

# ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE UM TUBO CAPILAR E UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA NUM SISTEMA DOMÉSTICO DE REFRIGERAÇÃO

Jackson Braz Marcinichen

Cláudio Melo

Rodrigues Stähelin

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

88040-900 – Florianópolis – SC

Fone: 55 48 234 5691 - Fax: 55 48 234 5166

[melo@nrva.ufsc.br](mailto:melo@nrva.ufsc.br)

**Resumo.** O objetivo do presente trabalho é investigar as características de funcionamento de uma válvula de expansão eletrônica, específica para refrigeradores domésticos, através da comparação com um sistema que utiliza um tubo capilar como dispositivo de expansão. Um sistema de refrigeração foi montado, primeiramente com um tubo capilar e depois com a válvula de expansão eletrônica, e submetido a testes normalizados de “pull-down” e de consumo de energia. De uma maneira geral verificou-se que o sistema com válvula de expansão apresentou um menor tempo de “pull-down” e um consumo de energia superior ao sistema com tubo capilar.

**Palavras chave:** tubo capilar, válvula de expansão eletrônica, refrigerador doméstico, energia.

## 1. Introdução

Tubos capilares são universalmente empregados em sistemas domésticos de refrigeração, principalmente devido ao seu baixo custo e a possibilidade de utilização de compressores de baixo torque de partida. O tubo capilar é, entretanto, um dispositivo de expansão que não se ajusta às variações das condições de operação do sistema. Na presença de tais variações quem se ajusta é o próprio sistema de refrigeração, e o faz sempre com redução do coeficiente de performance. Tubos capilares são ainda facilmente obstruídos por elementos estranhos ao circuito, o que pode afetar a eficiência do sistema e até interromper a sua operação (Marcinichen, 2001).

Válvulas de expansão eletrônicas podem aumentar ou diminuir a área de passagem de refrigerante, em resposta às variações das condições de operação do sistema. Em contrapartida possuem partes móveis e um custo relativamente elevado. A válvula utilizada neste trabalho, em particular, opera eficientemente ao longo de uma ampla faixa de vazão, típica de sistemas de refrigeração de baixa capacidade.

Este trabalho tem por objetivo comparar o desempenho de um sistema de refrigeração utilizando dois tipos de dispositivos de expansão; um tubo capilar e uma válvula de expansão controlada eletronicamente pelo grau de superaquecimento na saída do evaporador. Para tanto, testes normalizados de *pull-down* e de consumo de energia foram realizados, variando-se tanto a temperatura ambiente como a rotação do compressor.

O trabalho inicia com a descrição das características de funcionamento e das recomendações para instalação da válvula de expansão. Em seguida são apresentados resultados de testes realizados pelo fabricante, utilizando uma *venting machine*. Na seqüência são apresentados os resultados do presente trabalho, tanto com o sistema original (tubo capilar) como com o sistema modificado (válvula de expansão). O trabalho termina com uma avaliação comparativa entre os sistemas original e modificado, procurando explorar as potencialidades da válvula de expansão eletrônica e propondo investigações futuras.

Deve-se ressaltar que os trabalhos correlatos encontrados na literatura, Tassou e Al-Nizari (1991), Aprea e Mastrullo (2002), Choi e Kim (2002 e 2003), referem-se, sem exceção, a sistemas com elevadas capacidades de refrigeração, e isto confere um caráter inédito a este trabalho.

## 2. Sistema válvula de expansão (VE) / placa eletrônica (PE)

Neste item serão apresentadas as principais características do sistema VE/PE, juntamente com alguns resultados obtidos pelo fabricante através de testes realizados com uma *venting machine*.

### 2.1. Características do sistema VE/PE

A válvula de expansão em questão consiste basicamente de um sistema palheta, orifício, bobina. A abertura da válvula é comandada pela aplicação de uma tensão numa bobina, que gera um campo magnético responsável pela movimentação da palheta. O tempo de aplicação da tensão e conseqüentemente o tempo de abertura da válvula (largura de pulso), é proporcional ao grau de superaquecimento na saída do evaporador. Se o superaquecimento aumenta ou diminui em relação a um valor de referência, o tempo de abertura da válvula respectivamente aumenta ou diminui e

conseqüentemente o grau de superaquecimento diminui ou aumenta. Fica claro, portanto, que o grau de superaquecimento é controlado por um “laço” de realimentação negativo.

