

**CONEM 2016**  
CONGRESSO NACIONAL DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

**21-25**  
**AGOSTO DE 2016**  
**FORTALEZA - CEARÁ**

## **EFEITOS DA TEMPERATURA E DA PRESSÃO SOBRE A DETERMINAÇÃO DO SUPERAQUECIMENTO E DO SUB-RESFRIAMENTO DO REFRIGERANTE EM SISTEMAS FRIGORÍFICOS**

Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho, [clodoaldo@ufc.br](mailto:clodoaldo@ufc.br)<sup>1</sup>  
Francisco Lucas Alves de Lima, [fl.lucaslima@gmail.com](mailto:fl.lucaslima@gmail.com)<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Mecânica, Campus do Pici, Universidade Federal do Ceará.

<sup>2</sup>Curso de Engenharia Mecânica - Fortaleza, Campus do Pici, Universidade Federal do Ceará.

**Resumo:** O superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador e o sub-resfriamento deste fluido na saída do condensador são importantes para o funcionamento correto e eficiente dos sistemas frigoríficos. A determinação da intensidade ou grau de superaquecimento e de resfriamento nestes sistemas envolve medições de temperatura e pressão do refrigerante em pontos específicos do sistema, sujeitas a incertezas e erros. Neste trabalho, foram avaliados os efeitos das variações de temperatura e pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento do refrigerante nas saídas do evaporador e do condensador, respectivamente, para os refrigerantes R134a, R410A e R717, em condições típicas de operação. Partindo da definição dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante, foram desenvolvidas expressões para quantificar a variação destes parâmetros provocadas por variações de temperatura e pressão encontradas na prática. Foram consideradas faixas de temperatura de evaporação e de condensação apropriadas para cada refrigerante, e as pressões de saturação correspondentes obtidas, computacionalmente, através do programa de cálculo de propriedades CoolProp®. Os resultados obtidos para os refrigerantes e as condições consideradas mostraram que o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador é geralmente mais sensível à pressão do que à temperatura, e esta sensibilidade é acentuada em direção às menores temperaturas de evaporação. O grau de superaquecimento mínimo necessário para assegurar a existência de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador pode ser determinado em função da temperatura de evaporação e das variações de pressão e temperatura conhecidas. O grau de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador apresenta sensibilidade menor às variações de pressão e de temperatura, quando comparado ao superaquecimento. Embora as variações de temperatura consideradas sejam as mesmas em todos os casos, as variações de pressão no sub-resfriamento são relativamente menores devido aos maiores níveis de pressão no condensador. Os resultados produzidos e apresentados neste trabalho evidenciaram a importância de avaliar cuidadosamente os efeitos da temperatura e da pressão na determinação do superaquecimento na saída do evaporador para os refrigerantes e condições consideradas, especialmente nas temperaturas de evaporação mais baixas.

**Palavras-chave:** Refrigerante, Superaquecimento, Sub-resfriamento, Pressão, Temperatura.

### **1. INTRODUÇÃO**

O superaquecimento e o sub-resfriamento do fluido refrigerante são usualmente empregados em sistemas frigoríficos por compressão de vapor para assegurar o funcionamento adequado destes sistemas. A Figura 1 apresenta de modo esquemático um sistema de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta, com seus principais componentes e a representação do ciclo termodinâmico realizado em diagrama temperatura *versus* entropia.

O superaquecimento do vapor consiste na transferência de calor adicional ao refrigerante quando este se encontra no estado de vapor saturado, de modo a elevar sua temperatura acima da temperatura de saturação correspondente à pressão em que ele se encontra. Este superaquecimento ocorre usualmente no trecho final do evaporador e na linha de vapor que conecta o evaporador ao compressor. Quando ocorrido no interior do evaporador, o superaquecimento do vapor assegura que todo o efeito frigorífico proporcionado pelo refrigerante, ao evaporar, seja aproveitado pelo fluido

resfriado. Já o superaquecimento ocorrido na linha de vapor não contribui para o efeito frigorífico, e o calor adicionado terá de ser rejeitado no condensador. O superaquecimento do vapor também protege o compressor – principalmente os dotados de válvulas – da sucção indesejada de líquido, especialmente em sistemas passíveis de mudanças repentinas de carga no evaporador.

