

EFEITO DA GEOMETRIA DOS CANAIS SOBRE O DESEMPENHO DE EVAPORADORES ROLL-BOND

Cláudio Melo – melo@nrva.ufsc.br

Jackson B. Marcinichen – jackson@nrva.ufsc.br

Luis A. T. Vieira – torquato@nrva.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 476 – 88.040-900 – Florianópolis - SC

***Resumo.** Evaporadores 'roll-bond' são largamente utilizados no Brasil no segmento de refrigeração doméstica. Tais evaporadores são formados essencialmente por duas placas de alumínio justapostas, de uma forma tal a originar canais por onde circula o refrigerante. No lado externo a placa troca calor por convecção natural com o ar no interior do gabinete. Embora de fundamental importância, estes evaporadores são ainda dimensionados através de métodos puramente empíricos, geralmente através de uma relação linear entre o volume do refrigerador e a área do evaporador. Apesar desta limitação proliferam no mercado evaporadores com as mais diversas formas. A proposta do presente trabalho é a de investigar o efeito do espaçamento e do diâmetro dos canais sobre a transferência de calor e a perda de carga nestes evaporadores. Para tanto foram construídos protótipos envolvendo 3 diâmetros e 3 espaçamentos, os quais foram submetidos à uma metodologia de teste especialmente desenvolvida para este fim.*

***Palavras-chave:** Refrigeração doméstica, Evaporador, Transdutor de fluxo de calor*

1. INTRODUÇÃO

Segundo o PROCEL (Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica), a energia elétrica consumida por refrigeradores e *freezers* representa, no Brasil, cerca de 32% do consumo de energia associado com o setor residencial. Parte deste consumo deve-se as irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e de escoamento de fluido refrigerante nos trocadores de calor, especialmente no evaporador (Jakobsen, 1995).

Na maioria dos refrigeradores brasileiros, o evaporador é do tipo *roll-bond*, ou seja, formado por duas placas justapostas de alumínio que originam canais por onde escoam o refrigerante. A prática atual é selecionar a área deste elemento simplesmente em função do volume interno do refrigerador, não considerando por exemplo, a distribuição e o diâmetro dos canais, apesar destes terem forte impacto sobre o volume interno e conseqüentemente

sobre a carga de refrigerante.

Este fato deu origem a um trabalho experimental, baseado na metodologia desenvolvida por Silva (1998) e Silva e Melo (1998) visando, numa primeira fase, avaliar a transferência de calor e a perda de carga em evaporadores *roll-bond* com diferentes diâmetros e espaçamentos de canais e, numa segunda fase, investigar o efeito destes parâmetros sobre as condições de funcionamento de um refrigerador específico. Devido as limitações de espaço apenas os resultados da primeira fase serão reportados no presente trabalho.

2. CONTROLE DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO EVAPORADOR

As condições de operação dos evaporadores foram controladas através de uma bancada experimental, montada parte no interior e parte no exterior de uma câmara com controle de temperatura e umidade. O sistema elétrico e partes dos sistemas de medição e de refrigeração estão localizados no exterior da câmara. No interior da câmara encontra-se a seção de teste propriamente dita. A Fig. 1 apresenta um esquema geral da bancada em questão.

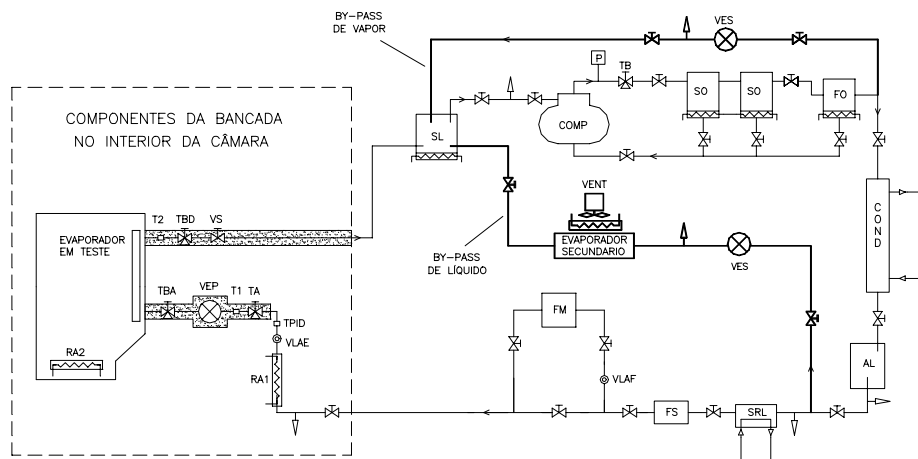


Figura 1 - Bancada para controle das condições de operação

Pode-se observar que a maioria dos componentes do aparato experimental estão localizados no exterior da câmara. No interior da câmara encontram-se o evaporador, a válvula de expansão principal (VEP), o visor de líquido (VLAE) e a resistência elétrica (RA1).