A placa eletrônica opera através de três parâmetros, quais sejam: período de pulso (T), ciclo ativo máximo (DM) e ciclo ativo (D). Esses parâmetros podem variar de acordo com a capacidade do sistema de refrigeração e devem ser adequadamente ajustados para garantir o correto funcionamento da válvula. As escolhas do diâmetro do orifício da válvula e do DM determinam o fluxo de massa máximo fornecido pela válvula de expansão. Para um mesmo diâmetro de orifício, o parâmetro DM pode ser ajustado eletronicamente, permitindo assim a utilização da válvula numa ampla faixa de capacidade de refrigeração.

As principais vantagens de uma VE controlada por largura de pulso são listadas a seguir:

- Controle adequado em baixos fluxos de massa (tempo de fechamento rápido em relação ao período),
- Baixo consumo de potência (~0,5W),
- Elevado tempo de vida útil (~30 anos),
- Baixo peso e pequeno tamanho,
- Fechamento durante a parada de compressor (minimização das perdas cíclicas),
- Operação estável sem compensação eletrônica,
- Controle adequado em baixos graus de superaquecimento (~3°C).

## 2.2. Recomendações para instalação da VE

Alguns cuidados devem ser tomados quando da instalação da válvula num sistema de refrigeração, para evitar possíveis anomalias e/ou perda de eficiência do sistema VE/PE. A seguir são descritas as principais recomendações para instalação.

Deve-se garantir a presença de líquido na entrada da válvula, através da instalação de um trocador de calor linha de líquido/linha de sucção (ver Fig. 1). O fabricante recomenda um trocador de calor com o mesmo comprimento do trocador de calor tubo capilar/linha de sucção do sistema original.

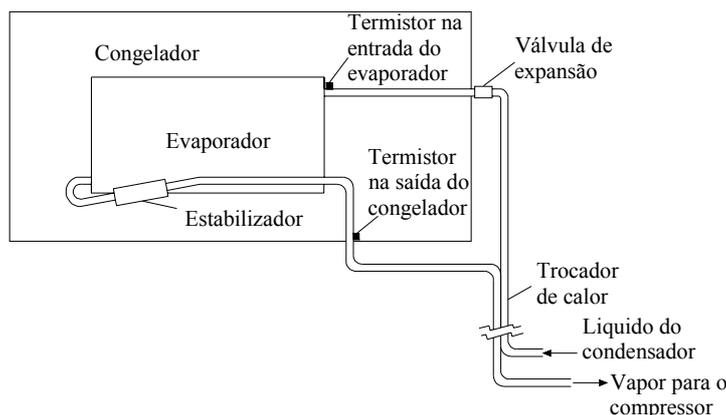


Figura 1. Instalação da válvula de expansão

O grau de superaquecimento deve ser medido através de dois termistores, colocados um na entrada do evaporador e outro na saída do congelador. Estes termistores devem ser idênticos, de boa precisão, isolados do ambiente externos e devem ainda ser montados com bastante cuidado para garantir um bom contato com o metal.

Um acumulador de líquido (estabilizador) deve também ser montado na saída do evaporador para garantir a estabilização do grau de superaquecimento (Fig. 1).

## 2.3. Avaliação do fabricante

Como já mencionado, o fabricante realizou testes preliminares com uma *vending machine*, considerando tanto o sistema original (tubo capilar) como o modificado (VE/PE). A intenção do fabricante era mostrar o melhor desempenho do sistema modificado, tanto em termos de tempo de *pull-down* como de consumo de energia, em várias temperaturas ambientes.

Primeiramente comparou-se a potência média consumida e o tempo de compressor ligado, para temperaturas ambientes superiores a 24°C. Verificou-se que na temperatura de 24°C o comportamento dos dois sistemas era praticamente semelhante. Para temperaturas superiores a 24°C o sistema com capilar apresentou um maior tempo de compressor ligado e uma maior potência média consumida. Isso foi explicado pelo aumento do fluxo de massa através do capilar e conseqüentemente da temperatura de evaporação, em resposta ao aumento das temperaturas ambiente e de condensação. O sistema modificado, por outro lado, responde ao aumento da temperatura ambiente com uma redução da abertura da válvula de expansão, procurando assim manter o grau de superaquecimento constante. Esse

comportamento diminui a temperatura de evaporação e conseqüentemente leva a menores tempos de compressor ligado e a uma menor potência média consumida.

