

Avaliação Experimental do Desempenho Térmico de Condensadores Resfriados a Ar de Distintas Configurações

João Roberto Bastos Zoghbi Filho

José Maria Saiz Jabardo

Universidade de São Paulo, Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP13560-970, São Carlos-SP, Brasil. E-mail: jrzoighi@sc.usp.br, mjabardo@sc.usp.br.

Resumo. *No presente estudo investigou-se o efeito de diferentes configurações geométricas das aletas sobre o desempenho termohidráulico de condensadores de pequeno porte para aplicações frigoríficas. Para tanto, foram realizados ensaios em um túnel de vento onde a temperatura e velocidade do ar de condensação podiam ser adequadamente controladas. Foi avaliado o desempenho de 5 tipos de condensadores comerciais, envolvendo unidades com aletas corrugadas (“wavy”) e dois tipos de aletas ventiladas (“louver”). Os resultados obtidos confirmam as tendências da literatura, segundo as quais as aletas ventiladas se caracterizam por apresentarem melhor desempenho térmico que as corrugadas, enquanto impõem maior perda de carga no escoamento do ar.*

Palavras chave: condensadores a ar; aletas corrugadas, aletas ventiladas; intensificação da transferência de calor.

1.INTRODUÇÃO

Uma das principais aplicações da indústria frigorífica está relacionada a processos de resfriamento e desumidificação de ar, que também é utilizado como meio de resfriamento em condensadores. Em virtude do reduzido coeficiente de transferência de calor característico de processos que envolvem o ar, trocadores de calor compactos são largamente utilizados pela indústria frigorífica, onde predominam unidades constituídas de tubos de cobre e aletas de alumínio. O acirramento da competitividade no mercado e a significativa elevação no custo das matérias primas (no caso, cobre e alumínio) nos últimos 15 a 20 anos podem ser considerados como a origem de uma nova geração de acabamentos superficiais tendentes a intensificar a taxa de transferência de calor e, conseqüentemente, reduzir o volume (peso) dos trocadores de calor. As pesquisas relacionadas à intensificação da transferência de calor têm acompanhado as tendências da indústria, dando origem a um sem número de artigos técnicos, compilados de forma relativamente detalhada em alguns textos publicados especialmente na década de 90, destacando-se entre eles o de Webb (1994). Alguns textos básicos sobre trocadores de calor compactos foram publicados anteriormente, como o clássico de Kays & London (1984), cuja 1ª edição data da década de 40, tendo sido sucessivamente reeditado, e o de Shah & Webb (1982),

onde se faz uma recompilação do desempenho dos distintos dispositivos de intensificação disponíveis na época.

No caso dos condensadores para aplicações frigoríficas, diferentes dispositivos têm sido propostos para incrementar o coeficiente de transferência de calor no lado do ar, desde as aletas corrugadas (“wavy”) até os distintos tipos de aletas ventiladas (“louver”), lançados recentemente no mercado. Em geral, os trabalhos de pesquisa abordam exclusivamente o lado do ar, trabalhando com unidades em que água circula pelo interior dos tubos. Tal é o caso do trabalho de Webb e Gupte (1990) apud Webb (1994), em que o desempenho de algumas superfícies ventiladas é comparado ao das lisas e corrugadas. De maneira geral, as aletas ventiladas apresentam coeficiente de transferência de calor superior ao das lisas ou corrugadas, tendo sido observados incrementos variando entre 20 e 60%, dependendo das condições operacionais (especialmente a velocidade de face do ar) e das características geométricas da unidade. Garimela, Coleman e Wicht (1997) realizaram um extensivo levantamento experimental envolvendo aletas lisas, corrugadas e ventiladas, tendo chegado a conclusões semelhantes às de Webb e Gupte. Mais recentemente, Wang e colaboradores empreenderam um exaustivo trabalho de levantamento das características de desempenho de aletas corrugadas e de distintas superfícies ventiladas disponíveis comercialmente, Wang et al (1999a) e Wang et al (1999b), tendo obtido resultados comparáveis aos demais autores.

