

## Paper CIT02-0433

# BANCADA EXPERIMENTAL PARA DETERMINAÇÃO DE DESEMPENHO TÉRMICO DE CONDENSADORES DE FLUIDO REFRIGERANTE COM RESFRIAMENTO A ÁGUA

**Marco Antonio Soares de Paiva**

IPT – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – Caixa Postal 0141 – CEP 01064-970 – São Paulo (SP)  
[mpaiva@ipt.br](mailto:mpaiva@ipt.br)

**Ding Hua**

IPT – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – Caixa Postal 0141 – CEP 01064-970 – São Paulo (SP)  
[ding@ipt.br](mailto:ding@ipt.br)

***Resumo.** Com a finalidade de obter o desempenho térmico de condensadores de fluidos refrigerantes resfriados a água, foi construída uma bancada experimental. Ao invés de utilizar o tradicional ciclo de compressão de vapor, optou-se pela utilização de um circuito com vaporização do refrigerante mediante aquecimento elétrico. A circulação do fluido refrigerante ocorre pelo efeito de termosifão, não havendo máquinas no circuito. Foram testados alguns condensadores do tipo duplo-tubo produzidos por um fabricante brasileiro. Os resultados obtidos foram comparados com os de outros fabricantes, internacionais. Alguns parâmetros de operação foram determinados analiticamente, e os resultados podem eventualmente ser utilizados para aprimoramento do produto.*

***Palavras chave:** Condensador a água, condensador duplo-tubo, desempenho térmico.*

## 1. Introdução

O dimensionamento de sistemas de refrigeração de condicionadores de ar e de bombas de calor requer o conhecimento do desempenho de cada um de seus componentes, a saber, compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão. A falta de informações de qualquer um deles pode provocar capacidade insuficiente do conjunto, consumo excessivo de energia e mesmo encarecimento desnecessário do produto.

A determinação da capacidade de componentes da indústria de refrigeração é ainda hoje um problema para fabricantes brasileiros. Há pouca disponibilidade de laboratórios com capacidade para a execução de ensaios experimentais de certificação, e muitos fabricantes não dispõem de recursos suficientes para o desenvolvimento dessa atividade. Tendo em vista a solicitação de algumas empresas fabricantes de condensadores a água, o IPT decidiu implementar uma bancada para avaliação de desempenho térmico e dinâmico de condensadores de fluido refrigerante que utilizam água como meio de resfriamento.

Um tipo de condensador atualmente muito utilizado, principalmente em circuitos de refrigeração de pequena capacidade, é o de duplo tubo (“tube-in-tube”). Nesse tipo de equipamento, dois tubos de diâmetros diferentes são montados concentricamente. Água circula pelo tubo interno e o fluido refrigerante condensante pela região anular entre os dois tubos. O tubo interno é usualmente construído com superfícies de troca de calor ranhuradas ou com configuração que permite a intensificação da transferência de calor do lado do fluido refrigerante (lado externo do tubo interno) e/ou do lado da água (lado interno do tubo interno). Esse tipo de construção confere ao condensador de duplo tubo um excelente desempenho, com altos coeficientes globais de transferência de calor, resultando em menores equipamentos para uma capacidade de condensação fixada. A literatura apresenta poucas informações sobre condensadores desse tipo para uso em refrigeração, a maioria relaciona-se a condensadores do tipo casco e tubo, de placas, e condensadores a ar (Rhodes & Else, 1996; Jung et al., 1999; Corberán & Melón, 1998; Gabrielli & Vamling, 1997). Informações de desempenho podem ser obtidas de catálogos de fabricantes (Standard Refrigeration, 2000; Packless, 2000; Edwards Engineering, 2000; Wieland, 2000).

No presente trabalho, apresenta-se uma descrição da bancada construída no IPT, resultados experimentais de desempenho térmico obtidos para condensadores de duplo tubo produzidos por uma empresa brasileira, e sua comparação com o desempenho de equipamentos similares produzidos por fabricantes estrangeiros. Nos ensaios realizados utilizando R22, além de certos parâmetros operacionais, foi avaliada a influência do material do tubo interno sobre o desempenho térmico global do equipamento, e determinados o coeficiente de transferência de calor do lado da água, do lado do fluido refrigerante, assim como o fator de atrito de Darcy do lado da água.

O conhecimento desses parâmetros ganha no momento maior relevância, na medida em que a substituição do R22 por fluidos alternativos é um assunto na pauta de discussão dos fóruns mundiais que tratam da questão do HCFC e seus possíveis substitutos. A substituição de certos refrigerantes pode provocar mudanças não desprezíveis de desempenho

nos trocadores de calor, e o conhecimento da fenomenologia associada à sua operação é um elemento importante na obtenção de vantagens competitivas no mercado.

## 2. Condensadores a água de tubo duplo

Os condensadores a água do tipo duplo tubo têm um tubo interno com superfícies projetadas para intensificar o coeficiente global de transferência de calor. A Fig. (1) apresenta a vista externa de um condensador duplo-tubo.



Figura 1. Vista externa de um condensador duplo-tubo.

As figuras a seguir apresentam algumas concepções possíveis das superfícies do tubo interno.



Figura 2. Detalhe de trocador de calor duplo tubo fabricado pela empresa Edwards Engineering.

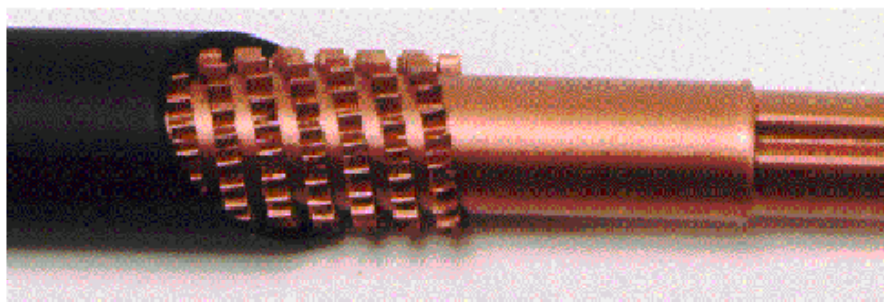


Figura 3. Detalhe de trocador de calor duplo tubo fabricado pela empresa Edwards.



