

INVESTIGAÇÃO IN-LOCCO DAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR DE REFRIGERADORES NO-FROST

Cláudio Melo - melo@polo.ufsc.br

Robson Olimpio Piucco - piucco@polo.ufsc.br

Joel Boeng - joel@polo.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88040-900 – Florianópolis – SC
Fone: 48 234 5691 - Fax: 48 234 5166

Resumo. O desempenho do sistema de circulação de ar de um refrigerador no-frost de 430 litros foi experimentalmente avaliado neste trabalho. Para tanto construiu-se um aparato experimental específico, capaz de controlar tanto a temperatura do ar em torno do refrigerador como as condições de operação do sistema de refrigeração. Vários testes foram realizados com o intuito de explorar o efeito das variáveis independentes (fluxo de massa de refrigerante, rotação do ventilador, pressão de evaporação, título do refrigerante, abertura do damper, etc) sobre o desempenho do refrigerador. O efeito da geometria do evaporador foi também analisado, através de testes com evaporadores similares submetidos a diferentes arranjos de escoamento. Os resultados experimentais, expressos em termos dos fatores de fricção e de Colburn, ambos como uma função do número de Reynolds, foram comparados e discutidos.

Palavras chave: refrigerador doméstico, evaporador, trocador de calor, circulação de ar.

1. Introdução

A questão energética é um dos mais graves problemas ambientais da atualidade e está diretamente relacionada ao baixo desempenho energético dos sistemas térmicos em operação. De acordo com estatísticas recentes do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Eletrobrás, 2000), a refrigeração é responsável por cerca de 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil, o que corresponde em termos absolutos a 2,86 TWh/ano. Apesar de responder por um consumo individual de energia relativamente pequeno o refrigerador doméstico possui um papel importante no consumo nacional de energia elétrica devido ao número elevado de produtos em operação e as suas baixas eficiências termodinâmicas, que raramente ultrapassam 15% do coeficiente de performance de Carnot.

No contexto nacional, os modelos mais vendidos e, conseqüentemente, com maior impacto sobre o consumo nacional de energia são os refrigeradores com dois compartimentos refrigerados e com degelo automático, esquematizados na Figura 1.

A característica fundamental de um refrigerador no-frost é o sistema de distribuição de ar, baseado na utilização de um ventilador, dutos e um trocador de calor aletado. O ar é aspirado pelo ventilador e passa através do evaporador onde sofre um processo de resfriamento e desumidificação. O ar frio é então insuflado num plenum com o objetivo de uniformizar o escoamento. Do plenum, parte da vazão de ar é direcionada ao compartimento congelador (~70%) enquanto a outra parte é insuflada no compartimento refrigerador através de um sistema de dutos (~30%).

O ar é insuflado no congelador com velocidades da ordem de 2,0m/s e com temperaturas em torno de -30°C, para uma temperatura ambiente de 32°C. Após circular por este compartimento, o ar retorna por um fundo falso. As aberturas de retorno se situam na região frontal inferior do congelador, próximas à porta. No duto de retorno, o ar recebe calor do compartimento refrigerador enquanto perde calor para o ambiente congelador.

O ar insuflado no compartimento refrigerador é coletado no plenum através de um duto lateral e conduzido ao sistema de insuflamento do refrigerador, comumente chamado de “multiflow”. Logo na região de entrada, há um damper termo-mecânico que controla a vazão com base na temperatura do compartimento refrigerador. O “multiflow” possui um conjunto de aberturas frontais, dispostas em pares de forma simétrica e posicionadas em cinco níveis distintos no interior do compartimento refrigerador. Existem ainda duas aberturas nas extremidades para garantir uma distribuição mais homogênea de temperatura na região inferior, onde se localiza a gaveta de legumes.

O ar retorna do compartimento refrigerador através de um duto embutido na travessa superior, cuja abertura está localizada próxima à porta, no plano médio do refrigerador. No duto de retorno, o ar ganha calor do compartimento refrigerador à medida que perde calor para o ambiente do congelador até que chegue ao evaporador, onde é misturado ao ar frio proveniente do congelador. É importante mencionar que o ar que retorna do refrigerador escoa predominantemente na região central do evaporador, enquanto o ar que retorna do congelador escoa pelas regiões laterais, de modo que há uma distribuição bastante irregular de temperatura ao longo deste componente.

O projeto e o funcionamento adequado do sistema de distribuição de ar, descrito anteriormente, possui um efeito marcante sobre o desempenho do refrigerador, sendo determinante, por exemplo, no estabelecimento da temperatura do pacote mais quente (ISO 8561, 1995).

Tal assunto já mereceu a atenção de alguns pesquisadores, embora todos tenham se concentrado apenas no evaporador. Lee et al. (2002), por exemplo, compararam o desempenho de evaporadores para refrigeradores no-frost, utilizando uma bancada experimental baseada num túnel de vento e num circuito de circulação de água. Janssen et al. (2000), realizaram um trabalho semelhante, também com um túnel de vento, mas utilizando um circuito de refrigeração para controlar as condições de operação do evaporador. Karatas et al. (2000) substituíram o sistema de distribuição de ar de um refrigerador por dois túneis de vento, mantendo o evaporador, o plenum e o ventilador do sistema original. As condições de operação do evaporador foram variadas através de um sistema de circulação de água. Neste trabalho a secção de teste se aproximou bastante da situação real e houve a possibilidade de realização de experimentos com não-uniformidade de temperatura e de vazão de ar na entrada do evaporador.

No presente trabalho optou-se pela utilização do próprio refrigerador como secção de teste, mantendo assim inalteradas todas as características geométricas do sistema de distribuição de ar. O refrigerador foi mantido no interior de uma câmara climatizada e conectado a um aparato experimental, capaz de controlar e medir as condições de operação do sistema. Este arranjo permitiu investigar o efeito de diversos parâmetros, tais como: pressão de evaporação, rotação do ventilador, título do refrigerante na entrada do evaporador, fluxo de massa de refrigerante, número, forma e disposição das aberturas para passagem de ar, etc, sobre o desempenho do refrigerador. O aparato experimental desenvolvido pode também ser utilizado para caracterizar o desempenho do evaporador, em termos dos fatores de atrito e de Colburn como uma função do número de Reynolds, em condições normais de operação.

2. Aparato experimental

Como mencionado anteriormente utilizou-se o próprio refrigerador, no caso um refrigerador no-frost de 430 litros, como secção de teste, mantendo-se, portanto, inalterado o sistema de distribuição de ar do produto. O refrigerador foi colocado no interior de uma câmara climatizada, mantida a 32°C e construída de acordo com a normalização pertinente (ISO 7371, 1985). O evaporador foi acoplado a um aparato experimental, também conhecido por calorímetro, através do qual as condições de operação do sistema podiam ser alteradas, controladas e medidas, esquematizado na Figura 2 (Melo et al, 2004a).