O sub-resfriamento do líquido consiste na extração de calor do refrigerante, quando este se encontra no estado de líquido saturado, de modo a reduzir sua temperatura abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão em que ele se encontra. Este sub-resfriamento ocorre usualmente no trecho final do condensador e na linha de líquido que conecta o condensador ao dispositivo de expansão (ou estrangulamento). Segundo Wang (2001), cerca de um sexto do volume do condensador é preenchido por líquido sub-resfriado. O sub-resfriamento elimina a presença de bolhas (vapor não condensado) na linha de líquido, facilitando o escoamento do refrigerante, e reduz a geração de vapor flash na passagem do refrigerante pelo dispositivo de expansão (ou estrangulamento), ocasionada pelas irreversibilidades presentes no escoamento. Como consequência, mais refrigerante líquido (com menor título de vapor) entrará no evaporador, e o efeito frigorífico e a eficiência termodinâmica do ciclo efetuado pelo sistema serão maiores, uma vez que o sub-resfriamento do líquido não afeta a compressão.

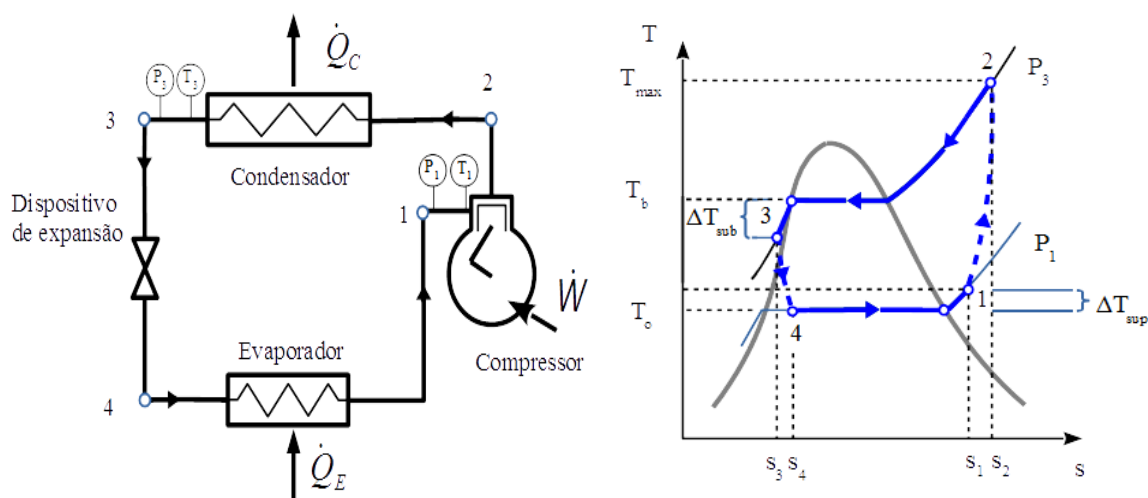
As intensidades do superaquecimento do vapor e do sub-resfriamento de líquido são quantificadas através do grau de superaquecimento  $\Delta T_{\text{sup}}$  e do grau de sub-resfriamento  $\Delta T_{\text{sub}}$  do refrigerante, respectivamente, definidos como:

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_1 - T_o(P_1) \quad (1)$$

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_3 - T_b(P_3) \quad (2)$$

onde  $P_1$  e  $T_1$  são as respectivas pressão e a temperatura do refrigerante medidas na linha de vapor, em algum ponto entre o evaporador e o compressor;  $P_3$  e  $T_3$  são as respectivas pressão e a temperatura do refrigerante medidas na linha de líquido, em algum ponto entre o condensador e o dispositivo de expansão (ou de estrangulamento); e  $T_o$  e  $T_b$  correspondem respectivamente às temperaturas de orvalho e de bolha do refrigerante na pressão em que ele se encontra.

Os graus  $\Delta T_{\text{sup}}$  e  $\Delta T_{\text{sub}}$  podem ser visualizados na representação do ciclo termodinâmico efetuado pelo sistema, mostrada na Fig. 1.



**Figura 1. Esquema de um sistema de Refrigeração por compressão de vapor e expansão direta de refrigerante e a representação do ciclo termodinâmico correspondente em um diagrama Temperatura versus entropia.**

A determinação dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento do refrigerante requer, portanto, a realização de medições de pressão e temperatura do fluido em diferentes pontos do sistema. As faixas de pressão e temperaturas variam principalmente de acordo com a finalidade do sistema e o refrigerante empregado. Além disso, a existência de conexões apropriadas para as medições, bem como a localização destas conexões, dependem da instalação do sistema.