Figura 4. Detalhe do tubo interno do trocador de calor duplo tubo fabricado pela empresa brasileira ACP Termotécnica.

O desempenho do condensador depende essencialmente da concepção do tubo interno e dos diâmetros dos tubos.

### 3. Bancada para ensaio de condensadores

#### 3.1. Norma

A metodologia utilizada para a realização dos ensaios segue as recomendações da norma ANSI/ASHRAE 22-1992 (1992). Esta norma especifica que a instalação a ser utilizada para a medida de desempenho térmico de condensadores a água pode utilizar um circuito de refrigeração ou um circuito fechado com evaporação do refrigerante (mediante aquecimento externo), um condensador e um sistema de circulação do fluido. Esta última concepção têm como desvantagem a necessidade de grandes quantidades de fluido refrigerante.

#### 3.2. Descrição do circuito para ensaio dos equipamentos

Para a realização do ensaio foi implementada uma unidade experimental, cujo fluxograma de processo é apresentado na Fig. (5).

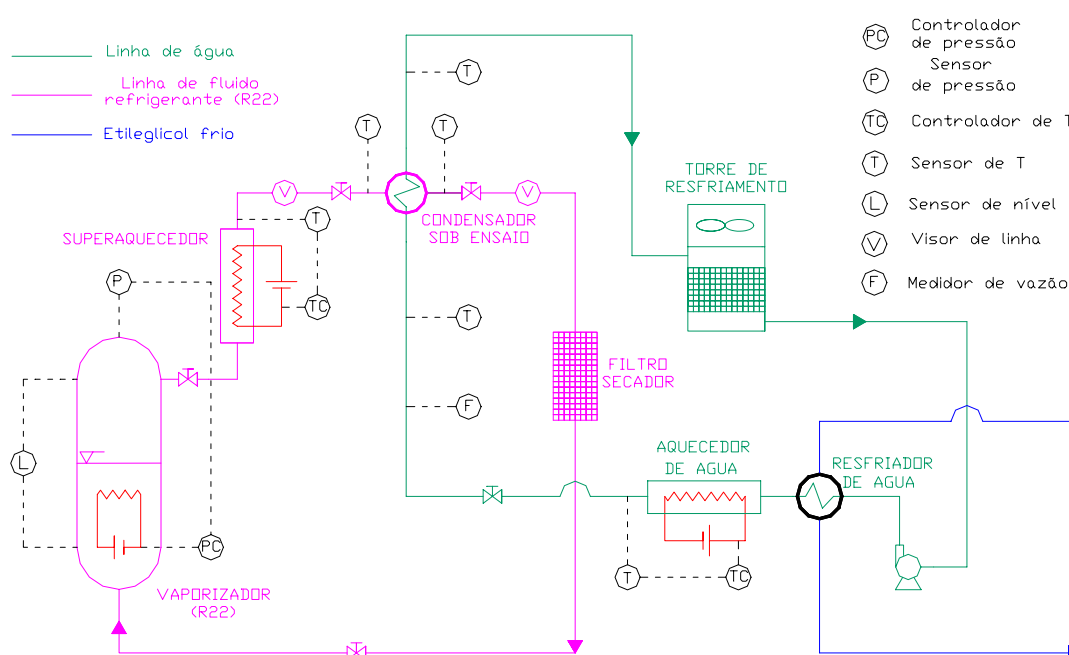


Figura 5. Esquema da unidade experimental implementada para ensaio de condensadores resfriados a água.

Através de aquecimento elétrico, o R22 é evaporado no reservatório principal. Na linha de condução o refrigerante tem a possibilidade de ser superaquecido através de uma resistência elétrica. Saindo do superaquecedor, o vapor de R22 é dirigido para o equipamento sob teste, onde é condensado. O líquido condensado retorna então ao reservatório principal por gravidade, completando o circuito.

A unidade experimental conta com sistemas de controle que automatizam sua operação. A temperatura de condensação é indiretamente controlada por um controlador de pressão que atua na resistência elétrica do vaporizador. Tal sistema de controle garante que há condensação total de R22 no condensador, pois, fisicamente, só é possível manter a pressão estável no sistema, se toda vazão de fluido que entra no condensador sai na fase líquida.

O calor transferido para a água de resfriamento no condensador provoca seu aquecimento. Para que a água possa operar em circuito fechado, ela é resfriada em uma torre de resfriamento e, eventualmente, com etilenglicol em outro ponto do circuito. O controle fino da temperatura da água na entrada do condensador é feito através de um controlador de temperatura PID, que atua em uma resistência elétrica colocada na linha de água. A vazão de água é regulada manualmente.

A grau de superaquecimento do R-22 é controlado através de um controlador de temperatura PID, que atua em uma resistência elétrica instalada na linha de vapor de R-22. Durante os ensaios foram medidas as seguintes variáveis: vazão de água de resfriamento; temperatura do R22 na entrada e na saída do condensador; temperatura da água de resfriamento na entrada e na saída do condensador; pressão do R22 na entrada do condensador; redução de pressão da água de resfriamento na circulação através do condensador; corrente elétrica eficaz em cada uma das fases da

resistência elétrica do vaporizador e do superaquecedor; tensão eficaz em cada uma das fases da resistência elétrica do vaporizador e do superaquecedor.

Através da corrente e da tensão elétricas medidas foi possível calcular a potência elétrica dissipada no vaporizador e no superaquecedor. Todas as resistências elétricas utilizadas no circuito de fluido refrigerante são do tipo de baixa dissipação, evitando o excessivo superaquecimento do fluido na camada limite junto aos elementos resistivos. Todas as variáveis medidas foram monitoradas continuamente através de um sistema de aquisição de dados.

A capacidade térmica do condensador corresponde à taxa de calor total fornecida pelas duas resistências elétricas da linha de R22, diminuída da perda de calor para o ambiente, estimada experimentalmente.