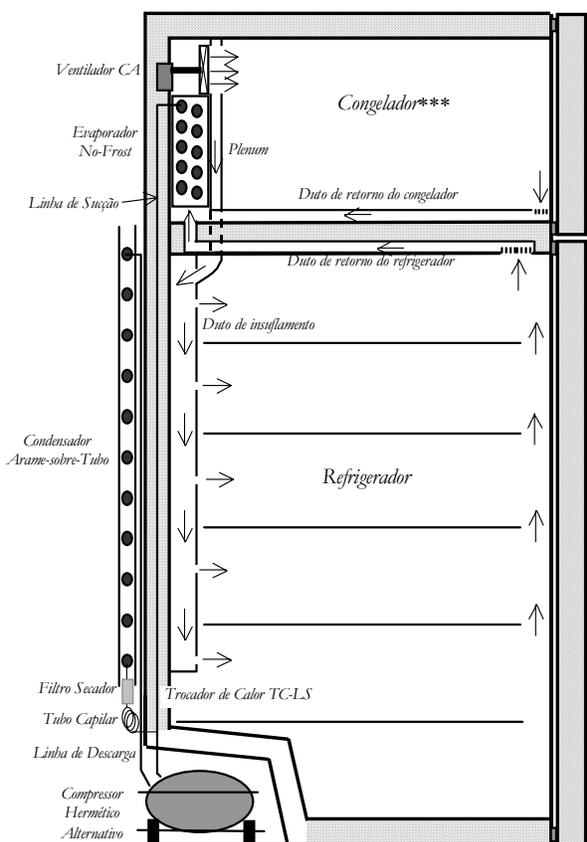


Figura 1 - Corte lateral de um refrigerador no-frost

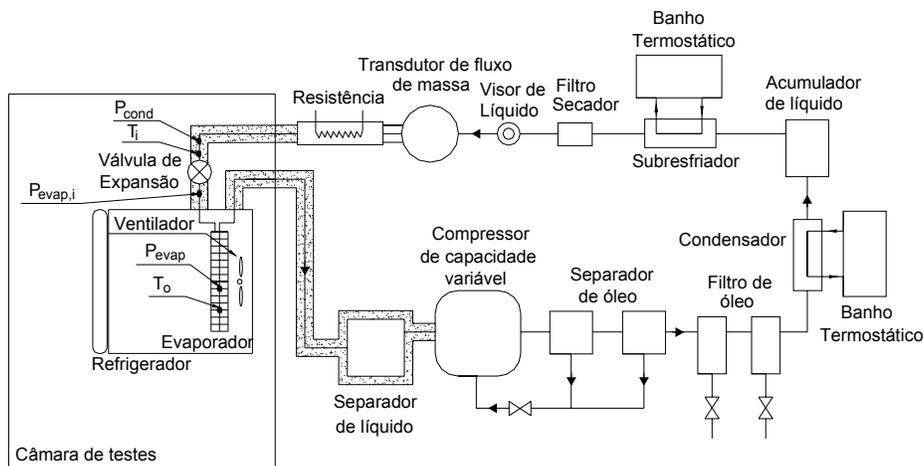


Figura 1 - Esquema do circuito de refrigeração

O fluxo de massa de HFC-134a em circulação e as pressões do sistema foram controlados por uma válvula de expansão manual e por um compressor de velocidade variável. O grau de subresfriamento na saída do condensador foi controlado por um banho termostático e por uma resistência elétrica, comandada por um PID.

As temperaturas do ar nos lados interno e externo do refrigerador foram medidas por termopares tipo T, embutidos dentro de massas padrão de cobre e com incerteza de medição máxima de $\pm 0,2^\circ\text{C}$, distribuídos de acordo com a normalização pertinente (ISO 7371, 1985). As temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador foram medidas por oito termopares tipo T, dispostos ao longo do comprimento, sendo quatro posicionados a montante e quatro a jusante do escoamento. Oito transdutores de umidade relativa, com incerteza de medição máxima de $\pm 2,0\%$, foram instalados nestas mesmas posições. Os pontos de medição de temperatura e de umidade relativa estão ilustrados na Figura 3.

A temperatura e a pressão do fluido refrigerante foram monitoradas na saída do evaporador e na entrada do dispositivo de expansão, respectivamente através de termopares de imersão Tipo-T (incerteza máxima $\pm 0,2^\circ\text{C}$) e de transdutores de pressão absoluta (incerteza máxima de $\pm 0,01\text{ bar}$).

A queda de pressão no escoamento de ar através do evaporador foi registrada através de um transdutor de pressão diferencial, com fundo de escala de 50 Pa e com erro máximo de 0,5% do fundo de escala, instalada na forma mostrada na Figura 4. Como tomadas de pressão foram utilizadas mangueiras de plástico, instaladas de forma a não perturbar o escoamento e dotadas de micro furos.