O presente trabalho trata de uma análise comparativa envolvendo o desempenho térmico de condensadores resfriados a ar comerciais, dotados de aletas corrugadas e ventiladas. Contrariamente às pesquisas referidas no parágrafo precedente, o objetivo do presente trabalho foi o de avaliar o desempenho térmico global de condensadores operando em condições similares às das aplicações, no caso, circuitos frigoríficos. Nesse sentido, os ensaios aqui relatados foram realizados em uma bancada constituída de um circuito frigorífico, operando com o refrigerante HCFC-22, e um compressor hermético, sob condições operacionais típicas das aplicações, como se verá mais adiante.

2.BANCADA EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS

A “Fig. 1” apresenta o diagrama esquemático do aparato experimental, constituído de dois circuitos independentes entre si: o frigorífico e o de ar. O circuito frigorífico, que opera com refrigerante HCFC-22, incorpora componentes básicos como válvula de expansão termostática, compressor, condensador (seção de testes), reservatório de líquido, separador de líquido (acumulador de sucção) e um tanque de ebulição (“boiler”), operando como evaporador. Este consiste de uma serpentina de cobre (evaporador propriamente dito) localizada na parte superior de um depósito de refrigerante HCFC-22, tendo a região inferior preenchida por líquido, no qual está imersa uma resistência elétrica de aquecimento. O depósito será denominado genericamente de “boiler” no presente trabalho. O aquecimento através da resistência promove a evaporação de refrigerante líquido, com condensação ocorrendo na superfície externa da serpentina, constituindo, assim, a carga térmica para o circuito frigorífico. Esta é controlada pela potência elétrica dissipada na resistência elétrica através do variador de tensão indicado na “Fig. 1”.

O circuito de ar de condensação é constituído dos elementos necessários para permitir o controle da temperatura e da velocidade do ar. Trata-se de um túnel de vento com possibilidade de recirculação o ar, com o objetivo de reduzir a potência de aquecimento, sendo dotado de um ventilador centrífugo com capacidade 10.000 m³/h (200 mm.c.a. de altura manométrica). A seção de testes é constituída de um trecho reto de duto cujas dimensões correspondem às da área de face das unidades ensaiadas. Os resultados correspondentes ao presente estudo foram obtidos

para as seguintes dimensões da seção transversal: 0,61m x 0,38m (unidades C1 e C2, Tabela 2), 0,64 m x 0,33 m (unidades C3 e C4) e 0,306 m x 0,346 m (unidade C5). O controle da vazão é realizado por intermédio de registros de descarga, recirculação e admissão do ar no túnel. O controle da temperatura do ar de condensação é realizado por intermédio de um variador de tensão associado a uma bateria de aquecimento localizada no circuito de ar, a montante do condensador em teste e do retificador de escoamento, como ilustrado na “Fig. 1”.

Ambos os circuitos foram instrumentados conforme indicado na “Fig.1”, tendo sido adotados termopares do tipo T (cobre/constantan) e transdutores de pressão Danfoss modelo AKS (no caso do circuito frigorífico) para as medidas de temperatura e pressão. No caso do circuito do ar, a temperatura média nas seções de entrada e saída do condensador foram medidas através de uma malha de termopares, ligados em paralelo, formando um reticulado cobrindo a seção transversal do túnel. A perda de carga do ar através do condensador era medida por intermédio de um manômetro de coluna de água. A vazão do refrigerante foi obtida por intermédio de um medidor de vazão em massa do tipo efeito Coriolis.