Na bancada, HFC-134a, com alta pressão e temperatura, sai do compressor e passa pelos separadores (SO) e filtro de óleo (FO), instalados em série. O fluido refrigerante segue então para o condensador, onde é condensado e eventualmente subresfriado. A pressão de condensação é controlada por uma válvula que regula o fluxo de água em circulação. Refrigerante líquido a alta pressão passa do acumulador (AL) para o sub-resfriador (SRL), também resfriado a água. Em seguida, o fluido passa pelo filtro secador (FS) e pelo medidor de fluxo de massa (FM). A resistência elétrica (RA1), é controlada por um PID e tem por objetivo ajustar o grau de sub-resfriamento do refrigerante antes da passagem pela válvula de expansão principal (VEP). O visores de líquido posicionados após a resistência elétrica (VLAE) e antes do medidor de vazão (VLAE) são utilizados para verificar a presença de bolhas no escoamento.

A pressão de evaporação é controlada pela válvula pressostática (VEP). Com a abertura desta válvula, aumenta a passagem de fluido refrigerante para o evaporador, aumentando assim, a pressão de evaporação. Do evaporador, o refrigerante segue para o separador de líquido (SL) e posteriormente para o compressor.

A capacidade de refrigeração do sistema é controlada por um by-pass de líquido, composto por uma válvula de expansão (VES) e por um evaporador secundário, e por um by-pass de vapor, que liga o filtro de óleo ao separador de líquido.

Durante os experimentos foram utilizados transdutores para a medição de temperatura (TPID, T1 e T2), pressão (TA, TBA e TBD) e fluxo de massa (FM), também indicados na Fig. 1. As incertezas de medição destes transdutores, foram compostas pela máxima dispersão da medição encontrada durante a calibração e pelo erro de ajuste da curva de calibração (Gonçalves, 1994). Os valores resultantes foram: $\pm 0,04$ kg/h, $\pm 0,05$ bar e $\pm 0,2$ °C.

3. AVALIAÇÃO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os evaporadores foram montados no interior de um refrigerador de 230 litros, que por sua vez foi posicionado no interior de uma câmara com temperatura e umidade controladas (ver Fig. 1). O sistema de refrigeração foi colocado em funcionamento e, no regime permanente, o coeficiente global de transferência de calor foi determinado através da seguinte relação (Incropera, 1990):

$$U_{evap} = \frac{q_{evap}}{A_{evap} \cdot (\bar{T}_{fr} - T_{evap})} \quad (1)$$

onde U_{evap} , A_{evap} , \bar{T}_{fr} , T_{evap} e q_{evap} , representam respectivamente o coeficiente global de transferência de calor, a área superficial, a temperatura média do ar na região frontal do evaporador, a temperatura de evaporação (inferida da pressão de evaporação) e a taxa de transferência de calor.

A temperatura média do ar, \bar{T}_{fr} , foi obtida através de uma média aritmética simples das indicações dos termopares T1, T2, T6, T7, T8, posicionados de acordo com a Fig. 2.