### 3.3. Procedimento de ensaio

Para a caracterização de cada condição de ensaio foi adotado o seguinte procedimento experimental:

- Regulagem manual da vazão de água de resfriamento em um valor o mais próximo possível da condição nominal de ensaio adotada. Valores de vazão nominal adotados: 1.000, 1.750 e 2.500 litros/h.
- Regulagem do “set-point” do controlador de temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador para o valor desejado.
- Regulagem do “set-point” do controlador de pressão na entrada do condensador para o valor nominal desejado no ensaio. Foram adotados valores nominais de pressão correspondentes às temperaturas de saturação de 40, 45 e 50 °C.
- Regulagem do “set-point” de temperatura do superaquecedor.

Para a caracterização da obtenção da condição requerida de teste, foi admitido que a condição de regime permanente havia se estabelecido quando todas as temperaturas não sofriam variações superiores a +/- 0,5 °C durante um intervalo de tempo de no mínimo 20 minutos.

### 3.4. Incertezas

As incertezas das variáveis medidas são as seguintes: a) temperaturas: 0,5 °C; b) vazão mássica da água de resfriamento: 3 % do valor medido; c) pressão absoluta: na faixa de trabalho do ensaio, 0,5 % do valor medido, correspondendo a uma incerteza na temperatura de saturação do R-22 de cerca de 0,2 °C, quando esta se encontra ao redor de 50 °C; d) perda de carga da corrente de água no condensador: inferior a 0,1 % da medida.

## 4. Resultados experimentais

### 4.1. Condensadores ensaiados

Na bancada montada no IPT, foram ensaiados condensadores de quatro níveis de capacidade, fabricados pela empresa ACP Termotécnica, de São Paulo, com capacidades nominais de 2, 3, 4 e 5 TR (respectivamente cerca de 7; 10,5; 14 e 17,5 kW). Além da capacidade térmica dos equipamentos, foram determinadas as perdas de carga do lado do escoamento da água. Este último parâmetro é importante no dimensionamento da bomba de circulação de água.

Foram testados condensadores com tubo interno de cobre e de latão. Os de cobre são utilizados para condensadores de condicionadores de ar, enquanto que os de latão, para bombas de calor de aquecimento de água de piscina.

As dimensões dos condensadores ensaiados encontram-se apresentadas na Tab. (1). Como diferença de temperatura de referência entre o R22 e a água, adota-se o parâmetro  $(T_{\text{cond}} - T_{\text{a,e}})$ . A Fig. (6) apresenta um corte longitudinal do condensador ensaiado.

Tabela 1. Dimensões dos condensadores ensaiados.

Capacidade Nominal ou modelo (mm)	Diâmetro do tubo externo do trocador (mm)	Diâmetro do corpo (mm)	Altura total (mm)	Número de espiras	Arranjo	Comprimento estimado (m)	Faixa de $\Delta T$ (°C)	Faixa de vazão (L/h)
2TR	26	240	140	3,5	helicoidal	2,6	5 a 25	1000 a 2500
3TR	26	240	180	4,5	helicoidal	3,4	5 a 25	1000 a 2500
4TR	26	240	210	5,5	helicoidal	4,1	5 a 20	1000 a 2500
5TR	26	300	210	5,5	helicoidal	5,2	5 a 20	1000 a 2500

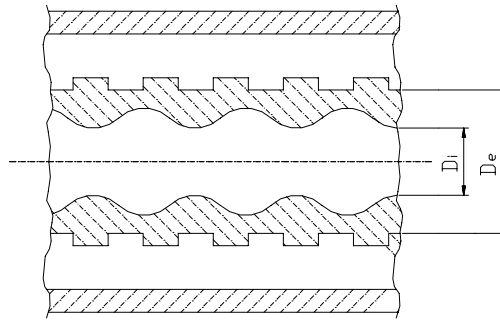


Figura 6. Corte longitudinal do condensador ensaiado.

#### 4.2. Resultados para condensadores de cobre

As Figs. (7) a (10) apresentam os resultados experimentais obtidos e sua comparação com os valores obtidos de catálogos de fabricantes internacionais. As figuras apresentam os resultados em função da vazão de água de resfriamento e da diferença de temperatura de referência entre o R22 e a água, como definido anteriormente.

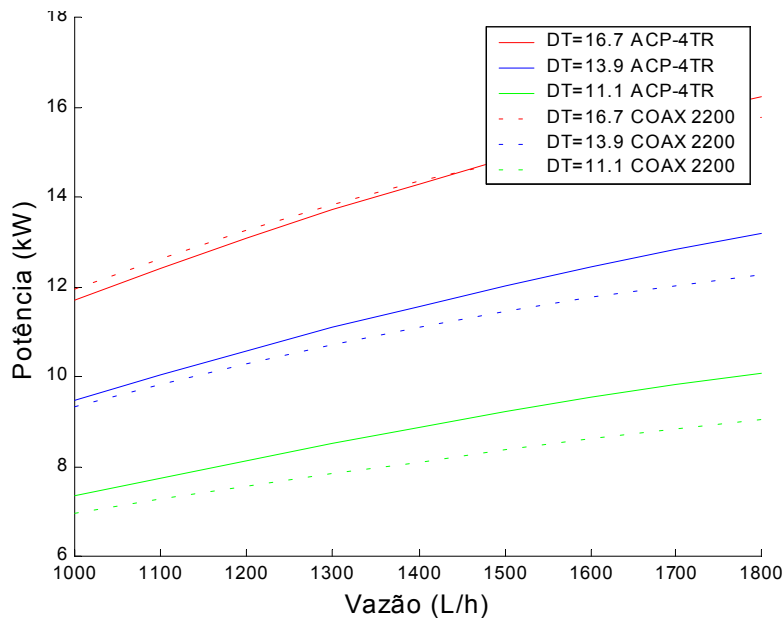


Figura 7. Comparação entre capacidades dos trocadores de calor COAX-2200 da Packless e 4TR da ACP.