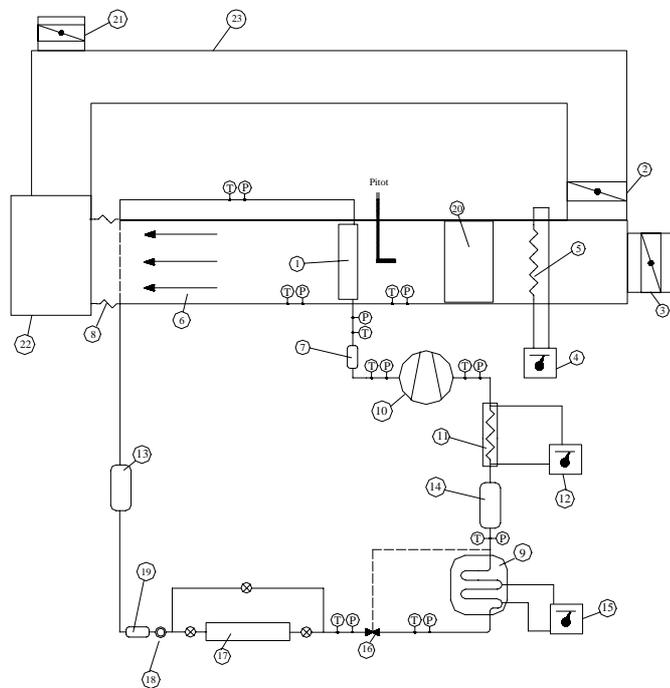


Figura 1: Desenho esquemático do aparato experimental

(1) Condensador em teste, (2) Registro de retorno, (3) Registro de admissão, (4) Variador de tensão, (5) Bateria de resistências (6) Duto de aspiração, (7) Filtro de óleo, (8) Duto flexível, (9) “Boiler”, (10) Compressor, (11) Bateria de resistências, (12) Variador de tensão, (13) Tanque de líquido, (14) Separador de líquido, (15) Variador de tensão, (16) Válvula de expansão termostática, (17) Medidor de vazão do tipo Coriolis, (18) Visor, (19) Filtro secador, (20) Retificador de ar, (21) Registro de descarga, (22) Ventilador Centrífugo, (23) Duto de retorno.

O procedimento de ensaio adotado é o sugerido pela norma ASHRAE 41.2 para unidades condensadoras de circuitos frigoríficos, tendo sido realizados ensaios com vistas a uma análise comparativa dos condensadores descritos sumariamente na Tabela 2. Os parâmetros físicos medidos permitem a caracterização do estado do refrigerante na entrada e saída de cada

componente do circuito frigorífico. Durante os ensaios foram mantidos constantes a temperatura de aproximação do ar no condensador e sua vazão, além da temperatura do refrigerante na aspiração do compressor, como sugerido pela norma adotada. Foram conduzidos ensaios a duas temperaturas do ar: 30°C e 35°C, não tendo sido observadas diferenças significativas no desempenho global dos condensadores a essas temperaturas. A vazão de ar foi avaliada por dois procedimentos distintos, como sugerido pela norma. Num dos métodos, a velocidade do ar é mapeada, por intermédio de um tubo de Pitot, em uma seção transversal do túnel a montante do condensador ensaiado. No outro, determina-se a vazão pelo método calorimétrico, através de um balanço de energia no condensador, de acordo com o qual se pode escrever que:

$$Q_c = m_{ar} c p_{ar} (T_{ar,s} - T_{ar,e}) = m_r (h_{r,e} - h_{r,s}) \quad (1)$$

Como a vazão de refrigerante, m_r , e as temperaturas do ar na entrada e saída do condensador são diretamente medidas e as entalpias do refrigerante são calculadas a partir das pressões e temperaturas do mesmo, a “Eq. (1)” proporciona a vazão de ar, m_{ar} . A velocidade de face pode ser, assim, determinada, uma vez que a área de face, relativa ao comprimento e à altura do condensador, isto é, normal à direção de escoamento do ar, é um parâmetro geométrico conhecido para cada unidade ensaiada. Deve ser observado a esta altura que o desempenho dos condensadores foi avaliado para velocidades de face (velocidade média do ar no duto de acesso, seção de testes, à unidade ensaiada) da ordem de 3,0 m/s, valor típico das aplicações.

A perda de carga do ar foi avaliada por intermédio de um manômetro de coluna de água, embora, em certos casos, para efeito de comparação, um transdutor de pressão diferencial (marca VALIDYNE, Estados Unidos da América) tenha sido também utilizado.

As incertezas envolvidas nos parâmetros medidos estão indicadas na Tabela 1, à qual foram incorporadas as incertezas propagadas dos parâmetros calculados, entre os quais o coeficiente global de transferência de calor, U. O procedimento para sua determinação será considerado mais adiante.