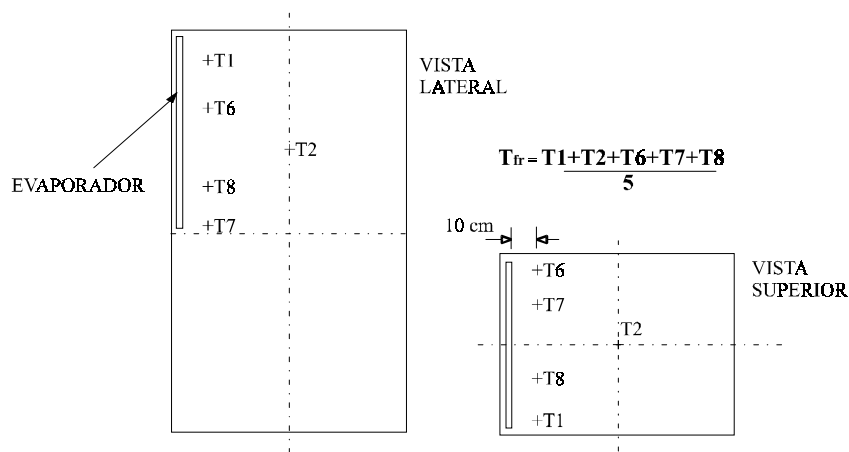


Figura 2 - Posicionamento dos termopares

Os termopares foram brasados com estanho no centro geométrico de massas térmicas padrões de cobre. As prateleiras e gavetas do refrigerador, foram removidas para evitar a estratificação de temperatura no interior do gabinete. A temperatura do ar no interior do gabinete foi controlada através da temperatura da câmara e da ação de resistências elétricas colocadas no interior do gabinete. Estas resistências foram cobertas com papel alumínio para facilitar a dissipação de calor.

A taxa de transferência de calor, q_{evap} , foi avaliada diretamente através de transdutores de fluxo de calor com dimensões de 5x1 cm, dispostos nas superfícies frontal e posterior do evaporador (entre canais), seguindo o procedimento sugerido por Silva e Melo (1998).

De acordo com este procedimento tem-se:

$$q_{evap} = \bar{q}_{evap} \times A_{evap} \quad (2)$$

onde,

$$\bar{q}_{evap} = \frac{\left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{FACE\ FRONTAL} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{FACE\ POSTERIOR}}{2} \quad (3)$$

Nestas equações ‘n’ representa o número de transdutores de fluxo de calor em cada face do evaporador, q_t'' representa o fluxo de calor indicado por cada transdutor e \bar{q}_{evap} representa o fluxo médio de calor no evaporador.

Os transdutores empregados são compostos por um suporte metálico de constantan, sobre o qual estão depositadas camadas de cobre, formando o que denomina-se de termopar planar a eletrodos depositados. Pinos de cobre em contato com uma das extremidades do termopar, desviam as linhas de fluxo de calor, gerando um gradiente de temperatura num plano tangencial ao plano de medição. Os termopares estão ligados em série, e cada um converte a diferença de temperatura em força eletromotriz através do efeito Seebeck (Güths et al. ,1995).

4. AVALIAÇÃO DA PERDA DE CARGA

A perda de carga entre a entrada e a saída do evaporador foi avaliada através de um transdutor diferencial de pressão de 0,1 bar, devidamente calibrado, e que apresentava uma incerteza de medição máxima de $\pm 0,2$ mbar (Silva, 1998). O transdutor foi montado de acordo com as indicações da Fig. 3.

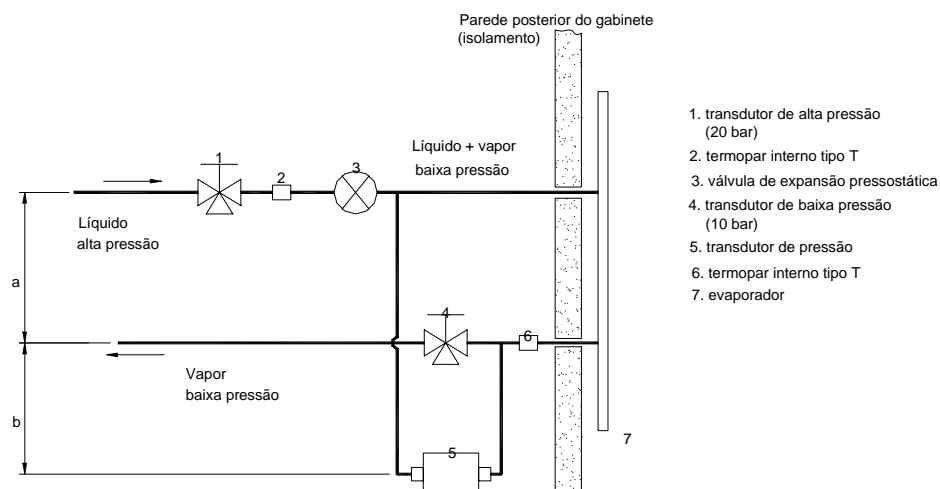


Figura 3 – Medição da perda de carga

5. EVAPORADORES ENSAIADOS

Além da configuração original, mostrada na Fig. 4a, foram testadas as seguintes configurações: 25x12, 50x10, 50x12, 50x14 e 75x12. A configuração 25x12, representada na Fig. 4b, refere-se, por exemplo, a um evaporador com 25 mm de espaçamento entre canais de 12 mm de diâmetro. A Fig. 4 mostra também os diversos transdutores de fluxo de calor, fixados sobre a face frontal dos evaporadores. Cabe ainda ressaltar que todas as configurações possuem a mesma área superficial (300x480mm).