Nas instalações mais comuns, as medições de pressão são normalmente realizadas em contato direto com o refrigerante, através de manômetros apropriados (para altas e baixas pressões) e conectados às linhas de vapor e líquido. Geralmente não há conexões para a medição de temperatura em contato direto com o refrigerante. Nestes casos, é prática usual medir a temperatura da superfície externa da parede da linha (de vapor ou de líquido) em uma posição, e assumir o valor lido como representativo da temperatura do refrigerante naquela posição.

Embora de fácil execução, este procedimento apresenta inconvenientes. A temperatura da superfície externa da parede da linha depende das condições de escoamento do refrigerante no seu interior, e da transferência de calor através da parede e entre sua superfície externa - principalmente quando está abaixo da temperatura de orvalho, e há condensação e até congelamento de umidade - e a vizinhança.

Desta forma, os valores medidos apresentam desvios em relação ao valor real (verdadeiro) das grandezas que se deseja quantificar. Na prática, o valor verdadeiro da grandeza medida é impossível de ser conhecido (INMETRO, 2012). Os desvios se devem principalmente às incertezas associadas ao método e ao instrumento de medição, e aos erros de procedimento, leitura e interpretação das medições. Alguns destes desvios são aleatórios e difíceis de serem preditos com exatidão, outros podem porém ser quantificados e corrigidos, ao menos em parte.

Neste contexto, o trabalho relatado neste artigo objetivou investigar numericamente a influência da magnitude dos erros de medição de pressão e temperatura sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes R134a, R410A e R717 (amônia), em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta sob condições típicas de operação.

## 2. DESENVOLVIMENTO

De modo geral, o resultado de uma medição pode ser expresso como:

$$\phi_m = \phi + \epsilon_\phi \quad (3)$$

onde  $\phi_m$  é o valor medido da grandeza,  $\phi$  é a estimativa do valor verdadeiro da grandeza e  $\epsilon_\phi$  é o desvio associado aos erros de medição.

Aplicando a Eq. (3) ao grau de superaquecimento do refrigerante, definido na Eq. (1), e rearranjando os termos, é possível expressar o desvio ou erro associado à determinação do grau de superaquecimento do refrigerante na linha de vapor  $\epsilon_{\Delta T_{sup}}$  como:

$$\epsilon_{\Delta T_{sup}} = \Delta T_{sup,m} - \Delta T_{sup} \quad (4)$$

onde,  $\Delta T_{sup,m}$  é o grau de superaquecimento calculado com base nas medições de pressão  $P_{1,m}$  e da temperatura  $T_{1,m}$  do refrigerante, feitas entre o evaporador e o compressor do sistema, de modo que:

$$\Delta T_{sup,m} = T_{1,m} - T_o(P_{1,m}) \quad (5)$$

Substituindo as Eqs. (1) e (5) na Eq.(4) e rearranjando convenientemente os termos, obtém-se uma expressão para  $\epsilon_{\Delta T_{sup}}$  em função das medições de  $P_{1,m}$  e  $T_{1,m}$  e das estimativas dos valores verdadeiros de  $P_1$  e  $T_1$ :

$$\epsilon_{\Delta T_{sup}} = (T_{1,m} - T_1) + [T_o(P_1) - T_o(P_{1,m})] \quad (6)$$

De acordo com a Eq. (6),  $\epsilon_{\Delta T_{sup}}$  resulta da soma dos erros associados à medição de temperatura  $\epsilon_{T_1}$  e à determinação da temperatura de orvalho do refrigerante, a partir da medição de pressão do refrigerante  $\epsilon_{T_o(P_1)}$ , de modo que pode ser reescrita para:

$$\epsilon_{\Delta T_{sup}} = \epsilon_{T_1} + \epsilon_{T_o(P_1)} \quad (7a)$$

onde:

$$\epsilon_{T_1} = T_{1,m} - T_1 \quad (7b)$$

$$\epsilon_{T_o(P_1)} = T_o(P_1) - T_o(P_{1,m}) \quad (7c)$$

Apesar dos valores verdadeiros de  $P_1$  e  $T_1$  não serem conhecidos, as incertezas e alguns erros sistemáticos, como queda de pressão na linha, diferença de temperatura entre a superfície externa da parede e o fluido etc, podem ser estimados com alguma exatidão. Desta forma, expressando  $P_1$  nos termos da Eq. (3) e substituindo na Eq. (7.c):

$$\epsilon_{T_o(P_1)} = T_o(P_{1,m} - \epsilon_{P_1}) - T_o(P_{1,m}) \quad (8)$$

onde  $\epsilon_{P_1}$  é o erro associado à medição de pressão. Uma estimativa mais exata para o grau de superaquecimento do refrigerante pode, portanto, ser obtida através da seguinte expressão:

$$\Delta T_{sup} = \Delta T_{sup,m} - \epsilon_{\Delta T_{sup}} \approx \Delta T_{sup,m} - \epsilon_{T_1} - \epsilon_{T_o(P_1)} \quad (9)$$

De modo análogo, o erro associado à determinação do grau de sub-resfriamento do refrigerante na linha de líquido pode ser expresso como:

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} = \Delta T_{\text{sub},m} - \Delta T_{\text{sub}} \quad (10)$$

onde  $\Delta T_{\text{sub},m}$  é o grau de sub-resfriamento calculado com base nas medições da pressão  $P_{3,m}$  e da temperatura  $T_{3,m}$  do refrigerante, feitas entre o condensador e o dispositivo de expansão (ou estrangulamento) do sistema, de modo que:

$$\Delta T_{\text{sub},m} = T_{3,m} - T_b(P_{3,m}) \quad (11)$$

Desta forma,  $\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}}$  resulta da soma dos erros associados à medição de temperatura  $\epsilon_{T_3}$  e à determinação da temperatura de bolha do refrigerante, a partir da medição de pressão do refrigerante  $\epsilon_{T_b(P_3)}$ :

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} = \epsilon_{T_3} + \epsilon_{T_b(P_3)} \quad (12)$$

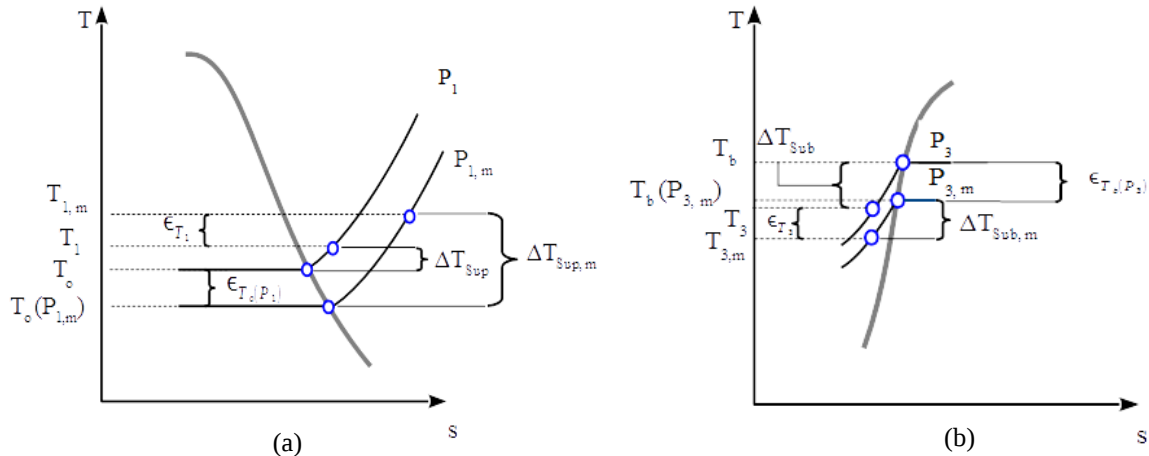
onde:

$$\epsilon_{T_3} = T_{3,m} - T_3 \quad (13)$$

$$\epsilon_{T_b(P_3)} = T_b(P_3 - \epsilon_{P_3}) - T_b(P_{3,m}) \quad (14)$$

Um valor mais exato do grau de sub-resfriamento do refrigerante pode, portanto, ser estimado através da expressão:

$$\Delta T_{\text{sub}} = \Delta T_{\text{sub},m} - \epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} \approx \Delta T_{\text{sub},m} - \epsilon_{T_3} - \epsilon_{T_b(P_3)} \quad (15)$$



**Figura 2. Representação esquemática dos graus de (a) superaquecimento e (b) sub-resfriamento real e medido e dos erros associados à medição de temperatura e determinação das temperaturas de orvalho e de bolha, respectivamente, mediante a medição da pressão correspondente.**

Os termos das Equações (9) e (15) e a relação entre eles podem ser melhor visualizados nas Fig. 2.a e 2.b, respectivamente.