Tabela 1: Incertezas associadas aos parâmetros medidos e calculados.

Parâmetros Medidos		Parâmetros Calculados		
		Peça	U [W/m ² °C]	V _{ar} [m/s]
Temperatura [°C]	± 0,2	C1	1,6-2,8	0,097 – 1,30
Pressão Ar [mm c.a.]	± 0,5	C2	2,3-2,6	0,089 – 0,91
Pressão Refrigerante[%]	0,3%	C3	1,9-3,2	0,08 – 1,40
Vazão[%]	0,15%	C4	2,5-3,8	0,07 – 1,22
		C5	1,2-2,7	0,20 - 1,70

3.DESCRICÃO DAS UNIDADES ENSAIADAS

Um total de cinco condensadores resfriados a ar, do tipo tubo aletados, foram ensaiados, e, como observado anteriormente, trata-se de unidades comerciais, descritas sucintamente na “Tabela 2”. As unidades foram divididas em três grupos de geometria similares. Em cada grupo, os condensadores diferenciam-se pelo tipo de superfície: corrugada, largamente utilizada na

indústria, e ventilada. A “Fig.2” apresenta as características dos três tipos de geometria de aleta ensaiados.

Tabela 2: Descrição das unidades ensaiadas.

Peça	Aleta	De Tubo (mm)	Di Tubo (mm)	Densidade De Aletas	Passo dos Tubos Transversal (mm)	Passo Dos tubos Longitudinal (mm)	Fileiras Em profundidade	Área* (m ²)	Diâmetro Hidráulico (mm)
C1	Corrugada	13,0	11,1	450/m	31,75	27,5	4	20,16	2,78
C2	Ventilada (A)	13,0	11,1	450/m	31,75	27,5	4	20,16	2,78
C3	Corrugada	9,9	9,1	380/m	25,4	22,0	3	9,84	3,28
C4	Ventilada (A)	9,9	9,1	380/m	25,4	22,0	3	9,84	3,28
C5	Ventilada (B)	9,9	9,1	640/m	25,4	19,0	2	4,56	1,99

*Área total de troca de calor no lado do ar referida à aleta lisa.

Obs: Espessura das aletas: $\delta=0,1$ mm.

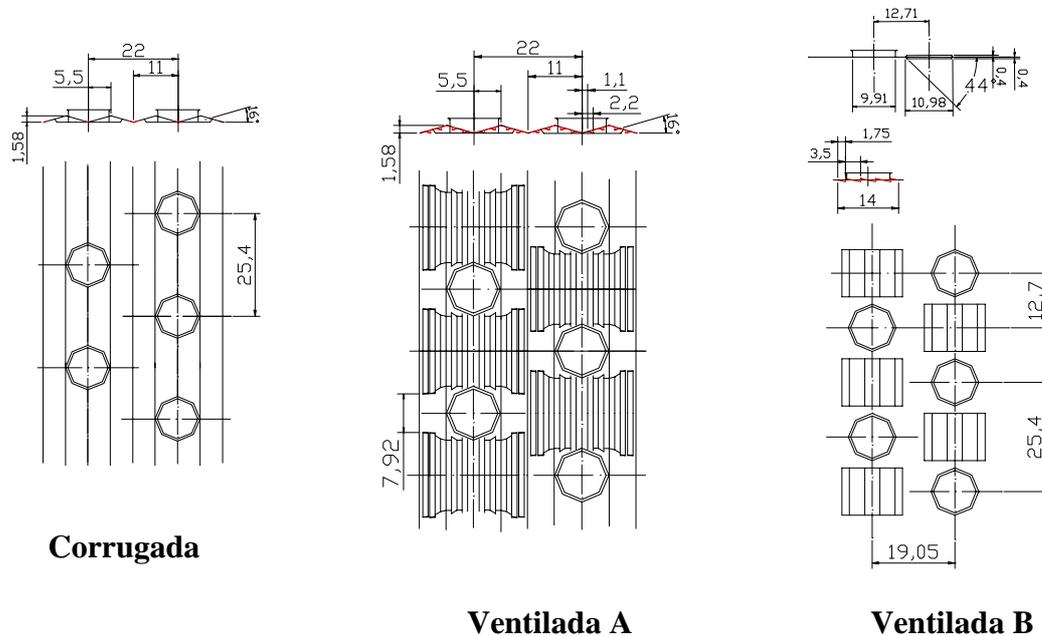


Figura 2: Detalhamento das aletas.