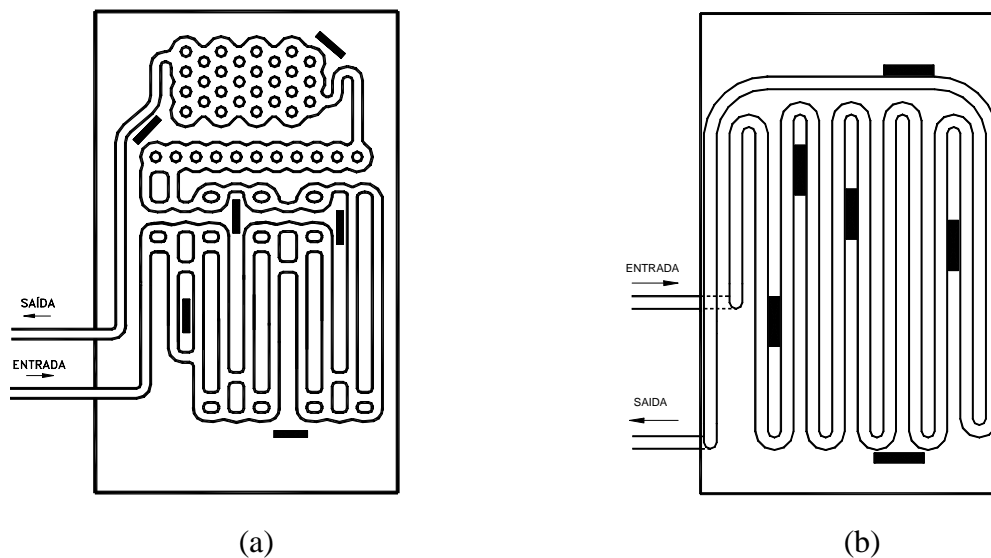


Figura 4 – Evaporadores testados. (a) original e (b) 25x12

6. PROCEDIMENTO DE TESTE

Os pontos experimentais foram obtidos mantendo constantes a pressão de evaporação e a entalpia do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão (controle da pressão e da temperatura) e variando-se a temperatura interna do gabinete. O refrigerante foi mantido sempre saturado na saída do evaporador para garantir uma maior uniformidade da sua temperatura superficial.

As leituras duravam 30 min e eram realizadas uma hora após a bancada ter atingido condições de regime permanente. Dentro do intervalo de 30 minutos escolhia-se um outro intervalo de 5 min, onde o limite máximo aceitável para a variação de temperatura, pressão e fluxo de massa era respectivamente de $\pm 0,2$ °C, $\pm 0,05$ bar e $\pm 0,025$ kg/h. Finalmente escolhia-se um intervalo de 1 min do intervalo de 5 min, calculando-se a média dos valores registrados.

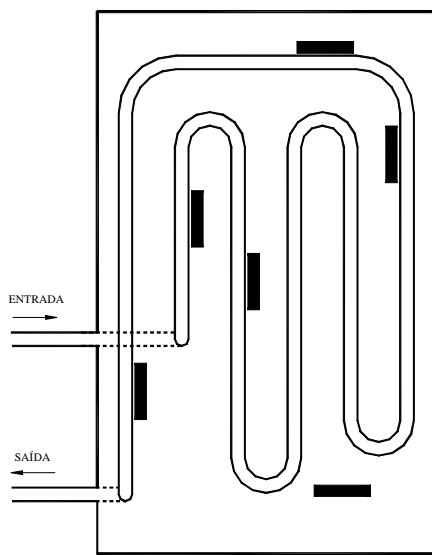
A Tabela 1 mostra os resultados, devidamente processados, para o evaporador 50x12 (ver Fig. 5a). Nesta tabela as variáveis \dot{m} , h_e e U_{evap} representam respectivamente o fluxo de massa de refrigerante, a entalpia do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão e o coeficiente global de transferência de calor. As variáveis $I_{q_{evap}}$ e $I_{u_{evap}}$ representam as incertezas de medição da taxa de transferência de calor e do coeficiente global de transferência de calor. As duas outras variáveis, ΔP_{evap} e ΔT_{evap} representam a perda de carga ao longo do evaporador respectivamente em unidades de pressão e de temperatura.