Para comparar o desempenho dos trocadores de calor brasileiros com o dos concorrentes, foi inicialmente necessário estabelecer quais modelos de cada fabricante considerar. A consideração de trocadores de calor com mesma capacidade nominal não é adequada, uma vez que os parâmetros utilizados como referência para a capacidade nominal, isto é, vazão de água e diferenças de temperatura entre o fluido refrigerante e a água, podem não ser coincidentes para modelos de fabricantes diferentes. Em vista disso, julgou-se conveniente comparar trocadores de calor com comprimentos totais de tubos próximos, o máximo possível. Este critério apresenta uma limitação, relacionada ao diâmetro do tubo interno. Para que a comparação de capacidade fosse uma medida precisa da tecnologia utilizada na intensificação de troca de calor, seria desejável que os diâmetros dos trocadores de calor a comparar fossem os mesmos. Pelos dados dos catálogos dos fabricantes internacionais, pode-se verificar que os diâmetros dos tubos externos dos dois trocadores têm valores próximos um do outro, mas, quanto ao diâmetro do tubo interno, não há qualquer informação para o produto estrangeiro, muito embora possa-se presumir que ele tenha valor próximo ao do fabricante nacional. Quanto à concepção das aletas do lado externo do tubo interno, existem diferenças entre os trocadores de calor dos vários fabricantes. Talvez esse seja o principal aspecto a caracterizar a tecnologia de cada fabricante, tendo grande influência no desempenho térmico, custo de insumos (material) e custo de produção (tecnologia de conformação do tubo interno) de cada trocador de calor. As figuras apresentadas no início deste trabalho dão uma idéia da configuração geométrica dos tubo interno dos condensadores do fabricante nacional e a de alguns fabricantes internacionais.

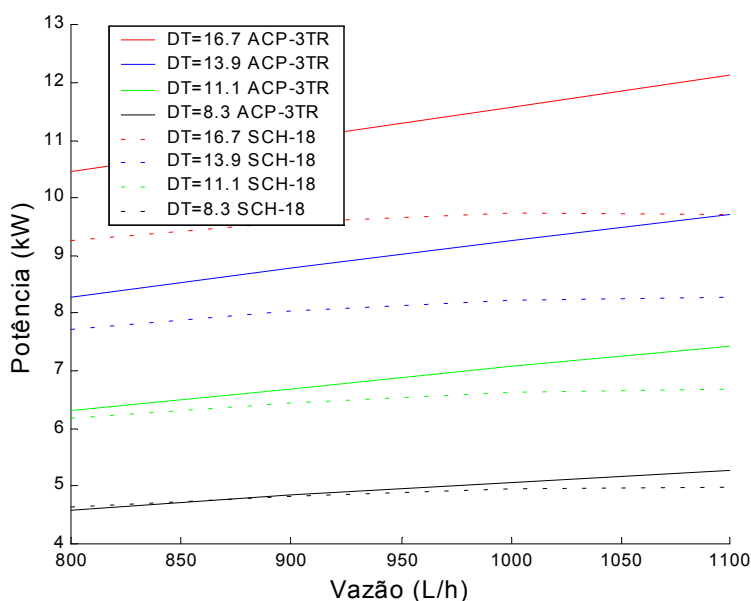


Figura 8. Comparação entre capacidades dos trocadores de calor SCH-18 da Standard Refrigeration e 3TR da ACP.

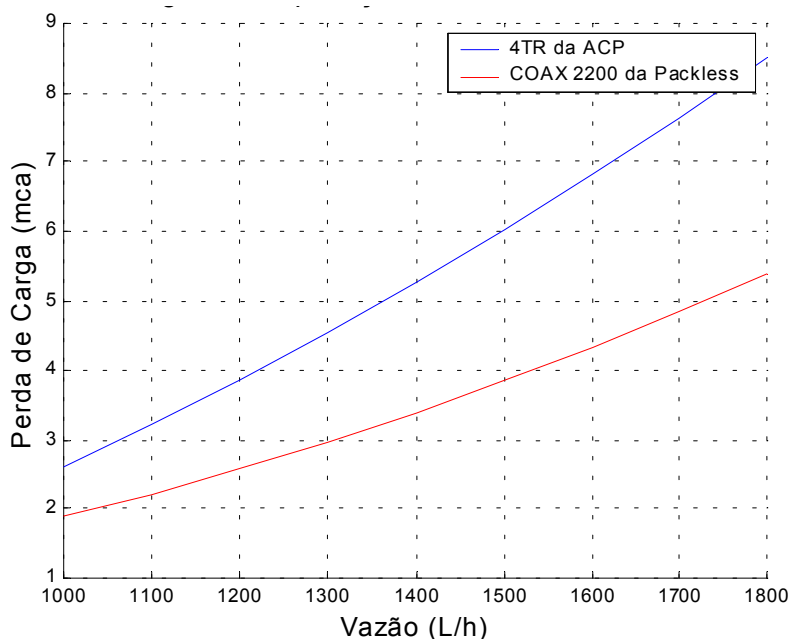


Figura 9. Comparação entre perda de carga dos trocadores de calor COAX-2200 da Packless e de 4TR da ACP.

### 4.3. Resultados para condensadores de latão

A Fig. (11) apresenta o desempenho do condensador de 4 TR com tubo interno de latão, e sua comparação com o desempenho do condensador de tubo de cobre.

### 4.4. Cálculo de alguns parâmetros operacionais

A partir dos resultados obtidos no ensaio foi possível calcular um conjunto amplo de parâmetros operacionais. Vale lembrar que as variáveis conhecidas (valores medidos) são: vazão de água, temperatura de entrada e saída da água, geometria completa do trocador de calor, temperatura de entrada, de saída e pressão de entrada do fluido refrigerante no trocador de calor, taxa total de calor trocado no trocador de calor (calculada a partir das potências elétricas fornecidas ao vaporizador e ao superaquecedor de R22).