4. TRATAMENTO DOS DADOS

Os ensaios foram organizados de forma a satisfazer as exigências dos usuários dos condensadores, interessados no desempenho global da unidade. Em princípio não houve qualquer preocupação com os coeficientes de transferência de calor interior ou exterior, razão pela qual os ensaios foram conduzidos em um circuito frigorífico padrão. É interessante notar que tal procedimento de ensaio contrasta com aqueles que visam exclusivamente o desempenho da superfície aletada, realizados, em sua totalidade, com água escoando no interior dos tubos.

O princípio que norteou os ensaios foi o do levantamento de curvas do tipo:

$$Q_c = C\Delta T = C(T_c - T_{ar,e}) \quad (2)$$

cuja obtenção toma por base as seguintes premissas:

- (1) desprezam-se os efeitos do superaquecimento do vapor de refrigerante proveniente do compressor na entrada e do subresfriamento do líquido na saída do condensador. Para efeito de tratamento dos dados, admite-se que o refrigerante passa por um processo de condensação, entre os estados de vapor e líquido saturados, a uma temperatura de condensação, T_c , correspondente à de saturação à pressão média reinante no condensador. Tal hipótese é razoável em virtude da reduzida área do condensador ocupada pelos mecanismos de transferência de calor sensível para o refrigerante.
- (2) Admite-se uma relação linear entre a capacidade térmica do condensador, Q_c , e a diferença entre a temperatura de condensação e a de entrada do ar. Tal relação pode ser facilmente demonstrada a partir da conservação de energia em ambos os fluidos e a equação de transporte envolvendo a diferença média (logarítmica) entre as temperaturas dos mesmos (Stoecker & Jabardo, 1994), resultando:

$$C = m_{ar} cp_{ar} \left[1 - \exp\left(-\frac{UA}{m_{ar} cp_{ar}}\right) \right] \quad (3)$$

É interessante notar que um valor constante de C implica em admitir que U assumia um valor igualmente constante, desde que se mantenha a vazão de ar. Tal aspecto será discutido mais adiante.

Os ensaios foram, assim, organizados de forma a levantar curvas similares à “Eq. (2)”. A carga de aquecimento no “boiler” (carga térmica do circuito frigorífico) era variada através da atuação sobre o variador de tensão associado à resistência de aquecimento. Incrementos de carga térmica eram acompanhados de elevações da temperatura de evaporação e da vazão de refrigerante, em virtude das características de desempenho do compressor. Por outro lado, a temperatura do refrigerante na aspiração do compressor era mantida constante pelo ajuste da potência elétrica da resistência de aquecimento da linha de aspiração. A elevação da carga de refrigeração era acompanhada pelo correspondente incremento da capacidade do condensador e da temperatura de condensação, uma vez que a temperatura e a vazão de ar eram mantidas constantes. Assim, para cada velocidade média e temperatura do ar, curvas similares às da “Fig.3” eram obtidas. Como se observa na figura, os pontos ficam alinhados de tal forma que o coeficiente angular da reta corresponde ao valor de C da “Eq. (3)”.

Uma vez obtido o coeficiente angular, C , a “Eq. (3)” permite fazer especulações relativamente ao coeficiente global de transferência de calor médio da serpentina, U , correspondente às condições de temperatura e vazão de ar, mantidas constantes durante os ensaios, que dão origem às curvas do tipo daquela da “Fig. 3”. É importante lembrar que a capacidade, Q_c , do condensador está relacionada à vazão e a temperatura de condensação do refrigerante, parâmetros que, por sua vez, afetam o coeficiente de transferência de calor interior aos tubos. Como o coeficiente de transferência de calor exterior (do lado do ar) permanece constante, o coeficiente U obtido pela “Eq. (3)” está associado a um valor médio relativo às correspondentes faixas de vazões e temperaturas de condensação do refrigerante. A Tabela 3 ilustra resultados obtidos para o condensador C1. O valor do produto do coeficiente global pela área de troca de calor, UA , indicado na tabela, é o obtido da relação entre a capacidade do condensador, Q_c , e a diferença média (logarítmica) entre as temperaturas do refrigerante (T_c) e do