Os parâmetros de transferência de calor foram correlacionados na forma mostrada na Fig. 5b. Nesta figura as linhas representam o ajuste dos pontos experimentais pelo método dos mínimos quadrados. O coeficiente do polinômio de primeira ordem, no valor de 2,20 W/K,

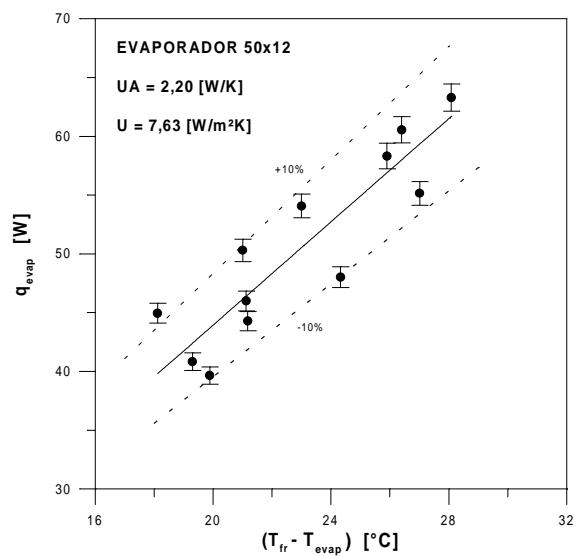
corresponde ao valor de $(\overline{UA})_{50x12}$. Este coeficiente deu origem a um coeficiente médio global de transferência de calor, \overline{U}_{50x12} , de 7,63 W/m²K.

Tabela 1. Dados para o evaporador 50x12

Nº	T _{evap} [°C]	T _{fr} [°C]	<i>m</i> [kg/h]	h _e [kJ/kg]	q _{evap} [W]	I _q evap [W]	U _{evap} [W/m ² K]	I _u evap [W/m ² K]	ΔP _{evap} [mbar]	ΔT _{evap} [°C]
01	-21,3	-3,2	3,17	88,5	44,95	0,84	8,62	0,22	47,2	0,86
02	-21,8	-0,8	3,11	88,6	50,29	0,94	8,31	0,20	46,8	0,86
03	-21,7	1,3	2,45	88,4	54,07	1,01	8,16	0,19	47,0	0,85
04	-21,7	-0,6	1,86	88,6	45,99	0,85	7,56	0,18	44,5	0,82
05	-21,6	6,4	2,03	88,8	63,30	1,17	7,83	0,17	44,3	0,81
06	-21,5	-5,5	2,40	88,6	55,14	1,02	7,09	0,15	45,3	0,83
07	-21,8	4,6	2,91	88,4	60,55	1,12	7,96	0,18	45,0	0,83
08	-22,0	3,9	2,53	88,6	58,32	1,08	7,82	0,17	44,9	0,84
09	-21,7	-2,4	2,87	88,5	40,83	0,76	7,34	0,18	44,0	0,81
10	-21,9	-2,0	3,03	88,5	39,65	0,74	6,92	0,17	44,5	0,83
11	-21,9	-0,7	1,57	88,5	44,28	0,82	7,26	0,17	41,2	0,76
12	-21,8	2,5	2,27	88,6	48,02	0,89	6,86	0,15	43,7	0,81



(a)



(b)

Figura 5 – (a) Evaporador 50x12 e (b) Determinação de \overline{U}_{50x12}

As Fig. 6a e 6b, mostradas a seguir ilustram a perda de carga através do evaporador 50x12 em função do fluxo de massa, respectivamente em termos de pressão e de temperatura. Pode-se verificar que para um fluxo de massa de 2,0 kg/h (valor típico da aplicação real) este evaporador apresentou uma perda de carga de 43,8 mbar (0,81°C).