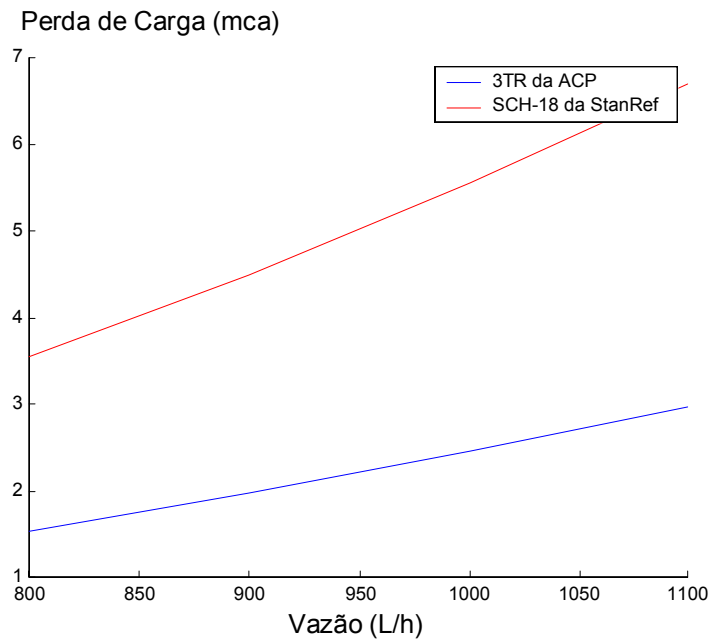


Figura 10. Comparação entre perda de carga dos trocadores de calor SCH-18 da Standard Refrigeration e 3TR da ACP.

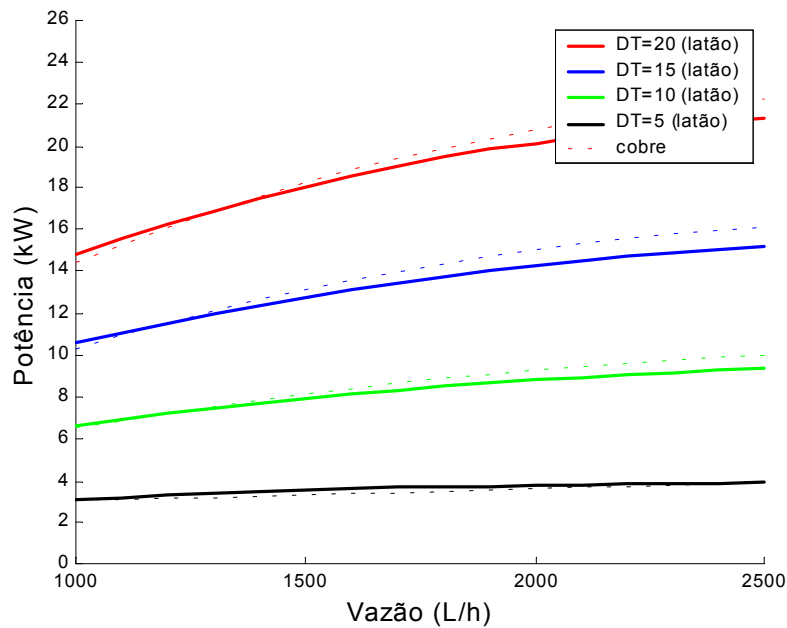


Figura 11. Comparação entre latão e cobre em relação às capacidades do trocador de calor de 4TR.

Desprezando a perda de carga do lado do fluido refrigerante, é possível obter a temperatura de condensação:

$$T_{\text{cond}} = f(P_{\text{cond}}) \tag{1}$$

O trocador de calor é ficticiamente dividido em três regiões: a região onde o refrigerante está superaquecido, a região onde ele condensa, e a região de líquido subresfriado, conforme Fig. (12).

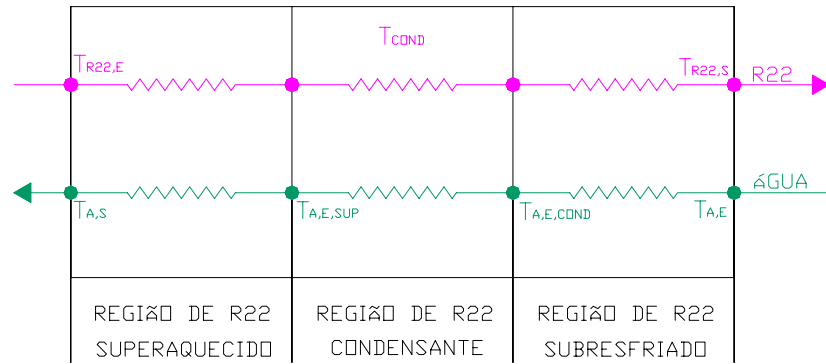


Figura 12. Representação das regiões nas quais o condensador foi “dividido” para aplicação da metodologia de cálculo.

O balanço de energia para cada uma dessas regiões é (para evitar confusão, o símbolo “H” representa entalpia específica e o símbolo “h” representa coeficiente de transferência de calor):

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_{R22} (H_{R22,e} - H_{R22,v}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R22} (H_{R22,v} - H_{R22,l}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{R22} (H_{R22,l} - H_{R22,s}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sup} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{sub} \quad (5)$$

onde  $H_{R22,e}$ ,  $H_{R22,v}$ ,  $H_{R22,l}$  e  $H_{R22,s}$  são respectivamente as entalpias específicas do R22 na entrada do condensador, do vapor saturado e do líquido saturado na temperatura de condensação, e na saída do condensador. As Eqs. (6) a (8) representam a transferência de calor para cada um dos termos anteriores:

$$\dot{Q}_{sup} = (UA)_{sup} \frac{(T_{R22,e} - T_{a,s}) - (T_{cond} - T_{a,e,sup})}{\ln \left( \frac{T_{R22,e} - T_{a,s}}{T_{cond} - T_{a,e,sup}} \right)} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{cond} = (UA)_{cond} \frac{(T_{a,s,cond} - T_{a,e,cond})}{\ln \left( \frac{T_{cond} - T_{a,e,cond}}{T_{cond} - T_{a,s,cond}} \right)} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{sub} = (UA)_{sub} \frac{(T_{R22,s} - T_{a,e}) - (T_{cond} - T_{a,s,sub})}{\ln \left( \frac{T_{R22,s} - T_{a,e}}{T_{cond} - T_{a,s,sub}} \right)} \quad (8)$$