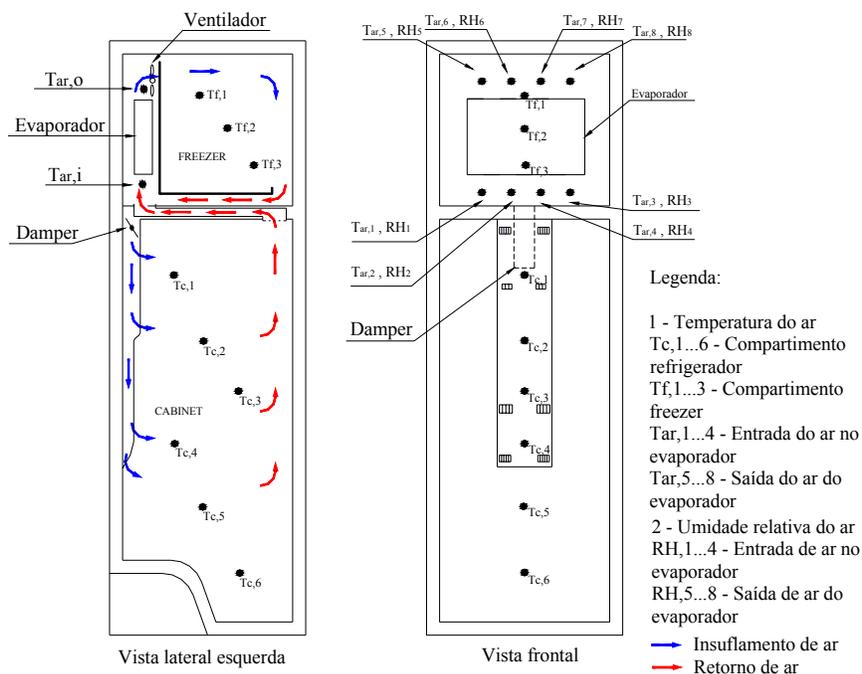


Figura 3 - Pontos de medição de temperatura e umidade relativa

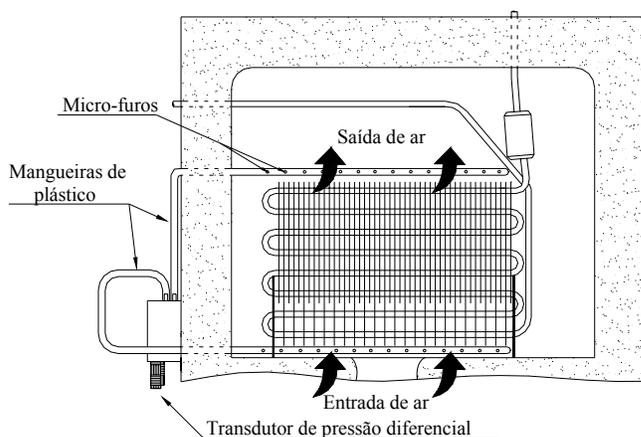


Figura 4 - Esquema do aparato de medição da perda de carga ao longo do evaporador

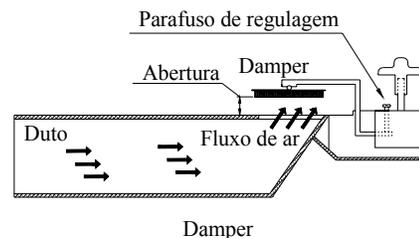


Figura 5 - Sistema de controle da abertura do damper

A abertura do damper de controle das vazões de ar em circulação foi também controlada, através do aparato ilustrado na Figura 5. Todos os sinais enviados pelos transdutores foram captados por um sistema de aquisição de sinais, conectado a um computador.

3. Procedimento e resultados experimentais

Inicialmente o refrigerador é colocado no interior da câmara de testes, mantida a 32°C. Assim que condições de regime permanente são obtidas, parte-se o calorímetro. O procedimento de ajuste das condições de operação desejadas, dura em média 60 minutos. Atingida a condição de operação aguardam-se mais 30 minutos, antes de se iniciar o processo de aquisição de dados. Os dados são registrados ao longo de um intervalo de 15 minutos, dos quais se extrai um outro intervalo, de 5 minutos e com menor dispersão, sobre o qual são efetuados processos de média.

3.1. Análise do comportamento do refrigerador

Num primeiro conjunto de testes, optou-se por variar apenas o fluxo de massa de refrigerante, mantendo-se constantes os demais parâmetros, quais sejam: rotação do ventilador (3060 rpm), abertura do damper (6,5 mm), título do refrigerante na entrada do evaporador (42%) e a pressão de evaporação (0,730 bar) (Melo et al, 2004b, 2004c).

A capacidade de refrigeração do sistema (\dot{Q}_e) foi determinada através de um balanço de energia no evaporador, expresso através a equação (1) a seguir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \quad (1)$$

Onde os símbolos \dot{m}_r , $h_{r,o}$ e $h_{r,i}$, representam respectivamente o fluxo de massa e as entalpias do refrigerante na saída e na entrada do evaporador.

O grau de superaquecimento na saída do evaporador (ΔT_e) foi calculado através da diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do evaporador ($T_{r,o}$) e a temperatura de saturação (evaporação) (T_{sat}).

$$\Delta T_e = T_{r,o} - T_{sat} \quad (2)$$

A variação da capacidade de refrigeração e do grau de superaquecimento com o fluxo de massa de refrigerante é mostrado, respectivamente nas Figuras 6 e 7.

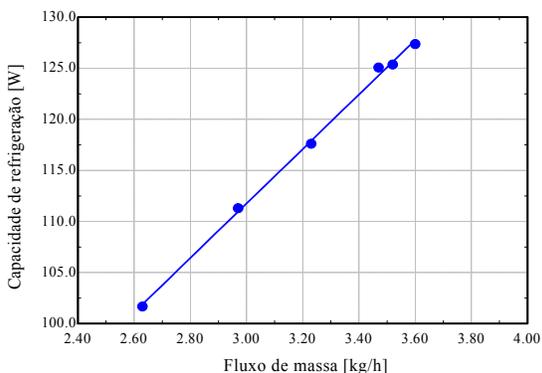


Figura 6 - Taxa de transferência de calor no evaporador em função do superaquecimento

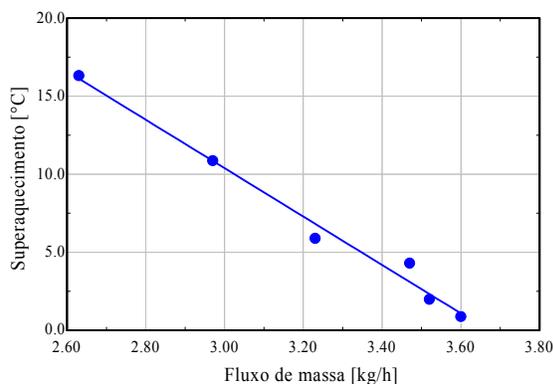


Figura 7 - Superaquecimento no evaporador em função do fluxo de massa

Pode-se verificar que a capacidade de refrigeração aumenta com o aumento do fluxo de massa devido à redução do grau de superaquecimento. Um menor grau de superaquecimento significa que a extensão da região bifásica é maior e, conseqüentemente que a taxa de transferência de calor é mais intensa. A capacidade de refrigeração pode ser relacionada diretamente com o grau de superaquecimento, como ilustrado na Figura 8, mostrando de uma maneira mais clara o comportamento descrito anteriormente.

Variando o fluxo de massa, varia-se também a perda de carga do refrigerante no evaporador. Este comportamento é ilustrado na Figura 9, onde podem ser observadas perdas de carga de até 90 mbar, o que corresponde a 2,40°C, para um fluxo de massa de 3,80 kg/h.

O fluxo de massa de refrigerante afeta também as temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador (Figura 10) e as temperaturas do ar nos compartimentos congelador e refrigerador (Figura 11).