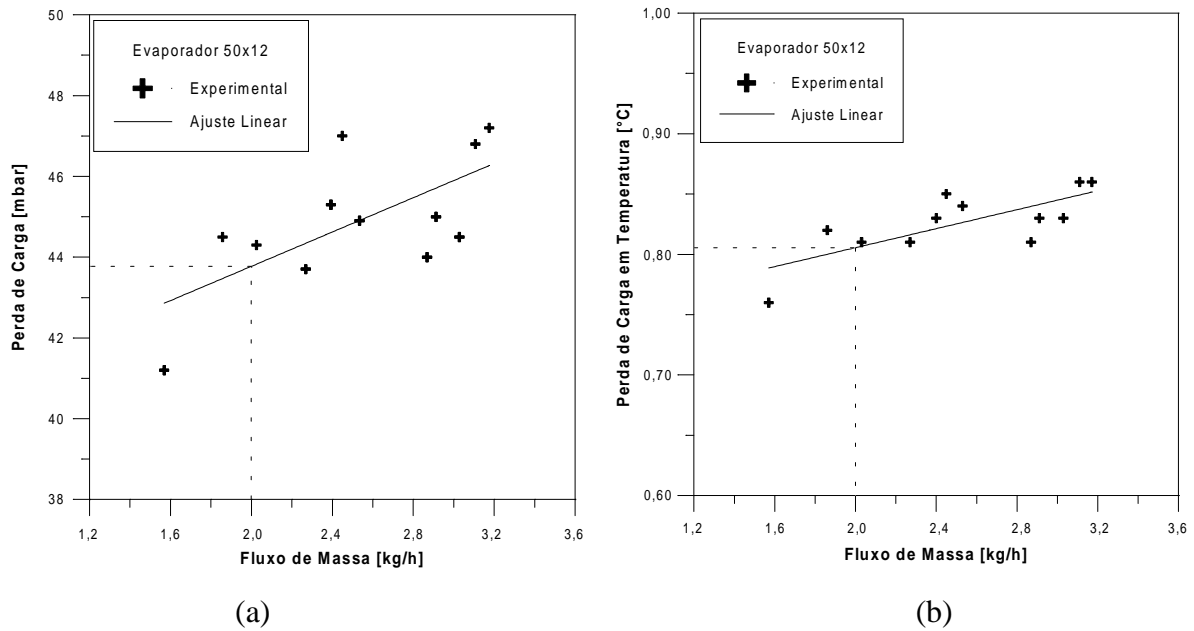


Figura 6 – Perda de carga no evaporador 50x12. (a) unidades de pressão e (b) de temperatura

Todos os demais evaporadores foram testados de maneira semelhante. Os dados para o evaporador 75x12 (ver Fig. 7a) são mostrados na Tabela 2 e nas Fig. 7b e 8. Neste caso obteve-se os seguintes valores para $(\bar{U}A)_{75x12}$ e \bar{U}_{75x12} : 2,19 W/K e 7,59 W/m²K.

Tabela 2. Dados para o evaporador 75x12

Nº	T _{evap} [°C]	T _{fr} [°C]	\dot{m} [kg/h]	h _e [kJ/kg]	q _{evap} [W]	I _{q_{evap}} [W]	U _{evap} [W/m ² K]	I _{u_{evap}} [W/m ² K]	ΔT _{evap} [°C]	ΔP _{evap} [mbar]
1	-21,9	-1,9	3,04	88,59	48,13	0,91	8,38	0,20	0,64	34,2
2	-22,2	-1,0	1,32	88,57	48,90	0,92	8,00	0,19	0,60	31,5
3	-22,1	2,6	1,76	88,60	53,39	1,00	7,51	0,17	0,60	31,6
4	-22,0	5,5	2,60	88,82	61,63	1,15	7,76	0,17	0,62	33,6
5	-21,5	-0,5	2,01	88,23	45,85	0,86	7,58	0,18	0,60	32,9
6	-22,5	0,0	2,91	88,67	49,23	0,93	7,59	0,18	0,63	33,5
7	-22,3	3,2	2,91	88,46	53,65	1,00	7,31	0,16	-	-
8	-22,0	6,6	2,98	88,41	62,73	1,17	7,61	0,16	-	-
9	-22,2	1,5	2,97	88,76	54,82	1,03	8,04	0,18	-	-
10	-22,1	-3,4	2,98	88,51	40,60	0,77	7,53	0,19	-	-
11	-22,1	-3,0	2,96	88,49	38,78	0,73	7,04	0,17	-	-
12	-22,23	4,1	2,92	88,65	52,69	0,99	6,96	0,15	-	-

Em termos de perda de carga este evaporador apresentou os seguintes valores para um fluxo de massa típico de 2,0 kg/h: 32,5 mbar e 0,61°C.