Em seguida avaliou-se o tempo de *pull-down* e o consumo de energia. Neste caso ambos os sistemas foram testados completamente carregados com latas de refrigerante e numa temperatura ambiente de 40,5°C. O tempo de *pull-down*, ou seja, o tempo para que a temperatura média das latas atinja o valor de 4,4°C, e o consumo de energia durante esse processo, para o sistema com capilar e com válvula de expansão foram de respectivamente 20h e 15,5 kWh e de 12h e 10 kWh.

Este comportamento pode ser explicado pelo fato do sistema com válvula de expansão trabalhar com abertura máxima e conseqüentemente com fluxo de massa máximo, durante as primeiras 2 horas de operação, quando o grau de superaquecimento é maior do que o valor de *set point*. Atingido o valor de *set point* a válvula se modula, controlando assim o fluxo de massa e a temperatura de evaporação. No sistema com capilar, tanto o fluxo de massa como a temperatura de evaporação se mantêm constantes durante o processo, já que estes dependem da temperatura de condensação e esta da temperatura ambiente.

### 3. Avaliação do sistema VE/PE num sistema de refrigeração

O sistema VE/PE foi montado num refrigerador doméstico do tipo *top-mount*, de 513 litros, o qual foi submetido a testes normalizados de *pull down* e de consumo de energia. Como mencionado anteriormente a intenção era comparar a performance de um mesmo sistema de refrigeração, utilizando dispositivos de expansão distintos.

#### 3.1. Testes com o sistema original (tubo capilar)

A temperatura do ar no interior do sistema é controlada pela ação de um termostato, que interrompe a operação do compressor, e de um *damper* que regula a vazão de ar sendo insuflado nos compartimentos congelador e refrigerador. Ao longo dos testes a posição do *damper* foi mantida fixa e a posição do termostato foi variada entre as posições (0) e (5), dependendo da necessidade.

##### 3.1.1. Instrumentação

O compressor original do sistema foi substituído por um de capacidade similar, mas com inversão de frequência (VCC). Adicionalmente incorporou-se ao sistema um sistema de medição de fluxo de massa do tipo Coriolis. Este medidor foi instalado na descarga do compressor e devido ao seu pequeno volume interno, pouco afetou a carga de refrigerante originalmente empregada.

As pressões de sucção e descarga foram medidas através de dois transdutores de pressão absoluta. As temperaturas foram medidas através de cabos de compensação do tipo T, com bitola 24 AWG. Os termopares utilizados para medir a temperatura do ar foram inseridos e estanhados dentro de massas padrão de cobre. Os demais foram estanhados diretamente sobre a superfície dos tubos.

A temperatura ambiente foi tomada como a média aritmética das indicações de três termopares colocados no centro geométrico das paredes laterais e da parede frontal e a 15 cm destas (NTB 48, 1992).

O refrigerador foi posicionado a 30 cm dos anteparos laterais e a 12 cm da parede posterior, de acordo com as recomendações da norma NTB 48 (1992).

Para medição da tensão, corrente, potência, frequência e consumo de energia foram utilizados equipamentos específicos, devidamente calibrados. Todos os sinais gerados pelos transdutores foram adquiridos por um sistema de aquisição de sinais, de fabricação HP.

##### 3.1.2. Resultados dos testes

O sistema original, vazio, e com uma carga de R-134a de 106,5 gramas, foi submetido a testes normalizados de *pull-down* e de consumo de energia, de acordo com as condições indicadas na Tab. 1.

Tabela 1. Testes com o sistema original

Testes	Temperatura (°C) / rotação (rpm)
Pull Down	18 / 1800 e 4500
	32 / 1800 e 4500
	43 / 1800 e 4500
Consumo de energia	18 / 1800
	32 / 1600, 1800, 2500, 3000 e 4500
	43 / 1800

A Tabela 2 mostra os tempos de *pull-down* para os compartimentos congelador e refrigerador. As temperaturas de referência foram fixadas em -15°C e 7,2°C, respectivamente para o congelador e refrigerador. Para a leitura destas

temperaturas utilizou-se a indicação do termopar colocado no centro geométrico do congelador e a média das indicações dos termopares colocados no topo, meio e fundo do compartimento refrigerador (NTB 48, 1992).

Tabela 2. Tempos de *Pull down*

Temperatura (°C) / Rotação (rpm)	Tempo (h) Congelador	Tempo (h) Refrigerador
18 / 1800	1,11	1,76
32 / 1800	2,01	3,88
43 / 1800	5,37	-
18 / 4500	0,60	1,32
32 / 4500	0,88	2,67
43 / 4500	1,17	5,04

Como esperado, o tempo de *pull-down* aumentou com o aumento da temperatura ambiente e com a diminuição da rotação do compressor, tanto para o congelador como para o refrigerador. Também como esperado o tempo de *pull-down* do compartimento congelador foi substancialmente menor que o do refrigerador devido ao seu menor volume interno. Observou-se também que na condição 43°C/1800 rpm, o sistema não foi capaz de atingir a temperatura requerida por norma (7,2°C) no compartimento refrigerador.