### 3. ESTUDO DE CASO

Para avaliar a influência dos erros de medição sobre a determinação do grau de superaquecimento dos refrigerantes considerados, em condições típicas de operação, foram adotadas as faixas de aplicação sugeridas por Hundy *et al.* (2008): baixas (-40°C a -25°C), médias (-25°C a -5 °C) e altas (-5°C a 10°C) temperaturas; indicadas na Tabela 1.

A influência dos erros de medição sobre a determinação do grau de sub-resfriamento dos refrigerantes considerados em condições típicas de operação foi avaliada para temperaturas entre 35°C e 70°C.

**Tabela 1: Faixa de temperatura de aplicação dos refrigerantes: R717(amônia), R134a e R410A.**

| Refrigerante | Faixa de aplicação | Temperaturas |
|--------------|--------------------|--------------|
| R717         | baixa, média, alta | -40°C a 10°C |
| R134a        | média e alta       | -25°C a 10°C |
| R410A        | alta               | -5°C a 10°C  |

Fonte: Adaptado de Hundy et al. (2008).

Embora os erros associados às medições de pressão e temperatura,  $\epsilon_p$  e  $\epsilon_T$ , sejam considerados, sua quantificação está além dos objetivos deste trabalho. No entanto, para avaliar os erros na determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante, e evidenciar os efeitos decorrentes, foram assumidas faixas de valores tipicamente encontrados na prática (DAIKIN, 2011) para estas grandezas:

$$-30\text{kPa} \leq \epsilon_p \leq 0\text{kPa} \quad (16)$$

$$10^{-1}\text{K} \leq \epsilon_T \leq 10^0\text{K} \quad (17)$$

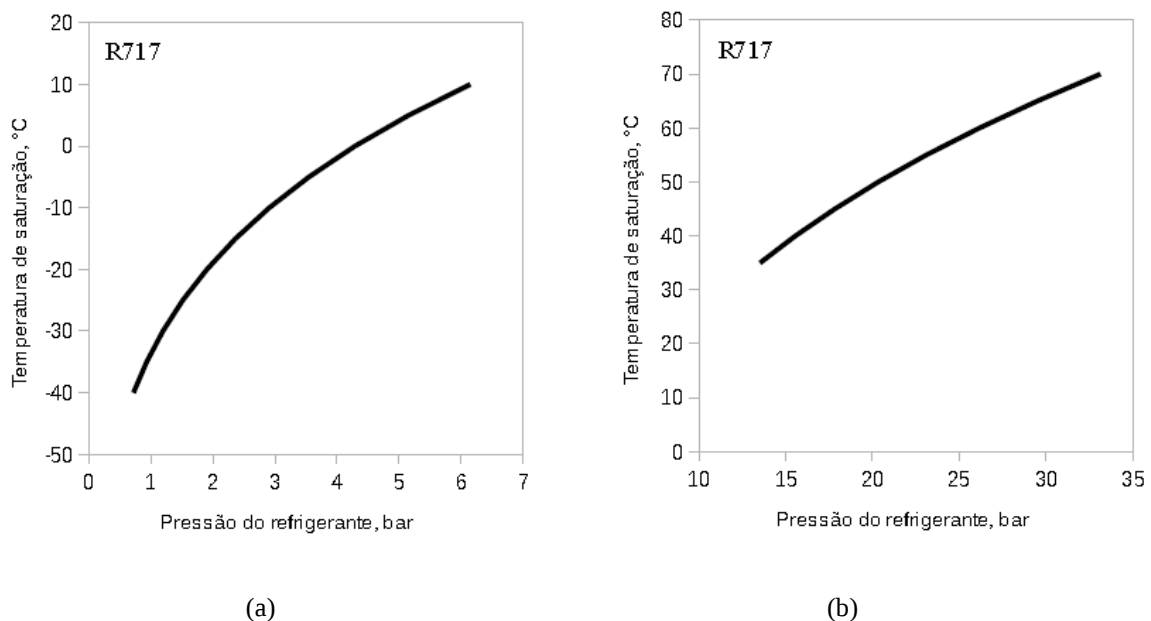
Considerando que as medições de pressão do refrigerante nas linhas de vapor e de líquido são normalmente efetuadas a jusante do evaporador e do condensador, respectivamente, e que o superaquecimento do vapor e o sub-resfriamento de líquido devem ocorrer no interior do evaporador e do condensador, nesta ordem,  $\epsilon_p$  tende a ser negativo devido à queda de pressão provocada pelo escoamento do refrigerante em ambas as linhas, principalmente na de líquido; salvo eventualmente em situações nas quais as incertezas associadas a estas medições sejam muito elevadas.