Nos testes 6 a 12 a perda de carga não foi monitorada devido a uma avaria no transdutor de pressão. Este fato, entretanto, não limitou a presente análise, já que os pontos coletados

foram suficientes para definir o formato da relação entre a perda de carga e o fluxo de massa de refrigerante (ver Fig. 8)

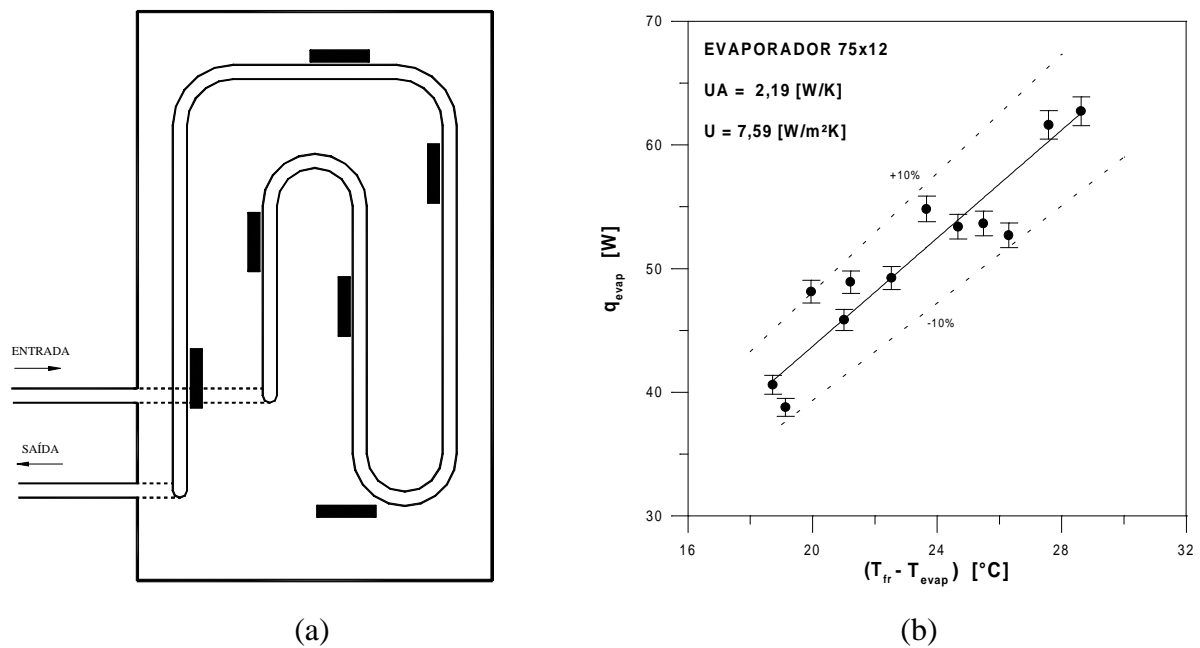


Figura 7 – (a) Evaporador 75x12 e (b) Determinação de \bar{U}_{75x12}

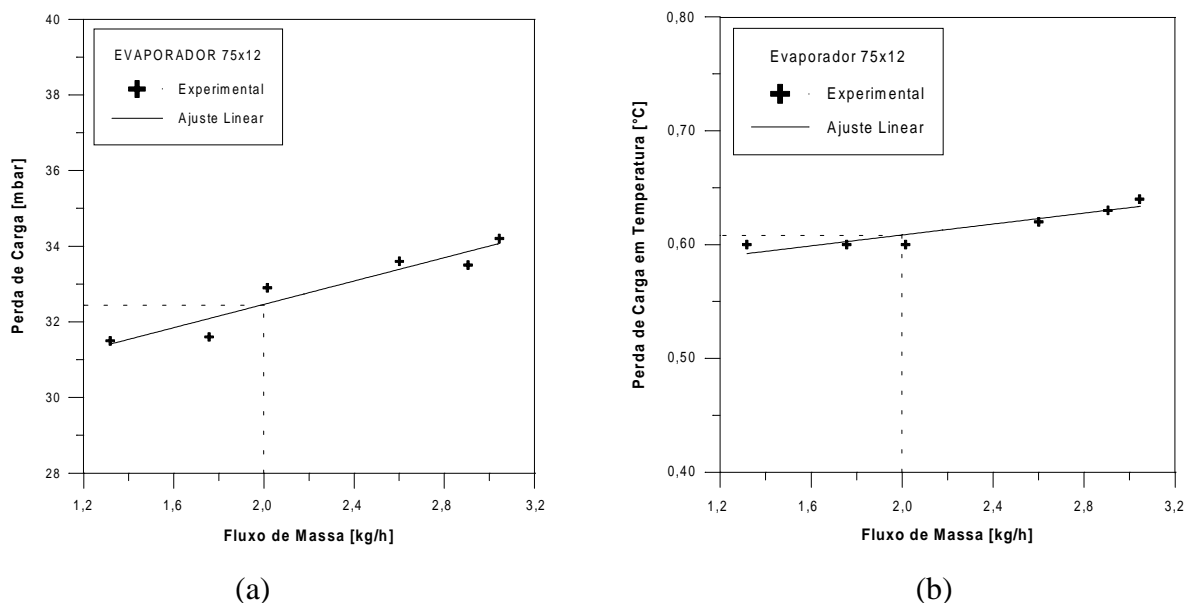


Figura 8 – Perda de carga no evaporador 75x12. (a) unidades de pressão e (b) de temperatura

7. CONCLUSÕES

Os dados obtidos com os diversos evaporadores são mostrados na Tabela 3. As perdas de carga indicadas referem-se a um fluxo de massa típico de 2,0 kg/h.

Pode-se verificar que as mudanças de geometria praticamente não afetaram o coeficiente global de transferência de calor. A maior diferença, de 0,33 W/K, foi encontrada entre as placas 75x12 e 50x10, diferença esta levemente superior a incerteza de medição do coeficiente global que é da ordem de 0,20 W/K.

Em termos gerais as variações entre os coeficientes globais se mantiveram dentro da faixa de incerteza de medição, o que permite afirmar que para a mesma área a escolha entre uma ou outra placa não pode ser feita considerando-se o parâmetro analisado. A facilidade de construção, preço, retenção de óleo, perda de carga, volume, entre outros, tornam-se assim mais relevantes.

Para a análise em questão observou-se um efeito marcante do comprimento do canal sobre a perda de carga, o mesmo não ocorrendo com o diâmetro.

Tabela 3. Coeficiente global de troca de calor e perda de carga para os evaporadores

Variável	original	25x12	50x10	50x12	50x14	75x12
UA (W/m ² K)	2,21	2,22	2,28	2,20	2,27	2,19
U (W/K)	7,69	7,72	7,92	7,63	7,87	7,59
ΔP_{evap} (mbar)	45,0	88,0	44,5	43,8	44,2	32,5
ΔT_{evap} (°C)	0,83	1,64	0,81	0,81	0,82	0,61

Agradecimentos

Este trabalho foi desenvolvido dentro de um programa de cooperação técnico científico entre a Embraco S.A. e o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. O apoio recebido da Embraco S.A, do CNPq e da Multibrás S.A. foram fundamentais para a realização deste trabalho, razão pela qual externamos os nossos agradecimentos, em especial ao Eng. Roberto Horn Pereira e Marco Eduardo Marques.