Os testes de consumo de energia foram realizados seguindo-se as recomendações da norma ABNT/NBR 8888 (1985) e considerando também como referência as temperaturas de -15°C e 7,2°C. Para tanto foram realizados dois testes, um com o termostato posicionado para fornecer uma temperatura superior a de referência e outro com o termostato posicionado para propiciar uma temperatura inferior à de referência. O consumo de energia nas duas temperaturas de referência foi obtido através de uma interpolação linear utilizando os resultados dos dois testes realizados. O consumo de energia do sistema foi tomado como o maior dos valores obtidos.

De acordo com as expectativas, na condição de 43°C/1800 rpm, o sistema não entrou em regime cíclico, mesmo com o termostato posicionado na condição de máxima temperatura. Optou-se, então, pela realização de um teste na temperatura de 38°C e pela extrapolação dos resultados para a temperatura de 43°C (ver Fig. 2).

As Figuras 2 e 3 mostram, respectivamente, o consumo de energia em função da temperatura ambiente para uma rotação de 1800 rpm e o consumo de energia em função da rotação para uma temperatura ambiente de 32°C.

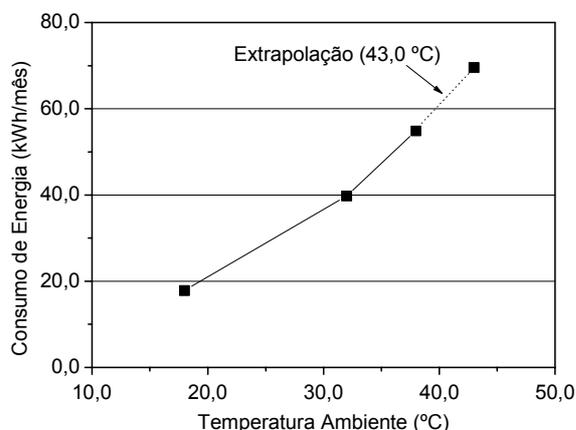


Figura 2. Consumo vs. temperatura ambiente / 1800rpm

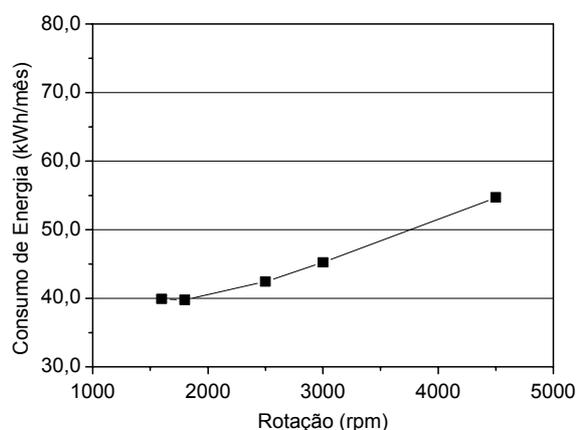


Figura 3. Consumo vs. rotação / 32°C

Confirmando as expectativas, o consumo de energia aumentou tanto com a temperatura ambiente como com a rotação do compressor. Entre 1600 e 1800 rpm, observou-se um ligeiro decréscimo do consumo de energia, da ordem de 6%, que precisaria ser melhor investigado.

### 3.2. Testes com o sistema modificado (válvula de expansão)

Antes de montar a válvula de expansão no sistema, tornou-se necessário promover algumas modificações na placa eletrônica com o objetivo de permitir o ajuste dos parâmetros de controle (T e DM) e também para possibilitar uma melhor avaliação do seu funcionamento. As principais alterações são descritas a seguir.

1. Implementação do controle de equalização das pressões. No instante em que o compressor interrompe o seu funcionamento, a válvula deve permanecer funcionando em DM por um tempo determinado até que as pressões do sistema se equalizem.
2. Implementação do controle de atuação da VE no instante da partida do compressor. Na partida do compressor a válvula deve iniciar o seu funcionamento em DM e permanecer nesta situação por um tempo suficiente para dar origem a um superaquecimento mínimo de controle.