ar. A tabela ilustra o efeito da vazão e da temperatura de condensação do refrigerante sobre esse valor. A variação máxima de UA é da ordem de 18%, praticamente dentro da faixa de incerteza do valor desse parâmetro. O valor de UA (médio) obtido pela “Eq. (3)” para esse condensador foi de 0,738 kW/°C, significativo considerando os valores da Tabela 3.

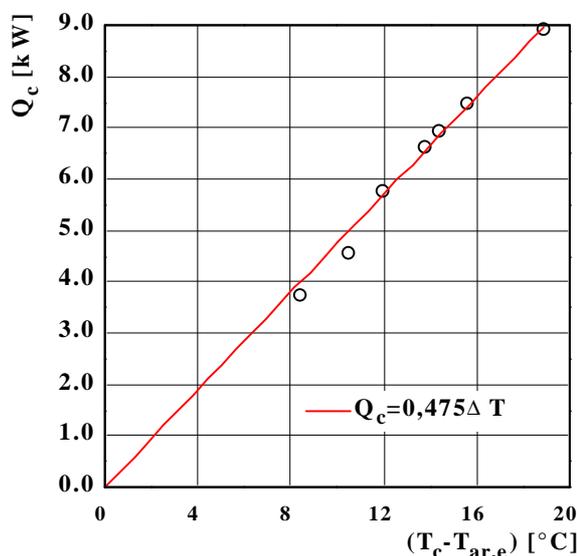


Figura 3: Curva de Q_c em função de ΔT para a unidade C1. Velocidade de face do ar=3,2m/s, $T_{ar,e}=35^{\circ}C$.

Tabela 3: Resultados obtidos para o condensador C1.

Refrigerante		Ar		Condensador	
$M_r [kg/s]$	$T_c [^{\circ}C]$	$V_{ar} [m/s]$	$T_{ar,e} [^{\circ}C]$	$Q_c [kW]$	$UA [kW/^{\circ}C]$
0,0157	43,5	3,3	35,1	3,77	0,655
0,0195	45,6	3,2	35,1	4,61	0,650
0,0251	46,9	3,2	35,0	5,79	0,762
0,0300	49,4	3,2	35,6	6,64	0,757
0,0315	49,4	3,2	35,1	6,97	0,776
0,0345	51,1	3,2	35,5	7,52	0,757
0,0430	54,1	3,2	35,2	8,92	0,744

O comportamento discutido nos parágrafos precedentes, resultante dos ensaios relatados neste trabalho, está associado à relação entre as resistências térmicas interior e exterior típicas dos condensadores resfriados a ar. No caso deste tipo de trocador de calor, a resistência interior, associada à condensação do refrigerante, é muito inferior à exterior, apesar desta envolver a área de aletas. Nessas condições, variações significativas da resistência interior não afetam de forma importante o coeficiente global, que é basicamente determinado pela resistência exterior.

5.RESULTADOS E ANÁLISE

A Tabela 4 apresenta um sumário dos resultados obtidos nos ensaios das unidades consideradas neste trabalho. Para efeito de comparação, foram incluídos os resultados

correspondentes a aletas com superfície corrugada, de uso generalizado na indústria, e dois tipos de superfície ventilada (“louver”), cuja geometria foi anteriormente apresentada. Na tabela são indicados os valores médios U e UA , obtidos da “Eq. 3”. Os condensadores ensaiados são unidades comerciais, razão pela qual uma análise paramétrica em profundidade dos efeitos das características geométricas e construtivas foi prejudicada. Em todo caso, algumas conclusões importantes podem ser extraídas dos resultados da tabela, sendo discutidas e analisadas a seguir.

Tabela 4: Valores dos parâmetros de desempenho das distintas superfícies aletadas ensaiadas.