$$T_{a,e,sup} = T_{a,s,cond} \quad (9)$$

$$T_{a,e,cond} = T_{a,s,sub} \quad (10)$$



onde  $T_{a,e,sup}$ ,  $T_{a,s}$ ,  $T_{a,e}$ ,  $T_{a,s,sub}$ ,  $T_{a,e,cond}$ ,  $T_{a,s,cond}$  são as temperaturas de entrada e saída da água respectivamente para as regiões de superaquecimento, subresfriamento e condensação. Os coeficientes globais de transferência de calor de cada região do trocador de calor são:

$$\frac{1}{(UA)_{sup}} = \frac{1}{L_{sup}} \left[ \frac{1}{h_a A_i'} + \frac{1}{\eta_{aleta,e,sup} h_{R22,sup} A_e'} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_{tubo}} \right] \quad (11)$$

$$\frac{1}{(UA)_{cond}} = \frac{1}{L_{cond}} \left[ \frac{1}{h_a A_i'} + \frac{1}{\eta_{aleta,e,cond} h_{R22,cond} A_e'} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_{tubo}} \right] \quad (12)$$

$$\frac{1}{(UA)_{sub}} = \frac{1}{L_{sub}} \left[ \frac{1}{h_a A_i'} + \frac{1}{\eta_{aleta,e,sub} h_{R22,sub} A_e'} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_{tubo}} \right] \quad (13)$$

onde  $\eta_{aleta,e}$  é a eficiência global de aleta do lado externo do tubo interno,  $A_i'$  e  $A_e'$  respectivamente as áreas, por unidade de comprimento, interna e externa totais do tubo interno do condensador. As Eqs. (11), (12) e (13) devem satisfazer a restrição:

$$L_{sup} + L_{cond} + L_{sub} = L_{total} \quad (14)$$

Para a região com R22 superaquecido, foi necessário determinar experimentalmente uma expressão para o número de Nusselt, uma vez que as aletas externas impõem um escoamento com grande turbulência:

$$Nu_{R22,sup} = 0,00950 Re_{R22,sup}^{0,871} Pr_{R22,sup}^{0,552} \quad (15)$$

A Equação (15) permite determinar  $h_{R22,sup}$ . Para a região de R22 subresfriado, foi admitido que  $h_{R22,sub}$  possa ser calculado por uma expressão idêntica à Eq. (15) anterior. Segundo a sistemática de cálculo adotada, a variável  $h_{R22,cond}$  é uma variável dependente, e o seu valor é calculado pela resolução do conjunto de equações ora apresentado. Dessa forma, ela é uma variável cujo valor para cada condição de operação decorre diretamente dos parâmetros medidos experimentalmente. Para o lado do escoamento de água, o coeficiente de transferência de calor  $h_a$  foi calculado admitindo a validade da analogia de Reynolds para o escoamento no interior de tubo curvo com ranhuras.

$$\frac{Nu_a}{Re_a Pr_a} = \frac{f_a}{8} \quad (16)$$

Se a analogia de Reynolds é também adotada para o escoamento em tubo reto, liso:

$$\frac{Nu_{a,reto}}{Re_a Pr_a} = \frac{f_{a,reto}}{8} \quad (17)$$

resultando,

$$\frac{h_a}{h_{a,reto}} = \frac{f_a}{f_{a,reto}} \quad (18)$$

As variáveis  $h_{a,reto}$  e  $f_{a,reto}$  podem ser calculadas pelos modelos tradicionais existentes, enquanto que a variável  $f_a$  pode ser determinada a partir da definição de fator de atrito de Darcy:

$$\frac{\Delta P_{a,medido}}{\rho_a} = f_a \frac{L_{total}}{D_i} \frac{V_a^2}{2} \tag{19}$$

O conjunto apresentado de equações permite determinar todas as variáveis não medidas, cabendo destacar:  $T_{cond}$ ,  $T_{a,e,cond}$ ,  $T_{a,e,sup}$ ,  $T_{a,s}$ ,  $\dot{m}_{R22}$ ,  $(UA)_{sup}$ ,  $(UA)_{cond}$ ,  $(UA)_{sub}$ ,  $L_{sup}$ ,  $L_{cond}$ ,  $L_{sub}$ ,  $h_a$ ,  $h_{R22,cond}$ . As Figs. (13) a (16) apresentam graficamente o resumo dos resultados.

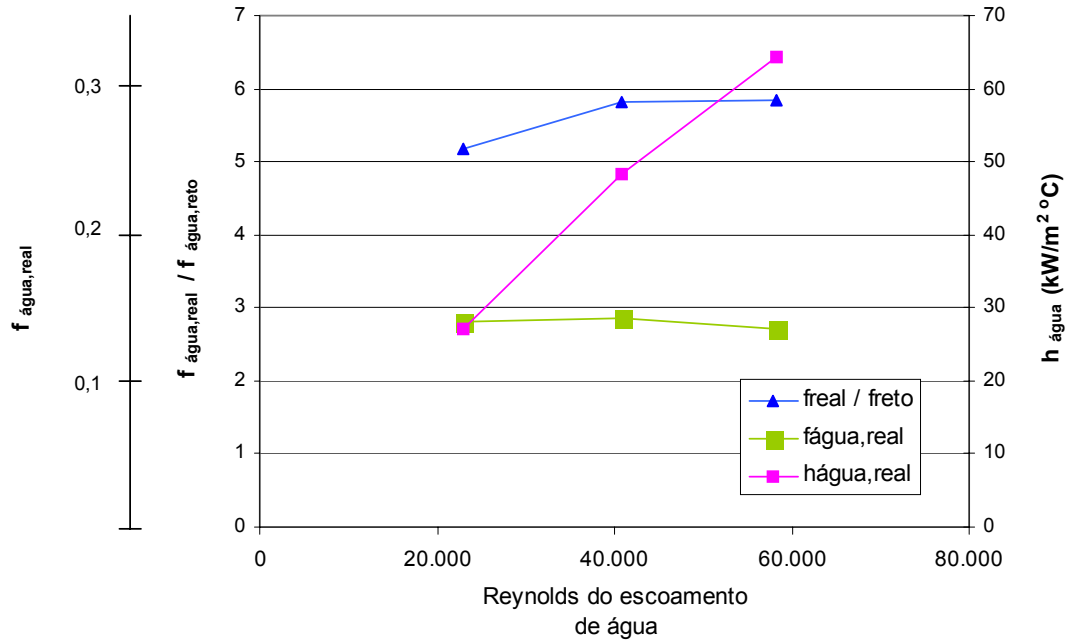


Figura 13. Valores de  $f_a$ ,  $h_a$  e  $f_a / f_{a,reto}$ .