3. Implementação de “Trim pots” de ajuste de T e DM.
4. Implementação de um sinal de tensão proporcional a D/DM. Este sinal reflete o comportamento da válvula, permitindo, por exemplo, relações com o grau de superaquecimento ou com o fluxo de massa.

O sistema de refrigeração precisou também ser modificado para permitir a instalação da válvula de expansão. As principais alterações promovidas no sistema são descritas a seguir.

1. Instalação de um trocador de calor linha de líquido/linha de sucção de 1,20m de comprimento. As duas linhas foram montadas com tubos de cobre 3/8”, brasados lateralmente com estanho e isolados termicamente (ver Fig. 4).
2. Instalação de uma válvula de expansão, com diâmetro de orifício igual a 0,65 mm. O corpo da VE foi montado no lado externo do sistema (ver Fig. 5). Um cabo de compensação foi instalado a montante da válvula para monitorar o grau de subresfriamento.
3. Instalação de um acumulador de líquido (estabilizador de superaquecimento), com aproximadamente 50cm<sup>3</sup> na saída do evaporador (ver Fig. 6). Um cabo de compensação foi instalado na saída deste componente para monitorar o grau de superaquecimento.
4. Instalação de dois termistores NTC (resistência nominal de 10kΩ a 25°C e classe 0,1°C), um na entrada do evaporador e outro na saída do congelador.



Figura 4. Trocador de calor

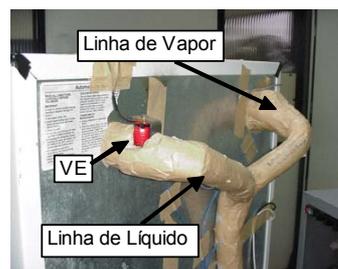


Figura 5. Posicionamento da VE

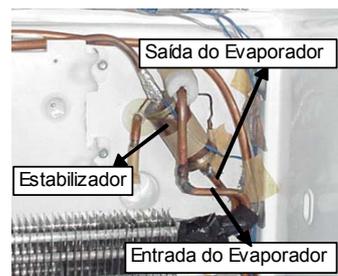


Figura 6. Estabilizador de superaquecimento

### 3.2.1. Determinação da carga e do parâmetro DM

Devido às alterações introduzidas no sistema, com o conseqüente aumento do volume interno, houve a necessidade de realização de um processo de determinação da carga de refrigerante. Testes anteriores mostraram que para cada carga existe um valor de DM ótimo que vai gerar as menores temperaturas nos compartimentos congelador e refrigerador.

Durante os testes de determinação de carga o período (T) foi mantido em 2,2 s, a temperatura ambiente em 32°C e a rotação em 1800 rpm. Para cada carga de refrigerante, ajustava-se o valor de DM até que o grau de superaquecimento na saída do evaporador se tornasse nulo. Nessa condição todas as variáveis sendo monitoradas e, em especial, as temperaturas do ar nos compartimentos congelador e refrigerador, eram registradas. Os resultados dos testes realizados com cinco cargas de R-134a diferentes (106,4g / 127,9g / 137,4g / 147,9g / 158,0g), são ilustrados nas Fig. 7 e 8.

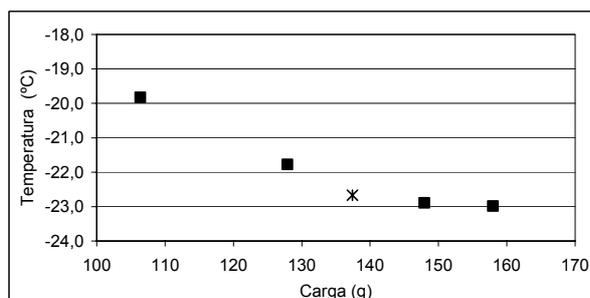


Figura 7. Temperatura do congelador vs. carga

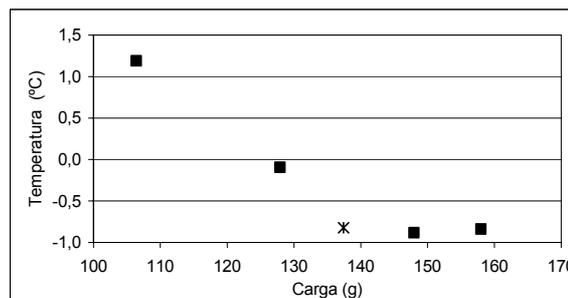


Figura 8. Temperatura do refrigerador vs. carga

Observou-se que a partir da carga de 137,4gramas de refrigerante o fluxo de massa, a pressão de sucção, a potência do compressor e as temperaturas dos compartimentos congelador e refrigerador se mantinham praticamente constantes. Concluiu-se então que a carga ideal de refrigerante para o sistema modificado seria de 137,4gramas.