Condensador	V_{ar} [m/s]	UA [kW/°C]	U^* [W/m ² °C]	Δp [mm H ₂ O]
C1	3,2	0,738	36,9	6,8
C2	3,2	0,895	44,4	9,8
C3	3,0	0,469	47,2	4,9
C4	3,0	0,630	63,4	6,7
C5	3,2	0,300	65,8	4,6

* Referido à área total de transferência de calor externa.

- (1) As unidades C1 e C3, de aletas com superfície corrugada, apresentam coeficientes globais de transferência de calor diferindo de 27,9%, com o condensador C3 apresentando o valor superior. Tal diferença está relacionada aos seguintes aspectos: (a) o número de fileiras de tubos em profundidade de C3 é inferior ao de C1 (3 contra 4); (b) a densidade de aletas de C3 é inferior à de C1 (380/m contra 450); e (c) espaçamento entre tubos de C3 é inferior ao de C1 (25,4 mm contra 31,75 mm). Tais características geométricas favorecem a unidade C3 no sentido de conferir-lhe um coeficiente de transferência de calor no lado do ar mais elevado, o que justificaria o resultado obtido. A referida unidade apresenta, ainda, valores superiores da velocidade mássica de refrigerante no interior dos tubos (não indicados no presente trabalho para efeito de redução do texto), que tendem a afetar favoravelmente o coeficiente de transferência de calor interno.
- (2) A perda de carga do ar na unidade C3 é inferior à da unidade C1, resultado que seria de esperar considerando que a primeira unidade, apesar do menor espaçamento entre tubos, apresenta um número inferior de fileiras de tubos em profundidade (3 contra 4), o mesmo ocorrendo com a densidade de aletas (380/m contra 450/m).
- (3) Aletas com superfícies ventiladas (“louver”) tendem a proporcionar coeficientes globais de transferência de calor significativamente superiores aos das superfícies corrugadas. No caso das unidades C1 e C2, que diferem entre si somente pela geometria das aletas (corrugada ou ventilada), verifica-se um incremento do coeficiente da ordem de 20,3%. O incremento é de 34,3%, algo superior, no caso das unidades C3 e C4. Embora o efeito das aberturas nas aletas em unidades ventiladas possa ser mais efetivo quando a densidade de aletas é superior, em virtude do menor espaçamento entre as mesmas, os resultados obtidos com as unidades C2 e C4 (450/m contra 380/m) parecem indicar o contrário. Entretanto, outros fatores geométricos, como o número de fileiras de tubos e o espaçamento entre os mesmos, podem igualmente afetar a intensificação da transferência de calor nas aletas ventiladas em relação às corrugadas.
- (4) Não foi ensaiada nenhuma geometria corrugada que pudesse servir de comparação para a unidade C5, dotada de aletas ventiladas de geometria distinta daquelas das unidades C2 e C4. Percebe-se, entretanto, que o coeficiente global de transferência de calor associado a essa unidade é da mesma ordem de grandeza daquele da unidade C4, embora algo superior (65,8

contra 63,4 W/m²°C). Deve ser destacado que as unidades C4 e C5 se caracterizam por apresentarem geometria semelhante, mesmo diâmetro e espaçamento entre tubos, diferindo na densidade de aletas (380/m contra 640/m) e no número de fileiras de tubos em profundidade (2 contra 3). Se, por um lado, a densidade de aletas favorece a unidade C4 em termos do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, o número de fileiras confere à unidade C5 melhor desempenho. A perda de carga do ar na unidade C5 é levemente inferior à da unidade C4 em virtude de apresentar um número inferior de fileiras de tubos em profundidade. Nessas condições, é difícil fazer qualquer afirmação relativamente ao desempenho relativo das aletas ventiladas das unidades C4 e C5.