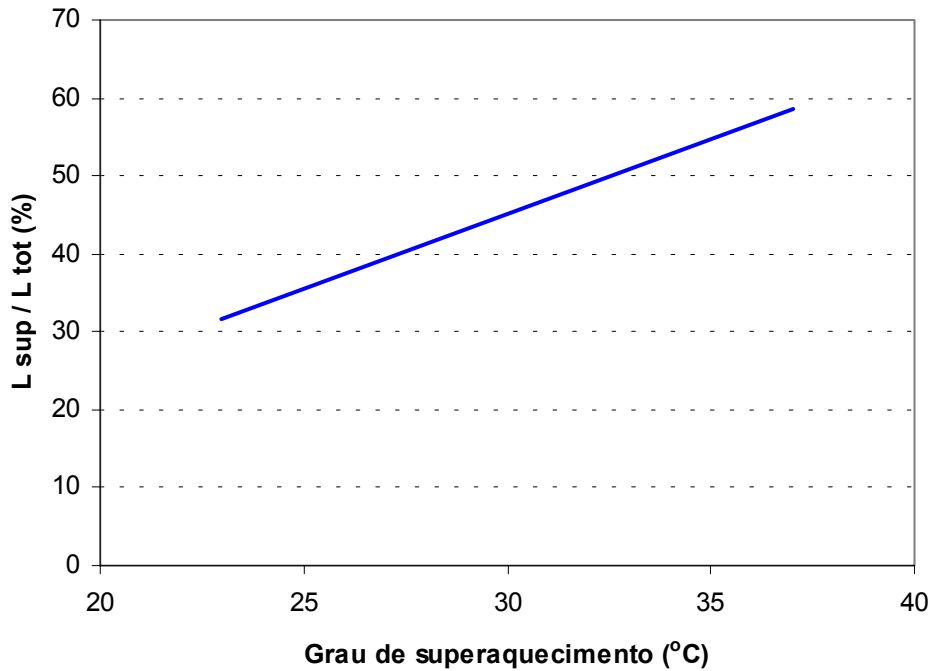


Figura 14. Fração de área do condensador utilizada para dessuperaquecer o R22.

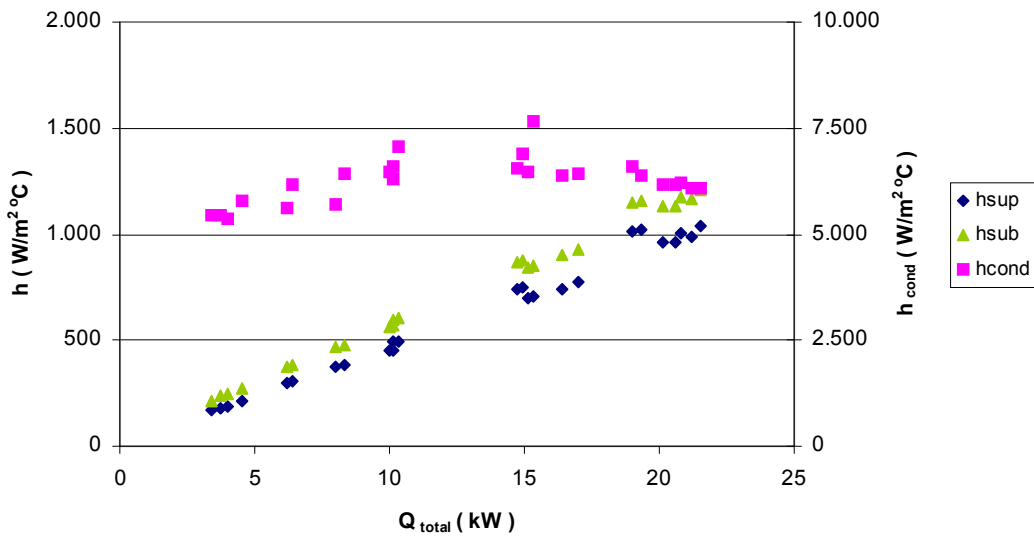


Figura 15. Coeficiente de transferência de calor nas regiões de R22 superaquecido, condensante e subresfriado.

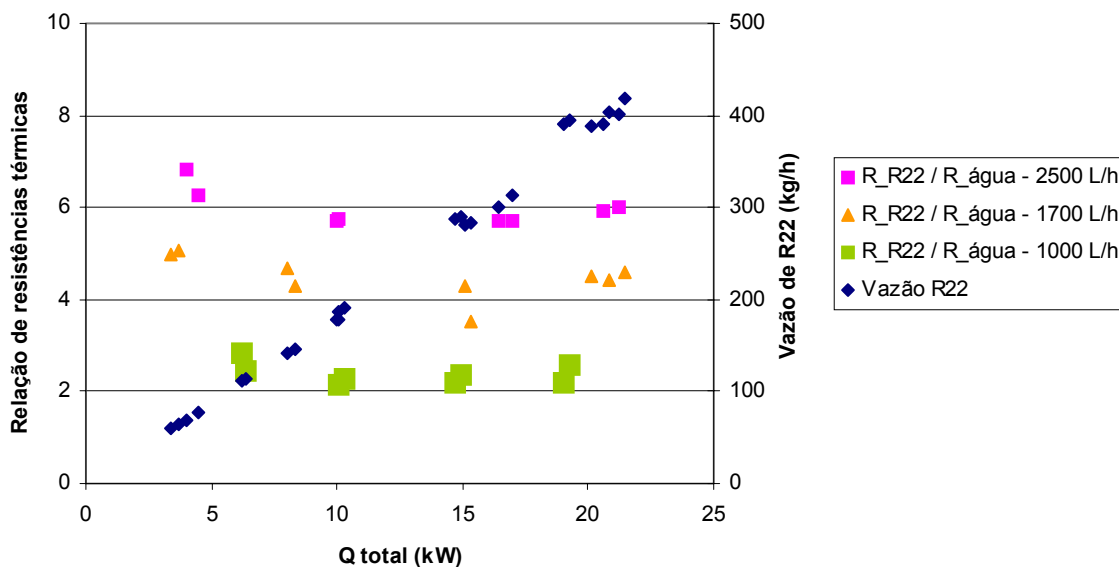


Figura 16. Relação entre as resistências térmicas do lado do R22 e do lado da água.