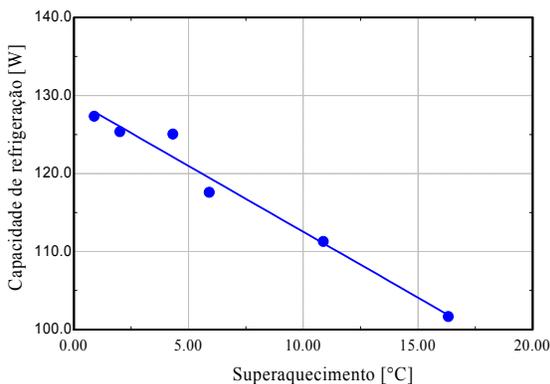


Figura 8 - Taxa de transferência de calor no evaporador em função do superaquecimento

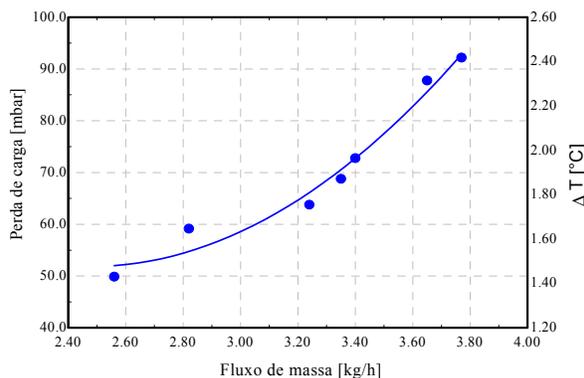


Figura 9 - Perda de carga do fluido refrigerante no evaporador em função do fluxo de massa

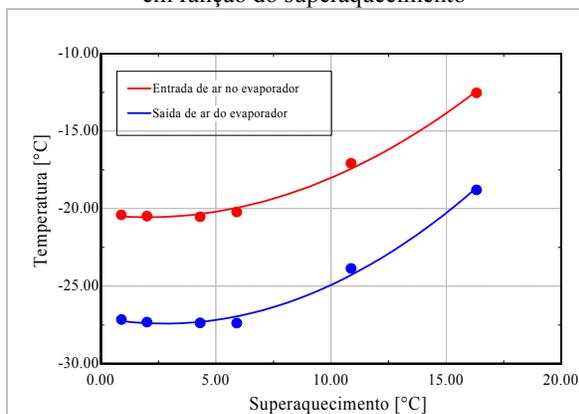


Figura 10 - Temperatura do ar nas regiões de entrada e saída no evaporador em função do superaquecimento

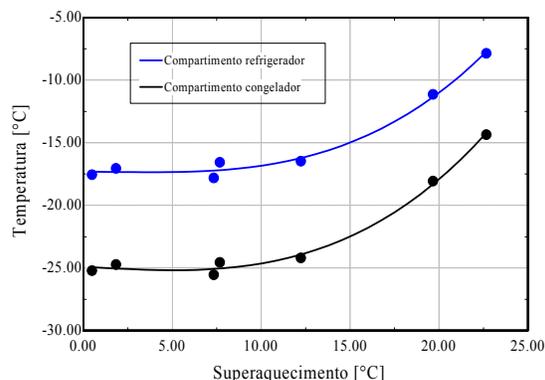


Figura 11 - Temperatura do ar nos compartimentos refrigerados em função do superaquecimento

Pode-se verificar que o efeito do superaquecimento sobre as temperaturas do ar é marcante na faixa de superaquecimento entre 5 e 15°C. Para graus de superaquecimento inferiores a 5°C, tanto as temperaturas do ar no evaporador como nos compartimento refrigerados se mantém em valores praticamente constantes.

Num segundo conjunto de testes manteve-se o fluxo de massa (3,0 kg/h) e as demais condições de operação constantes, variando apenas a rotação do ventilador. A vazão de ar através do evaporador (\dot{V}_a) foi obtida através de um balanço de energia no lado do ar, indicado através da equação (3), a seguir.

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{Q}_e}{\rho_a(h_{a,i} - h_{a,o})} \quad (3)$$

Onde os símbolos ρ_a , $h_{a,i}$ e $h_{a,o}$ representam respectivamente a massa específica do ar e as entalpias do ar na entrada e na saída do evaporador.

Como esperado a vazão de ar variou linearmente com a rotação do ventilador (Figura 12). Aumentando a vazão de ar diminui a resistência térmica no lado externo do evaporador e isso aumenta a capacidade de refrigeração (Figura 13). Uma maior capacidade de refrigeração com um fluxo de massa de refrigerante constante significa um maior grau de superaquecimento (Figura 13).

O aumento da vazão de ar provoca também um aumento da perda de carga do lado do ar, como ilustrado na Figura 14, onde se observam valores de perda de carga entre 2 e 5 Pa para a faixa de variação de vazão considerada.

O impacto da variação da rotação do ventilador sobre as temperaturas dos compartimentos refrigerados é ilustrado na Figura 15, onde se observa que aumentando a vazão de ar total em circulação, a temperatura do ar no compartimento congelador tende a crescer, ocorrendo o oposto com a temperatura do ar no compartimento refrigerador.

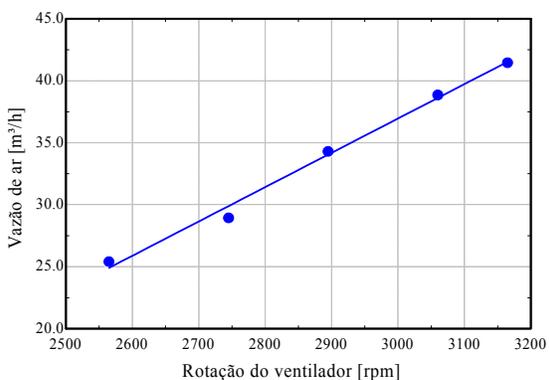


Figura 12 - Vazão de ar em função da rotação do ventilador

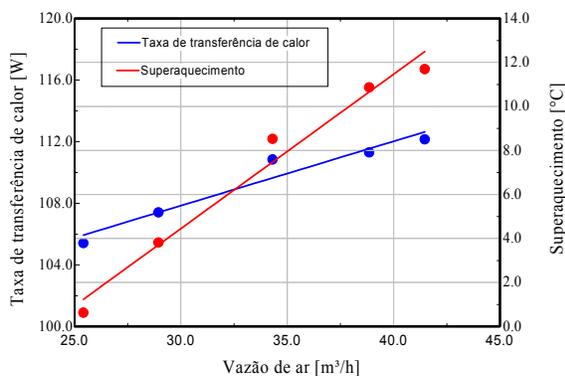


Figura 13 - Taxa de transferência de calor e grau de superaquecimento em função da rotação do ventilador