### 3.2.2. Resultados dos testes

O sistema modificado, vazio, e com uma carga de R-134a de 137,4 gramas, foi submetido a testes normalizados de *pull-down* e de consumo de energia, de acordo com as condições indicadas na Tab. 1. Os resultados dos testes de *pull-down* são indicados na Tab. 3.

Tabela 3. Tempos de *Pull down*

Temperatura (°C) / Rotação (rpm)	Tempo (h) Congelador	Tempo (h) Refrigerador
18 / 1800	0,98	1,63
32 / 1800	1,85	3,79
43 / 1800	4,69	-
18 / 4500	0,59	1,28
32 / 4500	0,91	2,86
43 / 4500	1,39	4,93

A exemplo dos testes realizados com o sistema original o tempo de *pull-down* cresceu com o aumento da temperatura ambiente e com a diminuição da rotação do compressor, para ambos os compartimentos.

Os testes de consumo de energia foram realizados de maneira semelhante aos realizados com o sistema original e mostraram um comportamento também semelhante com a temperatura ambiente e com a rotação do compressor (ver Fig. 9 e 10). Da mesma forma o sistema não entrou em operação cíclica na condição 43°C/1800 rpm, o que levou a realização de um teste a 38 °C e a extrapolação para 43°C.

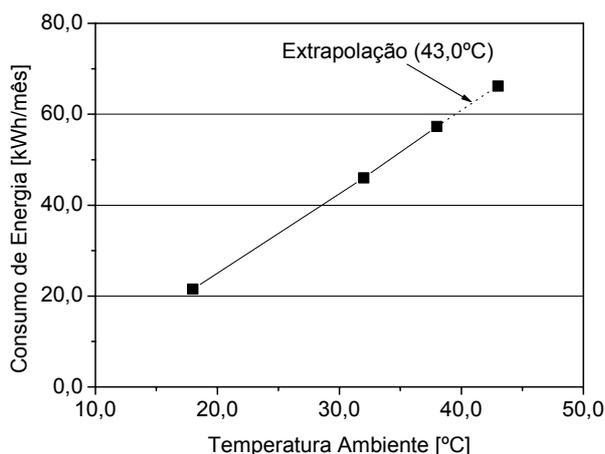


Figura 9. Consumo vs. temperatura ambiente / 1800rpm

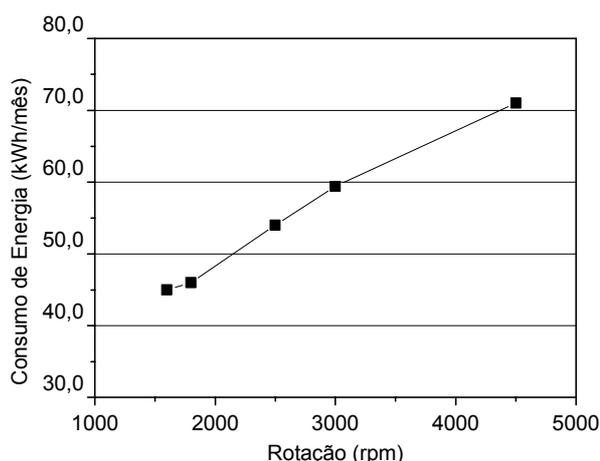


Figura 10. Consumo vs. rotação / 32°C

Os valores de consumo de energia indicados nas Fig. 9 e 10 são valores globais para todo o sistema. Teve-se o cuidado de se monitorar de forma independente o consumo da VE/PE, que gerou um valor de 1,42kWh/mês.

### 3.3. Comparação sistema original vs. sistema modificado

Os tempos de *pull-down* dos dois sistemas são comparados na Tab. 4.