REFERÊNCIAS

Gonçalves, J.M., 1994, Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC.

Güths, S., Philippi, P. C., Gaviot, E. & Thery, P., 1995, Um transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial, Anais do XIII Congresso Brasileiro e II Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica, 12 –15 Dezembro, Belo Horizonte, MG.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 1990, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 2nd Ed., New York.

Jakobsen, A., 1995, Energy optimisation of refrigeration systems: The domestic refrigerator – A case study, Ph. D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.

Silva, L. W., 1998, Caracterização da transferência de calor em evaporadores roll-bond, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC.

Silva L. W., Melo, C., 1998, Desenvolvimento de uma abordagem experimental para caracterizar o desempenho de evaporadores roll-bond, Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, 3 – 6 Novembro, Rio de Janeiro, RJ, pp. 1095-1100.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PLATE-TYPE EVAPORATORS

Abstract. In the Brazilian market most of the refrigerators are assembled with plate-type evaporators. This type of evaporator is constructed of two flat sheets of aluminum so embossed and welded together as to provide a path for refrigerant flow between the two sheets. The air circulation over the evaporator occurs by natural convection. In despite of its

strong influence on the refrigerator performance, this component is frequently sized by empirical correlations relating the evaporator area and the refrigerator internal volume. In doing so the evaporator geometry is not taken into account. This work presents an experimental research plan that has been used in the investigation of plate-type evaporators to establish the inter-dependencies of channel pattern, channel internal diameter, refrigerant pressure drop and the evaporator overall heat transfer coefficient.

Keywords: *Household refrigerator, Plate-type evaporator, Heat flux meter*