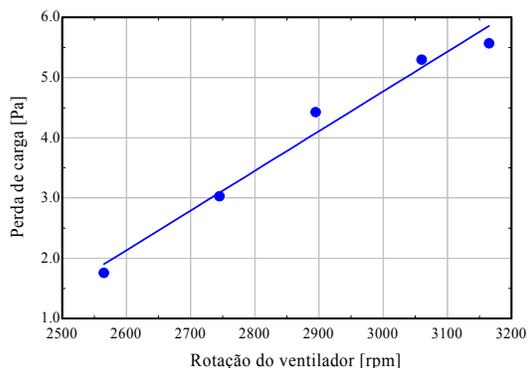


Figura 14 - Perda de carga no evaporador em função da rotação do ventilador

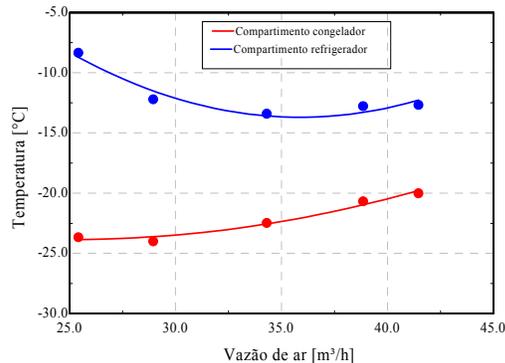


Figura 15 - Temperatura do ar nos compartimentos refrigerados em função da rotação do ventilador

Na etapa seguinte, variou-se a abertura do damper, mantendo-se as demais condições de operação constantes. Aumentando a abertura do damper aumenta a vazão de ar em circulação (Figura 16) e também a perda de carga no evaporador (Figura 17). Aumentando a vazão de ar aumentam também a capacidade de refrigeração e o grau de

superaquecimento no evaporador (Figura 18). O impacto sobre a temperatura dos compartimentos refrigerados é mostrado na Figura 19. De uma maneira geral o efeito da abertura do damper é similar ao efeito do aumento da rotação do ventilador (aumento da vazão de ar) embora o comportamento não seja linear.

3.2. Análise do comportamento do evaporador

O aparato experimental desenvolvido pode também ser utilizado para caracterizar o desempenho de evaporadores utilizados em refrigeradores no-frost. Esta potencialidade da bancada foi explorada através de testes com três evaporadores com características geométricas diferentes, ilustradas na Tabela 1.

Os evaporadores foram testados variando-se a rotação do ventilador, a abertura do damper, o título na entrada do evaporador e a pressão de evaporação de maneira aleatória, entre os valores especificados na Tabela 2.

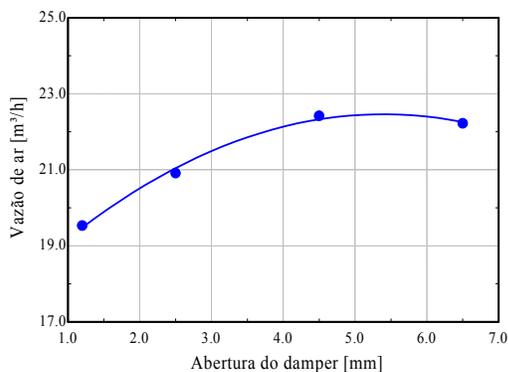


Figura 16 - Vazão de ar em função da abertura do damper

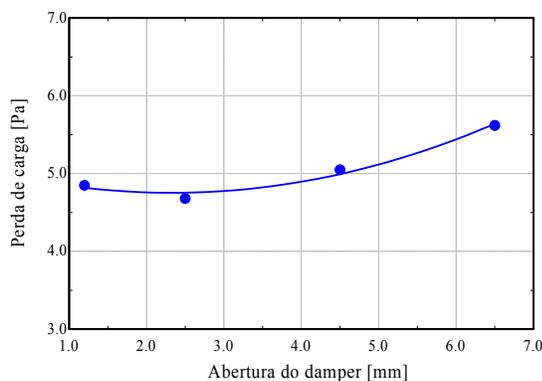


Figura 17 - Perda de carga no evaporador em função da abertura do damper

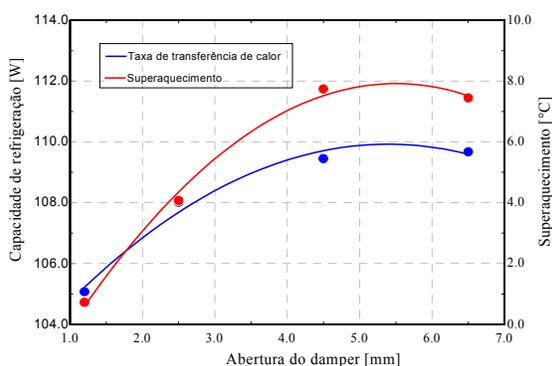


Figura 18 - Taxa de transferência de calor e superaquecimento em função da abertura do damper

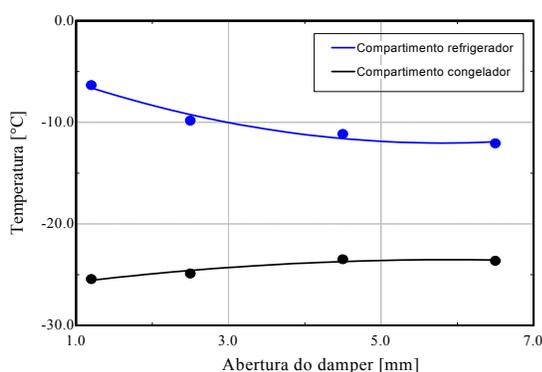


Figura 19 - Temperatura nos compartimentos refrigerados em função da abertura do damper

Para aproximar as análises da aplicação real resolveu-se comparar o desempenho dos evaporadores para uma condição de superaquecimento nulo (evaporador completamente preenchido com refrigerante).

Durante os experimentos percebeu-se que é extremamente difícil medir graus de superaquecimento inferiores a 2°C, devido a presença de líquido em suspensão no escoamento. Além disso, percebeu-se que a capacidade de refrigeração varia de uma forma linear e inversa com o grau de superaquecimento (Figura 8). Percebeu-se também que tanto a temperatura (Figura 10) como a umidade relativa do ar na entrada e saída do evaporador, não variam para graus de superaquecimento inferiores a 5°C.