Tabela 4. Tempos de “pull-down”

Temperatura (°C) /Rotação (rpm)	Tempo de Pull Down (h)					
	Congelador (-15°C)			Refrigerador (7,2°C)		
	Original	Modificado	Dif. (%)	Original	Modificado	Dif. (%)
18 / 1800	1,11	0,98	11,4	1,76	1,63	7,6
32 / 1800	2,01	1,85	7,9	3,88	3,79	2,4
43 / 1800	5,37	4,69	12,6	-	-	-
18 / 4500	0,60	0,59	1,2	1,32	1,28	3,1
32 / 4500	0,88	0,91	-4,5	2,67	2,86	-6,9
43 / 4500	1,17	1,39	-18,9	5,04	4,93	2,2

Os resultados mostrados na Tab. 4 permitem concluir que na rotação de 1800 rpm o sistema modificado é sempre mais eficaz em termos de abaixamento de temperatura, originando tempos médios de *pull-down* 10% e 5% inferiores ao sistema original, respectivamente para os compartimentos congelador e refrigerador. Esta vantagem desaparece com o aumento da rotação do compressor, notadamente em altas temperaturas ambientes. Na rotação de 4500 rpm e temperatura de 43°C, por exemplo, o sistema modificado aumentou substancialmente (18,9%) o tempo de *pull-down* do congelador em relação ao sistema original. Parte desse comportamento pode ser explicado pela carga de refrigerante, ajustada na rotação de 3600 rpm para o sistema original e na rotação de 1800 rpm para o sistema modificado.

Os testes realizados pelo fabricante indicaram uma redução do tempo de *pull-down* de 40% com a introdução da válvula de expansão, tendência esta não observada neste trabalho. O fabricante testou um sistema de maior capacidade de refrigeração, completamente carregado com latas de refrigerante. A elevada carga térmica do produto muito provavelmente fez com que a válvula de expansão operasse um maior tempo com o ciclo ativo máximo (DM), o que gerou um menor tempo de *pull-down*. Testes adicionais são, entretanto, necessários para explorar melhor esta diferença.

Os resultados dos testes de consumo de energia são sumarizados na Tab. 5.

Tabela 5. Consumo de Energia

Consumo Total (kWh/mês)		
Temperatura (°C) / Rotação (rpm)	Original	Modificado
18 / 1800	17,8	21,5
32 / 1800	39,8	46,0
38 / 1800	54,9	57,3
43 / 1800 (*)	69,6	66,2
32 / 1600	39,9	45,0
32 / 2500	42,4	54,0
32 / 3000	45,2	59,4
32 / 4500	54,7	71,0

(\*) extrapolação

Os resultados mostrados na Tab. 5 permitem concluir que o consumo de energia do sistema modificado é sempre superior ao do sistema original. Em condições de regime permanente o sistema modificado apresenta menores fluxo de massa, pressão de evaporação e potência. Entretanto em regime cíclico o consumo de energia do sistema modificado é superior ao do sistema original devido ao maior fluxo de massa de refrigerante logo após cada partida do compressor.

Observa-se também que a diferença entre o consumo de energia dos dois sistemas tende a diminuir com o aumento da temperatura ambiente e com a diminuição da rotação do compressor. Isso se deve ao aumento do tempo de operação do compressor em ambos os casos. As extrapolações para 43°C de temperatura ambiente indicam que o sistema original tende a apresentar um maior consumo de energia nesta condição.

Os testes realizados pelo fabricante indicaram uma redução substancial no consumo de energia com a introdução da válvula de expansão, fato este não observado neste trabalho. Como já mencionado na partida do compressor o sistema modificado trabalha com maiores fluxos de massa, pressão de evaporação e consumo de energia, com o intuito de atingir o valor de *set-point* estabelecido para o grau de superaquecimento. Em sistemas de baixa carga térmica, como o deste trabalho, os ciclos de operação do compressor são mais curtos e, portanto, a diferença de potência nos momentos iniciais do ciclo se torna relevante e provoca a diferença de consumo a favor do sistema original. Nos sistemas com maior carga térmica, como o testado pelo fabricante, o tempo de operação do compressor aumenta e isso diminui o impacto da diferença de potência entre os dois sistemas logo após a partida do compressor. Além disso, com o aumento do tempo de operação do compressor o sistema modificado passa a apresentar um menor fluxo de massa, pressão de evaporação e potência. Isso faz com que o consumo de energia do sistema modificado se torne inferior ao do sistema original.

A Figura 11 mostra o comportamento da pressão de evaporação, para os dois sistemas, em função da temperatura ambiente. Fica evidente que com o aumento da temperatura ambiente (carga térmica) a pressão de evaporação do sistema modificado tende a se tornar inferior ao do original, provocando assim uma redução no consumo de energia.

#### 4. Conclusões

Neste trabalho procurou-se comparar o desempenho de um mesmo sistema de refrigeração, em termos de tempo de *pull-down* e consumo de energia, utilizando um tubo capilar e uma válvula de expansão eletrônica comandada pelo grau de superaquecimento como dispositivos de expansão.