- (5) O desempenho térmico das superfícies ventiladas poderia ser avaliado comparando o percentual de incremento do coeficiente global de transferência de calor em relação ao das aletas corrugadas com o correspondente incremento de perda de carga no lado do ar. A Tabela 6 apresenta os respectivos incrementos relativos, denominados de **índices de intensificação**, entre as unidades C1 e C2 e C3 e C4. Os resultados da Tabela 6 indicam que o uso de aletas ventiladas é mais efetivo na geometria das unidades C3 e C4, uma vez que o seu índice de intensificação é inferior ao das unidades C1 e C2 (1,05 contra 2,16).

Tabela 6: Índices de intensificação entre as unidades C1 e C2 e C3 e C4

	$\Delta p/p$	$\Delta U/U$	$(\Delta p/p)/(\Delta U/U)$
C2/C1	0,439	0,203	2,16
C4/C3	0,364	0,343	1,05

6. CONCLUSÕES

Os ensaios de condensadores comerciais levados a efeito no trabalho aqui relatado permitiram tirar algumas conclusões a respeito do efeito de aletas ventiladas sobre o desempenho térmico global das unidades ensaiadas. O incremento do coeficiente global de transferência de calor em unidades com aletas ventiladas em relação ao daquelas dotadas de aletas corrugadas variou entre 20 e 30%, dependendo das características construtivas do condensador, para uma mesma geometria da aleta ventilada. Os índices de intensificação levantados para dois pares de unidades variaram com características construtivas dos condensadores tais como fileiras em profundidade, espaçamento entre tubos e densidade de aletas, para uma mesma geometria de aleta ventilada, tendo sido obtidas diferenças da ordem de 100%. A utilização desse índice como parâmetro de seleção de superfícies dotadas de dispositivos de intensificação é recomendável, tendo em vista que a intensificação na taxa de transferência de calor é acompanhada de incrementos na perda de carga do ar.

7. RECONHECIMENTO

Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à Fundação CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela concessão de uma bolsa de mestrado ao primeiro autor. Gostariam, ainda, de agradecer a preciosa colaboração do Sr. José Roberto Bogni no trabalho de desenvolvimento e construção da bancada experimental.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE Standard 41.2-1991, (1991) Standard Methods for Laboratory Air-flow Measurement, American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- Chang, Y e Wang, C. , 1997, “A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.40, No. 3, pp. 533-544.
- Garimella, S., Coleman, J. W. e Wicht, A., 1997, “Tube and Fin Geometry Alternatives for the Design of Absorption- Heat Pump Heat Exchangers”, Enhanced Heat Transfer, Vol. 4, pp. 217-235, 1997.
- Kays, W. M. e London, A. L.,1984, “Compact Heat Exchangers, 3rd Edition, McGraw Hill, New York.
- Shah, R. K., e Webb, R. L, 1982, “Compact and Enhanced Heat Exchangers,” in Heat Exchangers: Theory and Practice, J. Taborek, G. F. Hewitt and N. H. Afgan, Eds. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D. C., pp. 425-468.
- Stoecker, W. F. e Jabardo, J. M. S., 1994, “Refrigeração Industrial”, 1^a Edição, Edt. Edgard Blücher Ltda.
- Webb, R. L., 1994, “Principles of Enhanced Heat Transfer”, 3rd Edition, Edt. John Wiley & Sons Inc.
- Wang, C., Lee, C., Lin, Y. e Chang, Y. , 1999a, “Investigation of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers: A Contribution to Databank, Experimental Heat Transfer, Vol.12, pp. 73-89.
- Wang, C., Lee, C., Chang, C. e Chang, Y. , 1999b, “Some Aspects of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers: With and Without Louvers”, Enhanced Heat Transfer, Vol. 6, pp. 357-368.

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE THERMAL PERFORMANCE OF AIR CONDENSERS WITH DIFFERENT GEOMETRICAL CONFIGURATIONS

Abstract. *Present study deals with the effect of different fin configurations over the thermo-hydraulic behavior of small refrigerating air condensers. Tests have been performed in a wind tunnel specially adapted to adequately control the air temperature and flow rate. Five commercial condensers have been tested, involving units with wavy and two configurations of louver fins. Obtained results confirmed those reported in the literature. according to which louver fins present better thermal performance whereas imposing higher pressure drop in the air flow.*

Key words: *air condensers; wavy fin; louver fin; heat transfer enhancement.*