Resolveu-se, portanto, realizar três testes em cada condição de operação. Em cada um desses testes a vazão de refrigerante era variada enquanto as demais condições de operação eram mantidas constantes. Isso tornou possível a obtenção de três graus de superaquecimento, sempre superiores a 2°C. A capacidade de refrigeração e as temperaturas e umidades relativas do ar na entrada e saída do evaporador, para a condição de superaquecimento nulo, eram então obtidas através de extrapolação, como indicado na Figuras 20 a 22 (Melo et al, 2005)

Tabela 1: Características geométricas dos evaporadores

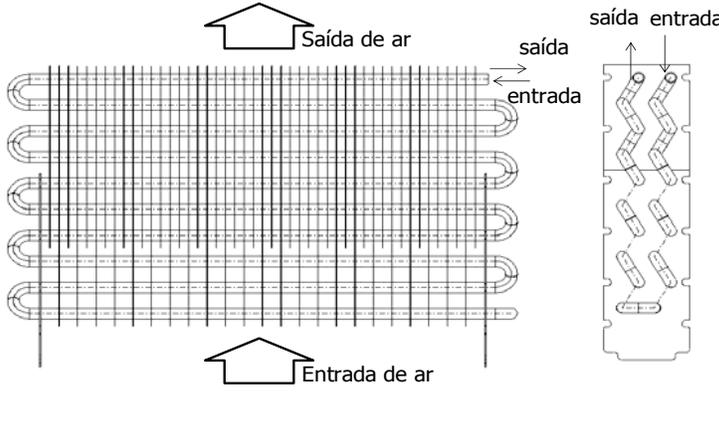
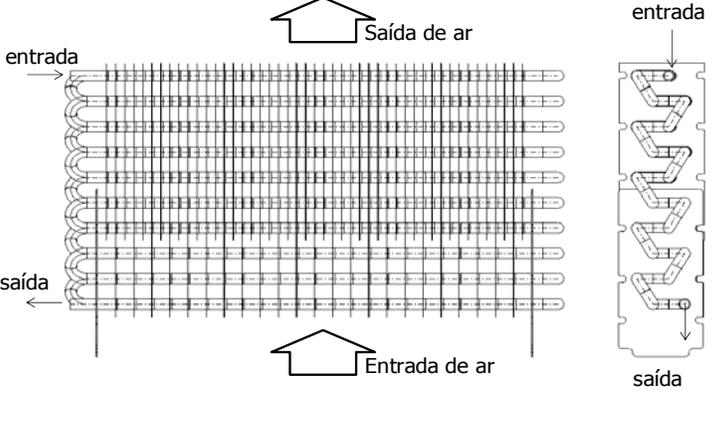
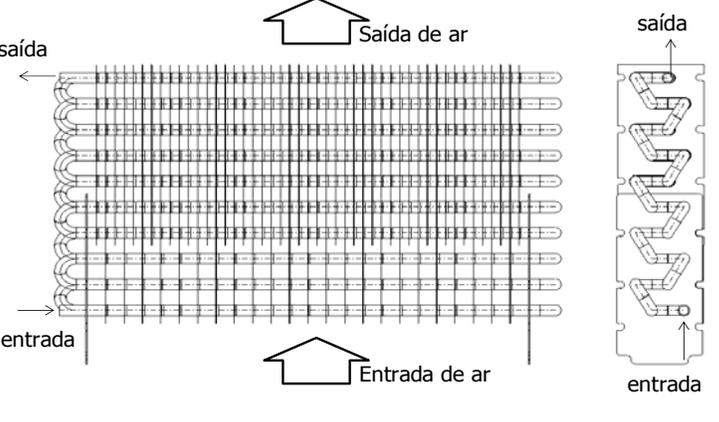
Evaporador	Características
	<p>Tipo: Original (Standard) Diâmetro do tubo, m: 0.00794 Fila de tubos: 2 Número de aletas: 24 (grande) Número de aletas: 23 (pequena) Área de face, m²: 0.02083 Área mínima de fluxo, m²: 0.01485 Fator de aletamento: 5.263</p>
	<p>Tipo: Contra-Corrente (Counter-Flow) Diâmetro do tubo, m: 0.00794 Fila de tubos: 2 Número de aletas: 24 (grande) Número de aletas: 23 (pequena) Área de face, m²: 0.02083 Área mínima de fluxo, m²: 0.01485 Fator de aletamento: 5.212</p>
	<p>Tipo: Corrente-Paralela (Parallel-Flow) Diâmetro do tubo, m: 0.00794 Fila de tubos: 2 Número de aletas: 24 (grande) Número de aletas: 23 (pequena) Área de face, m²: 0.02083 Área mínima de fluxo, m²: 0.01485 Fator de aletamento: 5.212</p>

Tabela 2: Condições de operação utilizada nos testes

Rotação do ventilador [rpm]	Abertura do damper [mm]	Título [%]	Pressão de evaporação [bar]
2235	Sem damper	33	0,88 (-29°C)
2565	1,2	38	0,73 (-33°C)
2745	2,5	42	0,66 (-35°C)
2895	6,5		
3060			
3165			

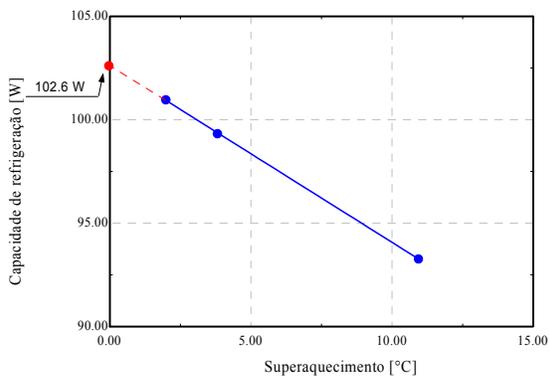


Figura 20 - Extrapolação da capacidade de refrigeração

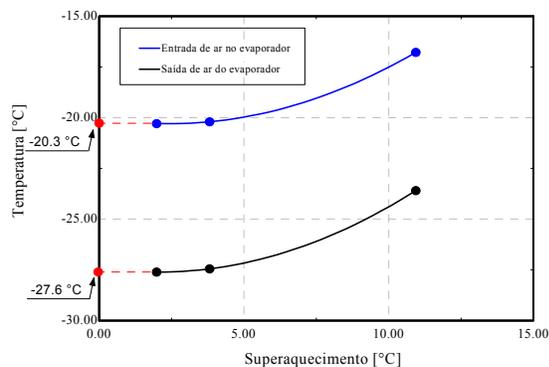


Figura 21 - Extrapolação das temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador

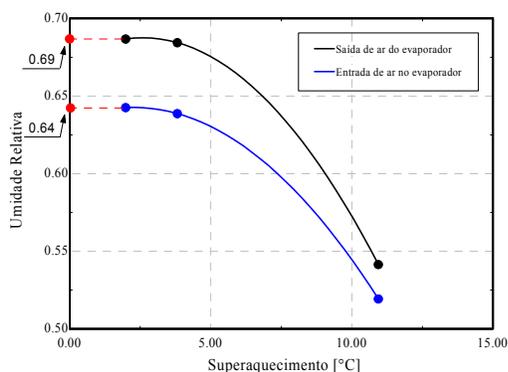


Figura 22 - Extrapolação das umidades relativas do ar na entrada e na saída do evaporador

A taxa de transferência de calor para cada evaporador e condição de operação, foi expressa através do fator j de Colburn, dado pela equação (4).