Verificou-se que, em termos gerais, o sistema com válvula de expansão apresenta um menor tempo de *pull-down*, e um maior consumo de energia. Observou-se também uma tendência clara de diminuição do consumo de energia do sistema modificado com o aumento da temperatura ambiente (carga térmica).

Os resultados dos testes realizados pelo fabricante não foram corroborados pelo presente trabalho, muito provavelmente devido à diferença de carga térmica entre os dois sistemas utilizados.

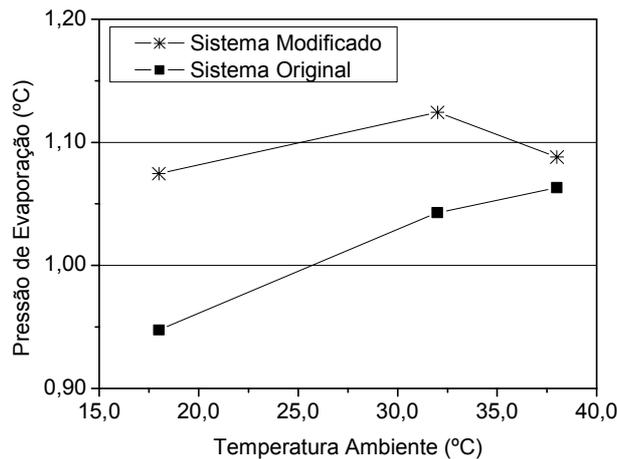


Figura 11. Pressão de evaporação vs. temperatura ambiente

Na seqüência deste trabalho pretende-se realizar testes com o sistema modificado, utilizando uma carga de R-134a ajustada para a rotação de 3600 rpm, e introduzindo latas de refrigerante no compartimento refrigerador e recipientes com água no compartimento congelador.

## 5. Agradecimentos

Este trabalho foi desenvolvido dentro de um programa de cooperação técnico científico entre a Embraco S.A. (Empresa Brasileira de Compressores) e o NRVA (Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar), do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. O apoio recebido da Embraco S.A., através dos engenheiros Reinaldo Maykot e Roberto Horn Pereira, foi fundamental para a realização deste trabalho, razão pela qual externamos os nossos mais sinceros agradecimentos.

## 6. Referências

- ABNT/NBR 8888, 1985, “Refrigeradores e Congeladores Elétricos – Medição do Consumo de Energia – Método de Ensaio”, Junho.
- Aprea, C., Mastrullo, R., 2002, “Experimental Evaluation of Electronic and Thermostatic Expansion Valves Performances using R22 and R407C”, Applied Thermal Engineering 22, pp. 205-218.
- Choi, J. M., Kim, Y. C., 2002, “The Effects of Improper Refrigerant Charge on the Performance of a Heat Pump with an Electronic Expansion Valve and Capillary Tube”, Energy 27, pp. 391-404.
- Choi, J. M., Kim, Y. C., 2003, “Capacity Modulation of an Inverter-driven Multi-air Conditioner using Electronic Expansion Valve”, Energy 28, pp. 141-155.
- Marcinichen, J. B., 2001, “Avaliação Experimental da Redução do Fluxo de Massa em Tubos Capilares pela Deposição de Óleo Éster”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- NTB48, 1992, “Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares – Abaixamento de Temperatura (Pull-Down) – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Grupo Brasmotor S/A, Joinville, Brasil, Fevereiro.
- Tassou, S. A., Al-Nizari, H., 1991, “Investigation of the Steady State and Transient Performance of a Reciprocating Chiller Equipped with an Electronic Expansion Valve”, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, N° 6, pp. 541-550.

## COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A CAPILLARY TUBE AND AN ELECTRONIC EXPANSION VALVE IN A HOUSEHOLD REFRIGERATOR

Jackson Braz Marcinichen  
Cláudio Melo  
Rodrigues Stähelin

Federal University of Santa Catarina  
Department of Mechanical Engineering  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 55 48 234 5691 - Fax: 55 48 234 5166  
[melo@nrva.ufsc.br](mailto:melo@nrva.ufsc.br)

**Abstract.** *The objective of this work is to investigate the operating characteristics of an electronic expansion valve, specific for household refrigerators, using a refrigeration system assembled with a capillary tube as the baseline. An household refrigerator was set up, firstly with a capillary tube and later with an electronic expansion valve, and submitted to normalized tests of “pull-down” and energy consumption. In general terms, the modified system presented a lower “pull-down” time and a higher energy consumption than the baseline system.*

Keywords: Capillary tube, electronic expansion valve, household refrigerator, energy.