaquecido é indesejada no evaporador, já que implica no mau aproveitamento tanto da área de transferência de calor do evaporador como do compressor, que passa a operar com uma capacidade menor. Além disso, o evaporador em questão possui duas fileiras de tubos, sendo que na primeira o trocador de calor é contra-corrente e na segunda – onde o superaquecimento aparece – paralelo, o que pode implicar em perda de desempenho.

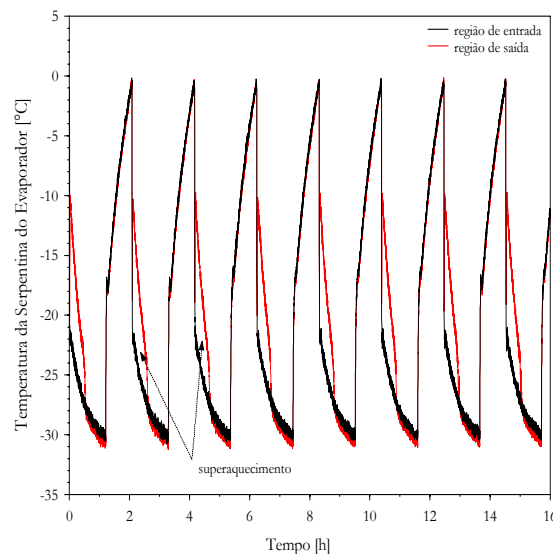


Figura 7. Temperatura do evaporador no ensaio de consumo de energia.

5. CONCLUSÕES

Uma nova metodologia para análise do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos, baseada em diagramas polares, foi introduzida. Para demonstrar as potencialidades desta metodologia, foram realizados ensaios normalizados de abaixamento de temperatura e de consumo de energia, com um refrigerador “no-frost” disponível no mercado. Os resultados obtidos foram processados de acordo com a metodologia proposta, quando se verificou que esta oferece uma série de informações, normalmente encobertas pela metodologia clássica de análise temporal.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES e ao CNPq pelos recursos disponibilizados para a realização deste trabalho. Também agradecem à Multibrás S.A. Eletrodomésticos, em especial aos engenheiros Marco E. Marques e Fernando L. Freitas Filho, pelo apoio financeiro e técnico. Por fim, os autores gostariam de expressar seus sinceros agradecimentos ao Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar da Universidade Federal de Santa Catarina, em especial aos técnicos Robson O. Piucco e Alexsandro S. Silveira, responsáveis pela realização dos experimentos.

7. REFERÊNCIAS

- Bansal, P.K., McGill, I., 1995, “Analysis of household refrigerators for different testing standards”, ASHRAE Transactions, Vol.101, Part 1, pp.1439-1445
- Ellsworth, K., Magleby, S., Tood, R., 2002, “A study of the effects of culture on refrigerator design: towards design for culture, Proceedings of ASME Design Engineering Technical Conferences, Montreal, Canada
- Gonçalves, J.M., 2001, “Análise Térmica de Refrigeradores”, Proposta de Tese de Doutorado, POSMEC/UFSC, Florianópolis, Brasil
- Hermes, C.J.L., 2003, “Simulação Numérica do Comportamento Transiente de Refrigeradores No-Frost”, Proposta de Tese de Doutorado, POSMEC/UFSC, Florianópolis, Brasil
- ISO8561, 1995, “Household frost-free refrigerating appliances – Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods”, International Organisation for Standardisation, Geneva, Switzerland

A METHODOLOGY TO GET THE MOST OUT FROM THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF NO-FROST FRIGERATORS BASED ON STANDARDISED TEST PROCEDURES

Christian Johann Losso Hermes

Multibrás Appliances S.A., Whirlpool Corporation

Rua Dona Francisca 7200

89219-900, Joinville, SC, Brazil, +55 47 441 4981, chermes@multibras.com.br

Cláudio Melo

Vitor Tiago Lacerda

Federal University of Santa Catarina, Department of Mechanical Engineering

88040-900, Florianopolis, SC, Brazil, +55 48 234 5691, melo@nrva.ufsc.br

***Abstract:** The traditional way to evaluate the thermal performance of household refrigerators relies on standardised experimental procedures that are carried out within environmental test rooms, in which the air temperature and humidity are kept under control. Among those test procedures, the most widely used are the so-called pull-down and energy-consumption tests. This work outlines a new methodology to analyse the dynamic behaviour of no-frost household refrigerators in order to get the most out from the cited standardised procedures commonly used for industrial developments.*

***Keywords:** refrigerator; dynamic behaviour, energy.*