### 5. Análise dos resultados

Os gráficos anteriormente apresentados evidenciam que, em geral, os condensadores nacionais ensaiados no IPT têm desempenho térmico ligeiramente superior ao dos fabricantes internacionais considerados. Em alguns casos, têm até 15 % de capacidade a mais. Mais uma vez, ressalte-se que os comprimentos dos trocadores importados foram estimados a partir da geometria descrita no catálogo, podendo haver um desvio de até 10% nesta medida. Além disso, é importante ressaltar que a geometria do tubo interno (diâmetro do tubo interno) é desconhecida para os trocadores dos fabricantes internacionais. Quanto à perda de carga, as curvas apresentadas evidenciam que os trocadores de calor nacionais ensaiados apresentam, em geral, perda de carga superior à de fabricantes internacionais. De um lado, isto pode indicar que o coeficiente de transferência de calor do lado da água dos trocadores de calor nacionais é superior ao dos concorrentes, compensando um provável valor menor deste coeficiente do lado do R22. Por outro lado, a maior perda de carga pode diminuir a vazão de água que passa pelo trocador de calor na condição real de operação, caso a bomba utilizada não tenha sido dimensionada tendo em vista os requisitos requeridos. De qualquer forma, a perda de carga dos condensadores nacionais não é tão elevada que demande o uso de bombas hidráulicas especiais, e não penaliza a avaliação global do equipamento.

Quanto à influência do material do tubo interno no desempenho do condensador, não foi evidenciada influência significativa para o trocador de calor de 4 TR.

A questão da perda de carga dos condensadores nacionais fica bem evidenciada pela análise da Fig. (16) anterior, onde se vê que o fator de atrito real é de 5 a 6 vezes o valor do fator de atrito para escoamento através de um tubo reto. Este fator é o responsável pela grande intensificação do coeficiente de transferência de calor do lado do escoamento de água.

A Fig. (17) mostra como o superaquecimento do R22 penaliza o desempenho do condensador. Para 30 °C de superaquecimento, cerca de 45 % da área do trocador de calor é utilizada para dessuperaquecimento.

A Fig. (18) mostra que o  $h_{\text{cond}}$  é relativamente pouco dependente da taxa de transferência de calor (e consequentemente, da vazão de R22). Os valores variam entre 5.000 e 7.500 W/m<sup>2</sup> °C.

A Fig. (19) evidencia que a resistência térmica dominante, mesmo na região de condensação, é a do lado do fluido refrigerante, que deve ser o lado preferencialmente abordado em um eventual processo de aprimoramento do equipamento. Essa figura também evidencia que a vazão de fluido refrigerante não necessita ser medida, podendo ser obtida indiretamente através da metodologia analítica apresentada.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem à ACP Termotécnica Ltda. por sua estreita colaboração no desenvolvimento da bancada construída. Agradecem igualmente aos técnicos Ivan Vieira dos Santos e Itaiçi Eleutério pelo auxílio nas experimentações, e ao estagiário César Lapa pela participação na edição gráfica do trabalho.

## 7. Referências

ASHRAE, “Standard ANSI/ASHRAE 22-1992”, 1992.

Corberán, J.M. and Melón, M.G., 1998, “Modelling of plate finned tube evaporators and condensers working with R134A”, Elsevier Science Ltd and IIR, Vol 21, No.4, pp. 273-284

Gabrielli, C. and Vamling, L., 1997, “Replacement of R22 in tube-end-shell condensers: experiments and simulations”, Elsevier Science Ltd and IIR, Vol 20, No.3, pp. 165-178

Jung, D., Kim, C.B., Cho, S. and Song, K., 1999, “Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12”, International Journal of Refrigeration, Vol 22, pp. 548-557

Rhodes, N. and Else, K., 1996, “Predicting the performance of water and air cooled condensers”, Elsevier Science Limited, Vol 66, pp. 99-112

Standard Refrigeration, catálogo de condensadores, ano 2000.

Packless, catálogo de condensadores, ano 2000.

Edwards Engineering, catálogo de condensadores, ano 2000.

Wieland, catálogo de condensadores, ano 2000.

## EXPERIMENTAL APPARATUS FOR THE THERMAL PERFORMANCE EVALUATION OF REFRIGERATION WATER COOLED CONDENSERS

**Marco Antonio Soares de Paiva**

IPT – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – Caixa Postal 0141 – CEP 01064-970 – São Paulo (SP)

[mpaiva@ipt.br](mailto:mpaiva@ipt.br)

**Ding Hua**

IPT – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – Caixa Postal 0141 – CEP 01064-970 – São Paulo (SP)

[ding@ipt.br](mailto:ding@ipt.br)

**Abstract.** *An experimental apparatus seeking for the thermal performance evaluation of refrigerant water-cooled condensers was implemented. Instead of the traditional vapor compression refrigeration cycle, a closed loop with an electrical vaporizer was built. Condensers under test are placed in a high level position in order the refrigerant (R22) flows by a thermosyphon effect. Several tube-in-tube condensers manufactured by a Brazilian company were tested and the achieved thermal performance was compared to that of similar equipments manufactured by non-Brazilian companies. Some important operating parameters were analytically found to give more information for an eventual improvement of the product.*

**Keywords.** *Water-cooled condenser, condenser, thermal performance, tube-in-tube condenser.*