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = a \cdot Re^{b-1} \quad (4)$$

Onde Pr , Nu e Re representam respectivamente os números de Prandtl, Nusselt e Reynolds. Estes dois últimos parâmetros são dados pelas equações (5) e (6) a seguir.

$$Nu = \frac{h_a \cdot D}{k_a} \quad (5)$$

$$Re = \frac{G_{max} \cdot D}{\mu_a} \quad (6)$$

Onde os símbolos k , μ , D , G_{max} e h_a representam respectivamente a condutividade térmica do ar, a viscosidade absoluta do ar, o diâmetro externo dos tubos do evaporador, a vazão mássica de ar por unidade de área e o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar. Este último parâmetro é dado pela equação (7), a seguir.

$$h_a = \left\{ \left(\frac{A_o}{UA} \right) - \left[\frac{A_o}{A_i h_{r,i}} \right] \right\}^{-1} \quad (7)$$

Onde os símbolos A_o e A_i representam respectivamente a área externa total do evaporador e a área interna da tubulação. O coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno dos tubos ($h_{r,i}$) foi obtido através da equação de Dittus-Boelter. A condutância global do evaporador foi obtida através da equação (8), mostrada a seguir.

$$UA = \frac{\dot{Q}_e}{\frac{(T_{a,i} - T_{sat}) - (T_{a,o} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{a,i} - T_{sat})}{(T_{a,o} - T_{sat})}}} \quad (8)$$

Onde os símbolos $T_{a,i}$ e $T_{a,o}$ representam respectivamente a temperatura do ar na entrada e na saída do evaporador.

A perda de carga através do evaporador foi expressa através do fator de atrito, f , dado pela equação (9), a seguir.

$$\Delta p = \frac{G_{max}}{2\rho_i} \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) - f \frac{A_o}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_m} \right] \quad (9)$$

Onde os símbolos A_{min} , ΔP e σ representam respectivamente a área mínima de passagem de ar, a perda de carga no evaporador e a relação entre a área mínima e a área de face. Os sub-índices i , o e m representam respectivamente a entrada, a saída e um valor médio entre a entrada e a saída do ar do evaporador.

A Figura 23 ilustra a variação do fator de Colburn em função do número de Reynolds para o evaporador standard. A mesma variação é mostrada na Figura 24, mas incluindo os trocadores de calor com arranjo em contra-corrente e em corrente paralela.

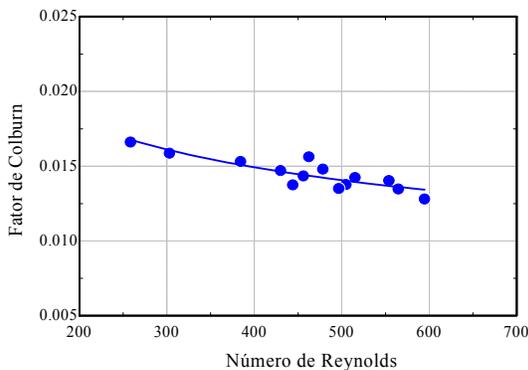


Figura 23 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=0)

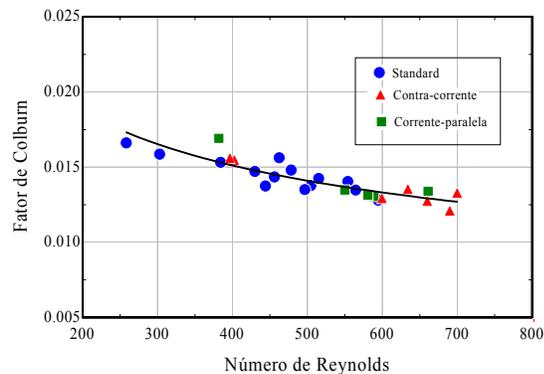


Figura 24 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=0)

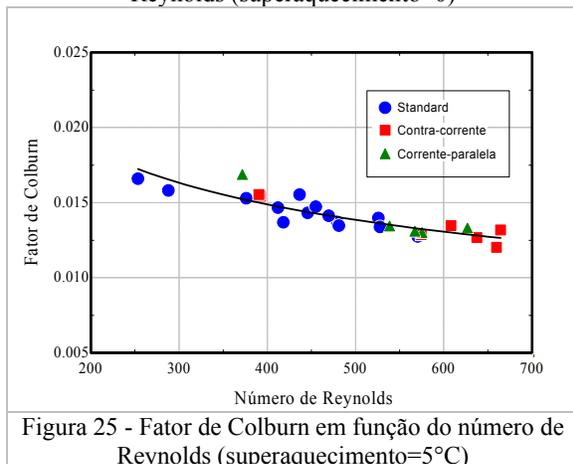


Figura 25 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=5°C)

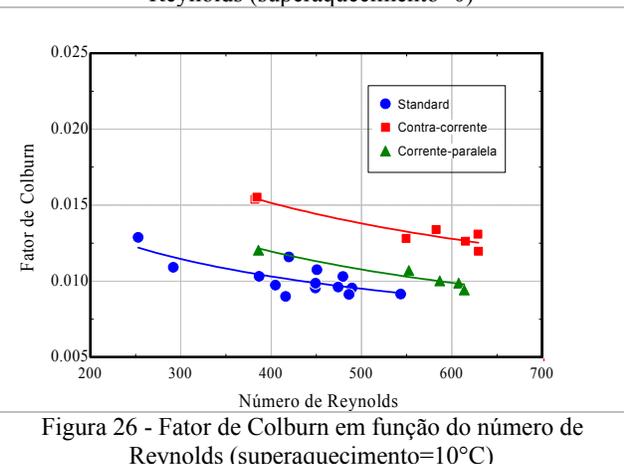


Figura 26 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=10°C)

Como esperado, na condição de superaquecimento nulo, todos os trocadores apresentam o mesmo comportamento, podendo ser genericamente expressos através da equação (10) a seguir.

$$j = 0,098 Re^{-0,312} \tag{10}$$

Deve-se mencionar que os evaporadores foram testados com as condições de operação mostradas na Tabela 2, que incluía tanto a pressão de evaporação como o título do refrigerante na entrada do evaporador. Os resultados obtidos deixam claro que a transferência de calor é governada pelo número de Reynolds (abertura do damper e rotação do ventilador), sendo praticamente independente das outras duas variáveis. Isso já era esperado, pois nesse tipo de trocador de calor a resistência térmica do lado do ar é dominante.

A Figura 25 mostra a relação entre o fator *j* de Colburn e o número de Reynolds para um grau de superaquecimento de 5°C e para os três evaporadores testados. Pode-se perceber que não houve diferença entre os trocadores, muito provavelmente porque uma parte significativa do grau de superaquecimento está ocorrendo na linha de sucção.

O mesmo tipo de comportamento é mostrado na Figura 26, mas para um grau de superaquecimento de 10oC. Nesse caso fica nítido o aumento de performance fornecido pelo arranjo em contra-corrente.

A perda de carga do lado do ar do evaporador standard, expressa através do fator de atrito, é ilustrada na Figura 27. Matematicamente tal relação pode ser expressa através da equação (11), a seguir.

$$f = 234,95 Re^{-1,14} \tag{11}$$

O mesmo tipo de comportamento é ilustrado na Figura 28, para os três tipos de trocadores de calor. Pode-se perceber que os trocadores de contra-corrente e de corrente paralela apresentaram uma menor perda de carga do que o evaporador standard. A diferença de inclinação das curvas pode ser justificada pela qualidade de fabricação dos trocadores, pois o standard é um produto comercial, enquanto que os outros dois são protótipos.

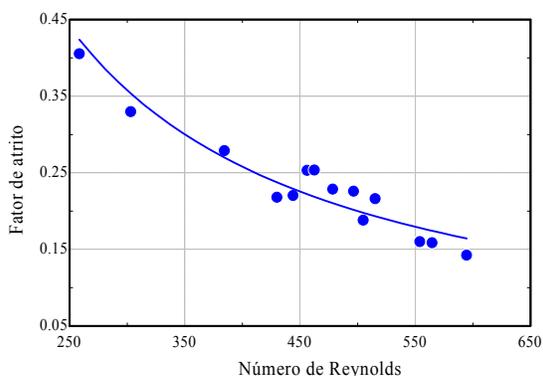


Figura 27 - Fator de atrito em função do número de Reynolds

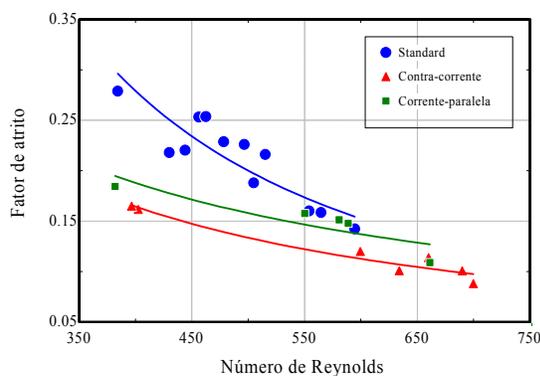


Figura 28 - Fator de atrito em função do número de Reynolds

3. Conclusões

Um aparato experimental capaz de avaliar o desempenho do sistema de distribuição de ar de refrigeradores no-frost foi desenvolvido. Tal aparato pode ser também empregado na avaliação das performances térmica e hidráulica de evaporadores no-frost.

Mostrou-se que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, com o aumento da rotação do ventilador e com o aumento da abertura do damper. Mostrou-se também que o grau de superaquecimento na saída do evaporador é inversamente proporcional ao aumento do fluxo de massa de refrigerante e diretamente proporcional aos aumentos da rotação do ventilador e da abertura do damper.

Dois protótipos de evaporadores, um em contra-corrente e outro corrente-paralela, foram desenvolvidos e testados para comparação com o evaporador standard. Percebeu-se que o desempenho térmico dos três evaporadores era o mesmo para graus de superaquecimento inferiores a 5°C. Para um grau de superaquecimento de 10oC, o arranjo em contra-corrente apresentou o melhor desempenho térmico, seguido do arranjo em corrente-paralela e da configuração standard.

Dos três evaporadores testados o standard foi o que apresentou a maior perda de carga no lado do ar, especialmente em baixos números de Reynolds. Em termos de perda de carga os arranjos em contra-corrente e em corrente paralela forneceram resultados similares.

4. Agradecimentos

Os autores expressam os seus agradecimentos a Multibrás Eletrodomésticos S.A. pelo apoio a este projeto de pesquisa, em particular aos senhores M. E. Marques, P. O. Duarte e C. L. Hermes. Agradecimentos também devem ser prestados aos Srs. G. Pöttker e M. Waltrich pelo auxílio prestado durante o desenvolvimento do aparato experimental.

5. Referências

Eletrobrás, 2000, PROCEL: “Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, Empresa Brasileira de Energia Elétrica S/A”, <http://www/eletrobras.gov.br/procel>.

ISO 8561, 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”.

ISO 7371, 1985, “Performance of Household Refrigerating Appliances – Refrigerators With or Without Low Temperature Compartment”.

Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 2000, “An Experimental Study of Air-side Heat Transfer and Friction Factor Correlations on Domestic Refrigerator Finned-Tube Evaporator Coils”, Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.

Janssen, M. Wijnstekers, J., Becks, P., Kuijpers, L., “In-Situ Evaporator Heat Transfer Experiments for Domestic Refrigerators”, Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.

Lee, T-H., Lee, J-S, Oh, S-Y, Lee, M-Y, 2002, “Comparison of Air Side Heat Transfer Coefficients of Several Types of Evaporators of Household Freezer/Refrigerators”, Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.

Melo, C., Pottker, G., Waltrich, M., Piucco, R. O., 2004a, “Calorímetro para Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Waltrich, M., Piucco, R. O., 2004b, “Avaliação da Performance do Desempenho de Evaporadores No-Frost”, Parte II, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Boeng, J., Piucco, R. O., 2004c, “Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost, Parte III”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Piucco, R. O., Boeng, J., 2005, “Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost, Parte IV”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

IN-SITU INVESTIGATION OF THE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF THE AIR DISTRIBUTION SYSTEMS OF NO-FROST REFRIGERATORS

Cláudio Melo - melo@polo.ufsc.br

Robson Olímpio Piucco - piucco@polo.ufsc.br

Joel Boeng - joel@polo.ufsc.br

Department of Mechanical Engineering

Federal University of Santa Catarina

88040-900 - Florianópolis – SC – Brazil

Phone: (55) 48 3234-5691 / Fax: (55) 48 3234-5166

Abstract: In this work the performance of the air distribution system of a 430 liters no-frost refrigerator in practical circumstances was experimentally evaluated. For doing so a specially prepared experimental apparatus was developed to control both the air temperature around the refrigerator and the system operating conditions. Several tests were performed to explore the effect of the independent variables (refrigerant mass flow rate, fan speed, evaporation pressure, refrigerant quality, damper opening, etc) on the system performance. The geometric effect of the heat exchanger was also analyzed by testing similar evaporators with different flow arrangements. The results, expressed in terms of the friction and Colburn factors, both as a function of the Reynolds number, were compared and discussed.

Key words: household refrigerator, evaporator, heat exchanger, air flow.