Os valores de  $\epsilon_T$  podem ser tanto positivos, quanto negativos, a depender das incertezas e dos demais erros associados à medição de temperatura. Na medição de temperatura do refrigerante na linha de vapor, feita na superfície externa da parede do duto, o refrigerante está normalmente mais frio que o ambiente externo e, consequentemente, a temperatura medida nestas condições tende a ser maior que a do refrigerante ( $\epsilon_T > 0$ ). Na medição de temperatura do refrigerante na linha de líquido, ocorre o inverso. A temperatura medida nestas condições tende a ser menor que a do refrigerante ( $\epsilon_T < 0$ ).

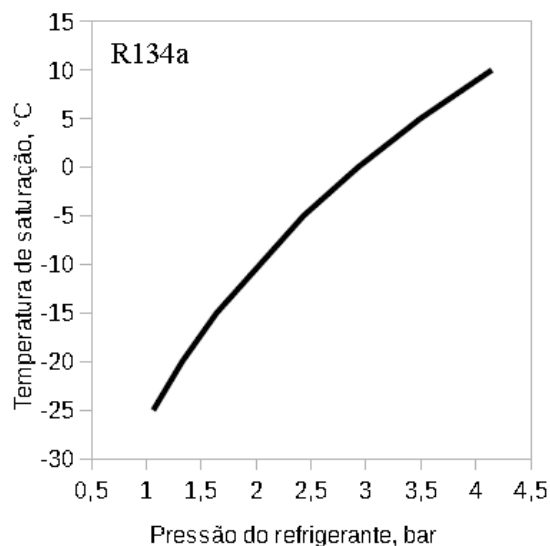
Neste trabalho, as temperaturas de bolha e de orvalho dos refrigerantes foram calculadas através de rotinas computacionais da biblioteca de propriedades termofísicas CoolProp®. Uma descrição detalhada da metodologia de cálculo de propriedades implementada no CoolProp é encontrada em Bell et al. (2014). Os erros inerentes aos modelos e rotinas de cálculo computacional das temperaturas de bolha e de orvalho dos refrigerantes não foram considerados na determinação de  $\epsilon_{T_o(P_1)}$  e de  $\epsilon_{T_b(P_3)}$ .

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

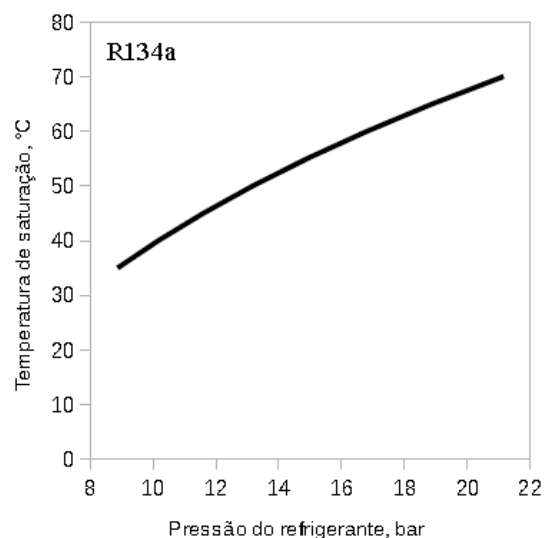
De acordo com as respectivas definições, a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante requer o conhecimento prévio da temperatura de saturação (ou das temperaturas de orvalho e de bolha para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão (medida) em que ele se encontra. As curvas de saturação pressão-temperatura dos refrigerantes considerados foram levantadas computacionalmente com o auxílio do CoolProp e são apresentadas separadamente para condições de aplicação típicas de evaporação e de condensação:



**Figura 3. Curvas de saturação do refrigerante R717: (a) temperaturas típicas de evaporação, (b) temperaturas típicas de condensação.**

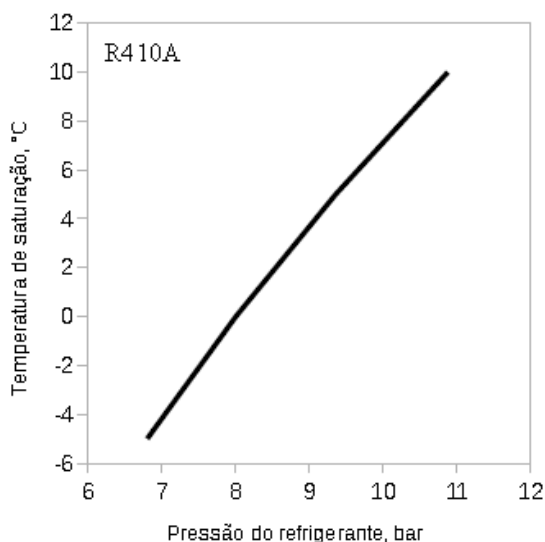


(a)

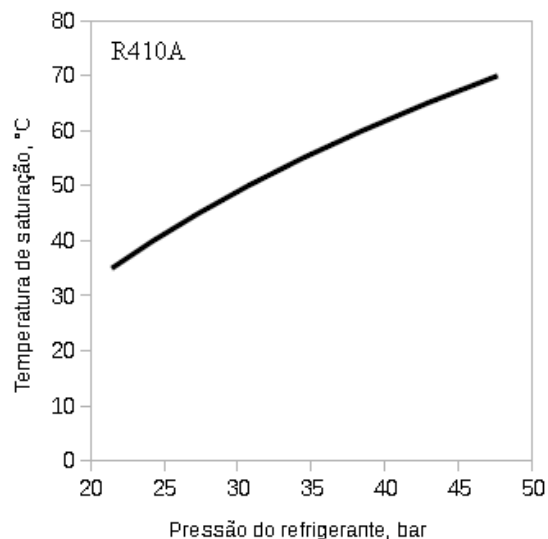


(b)

**Figura 4. Curvas de saturação do refrigerante R134a: (a) temperaturas típicas de evaporação, (b) temperaturas típicas de condensação.**



(a)

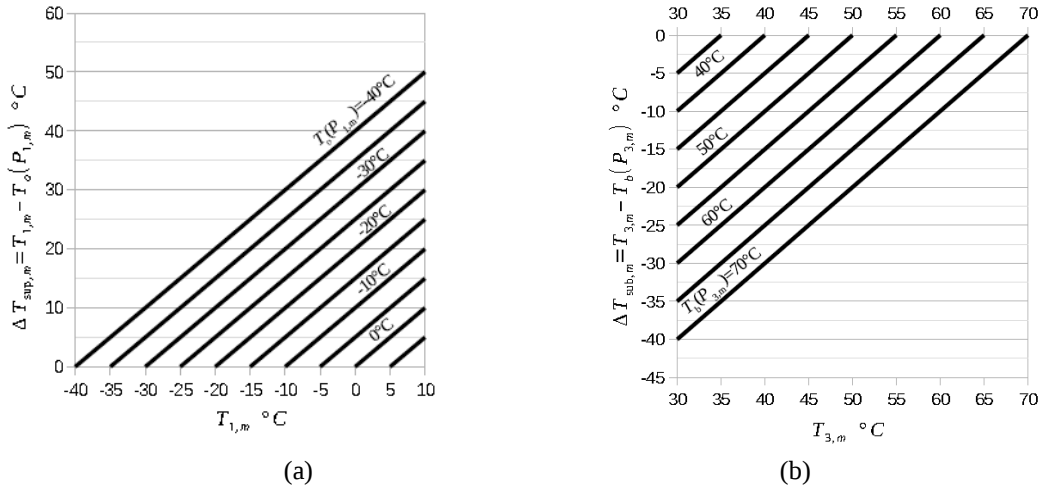


(b)

**Figura 5. Curvas de saturação do refrigerante R410A: (a) temperaturas típicas de evaporação, (b) temperaturas típicas de condensação.**

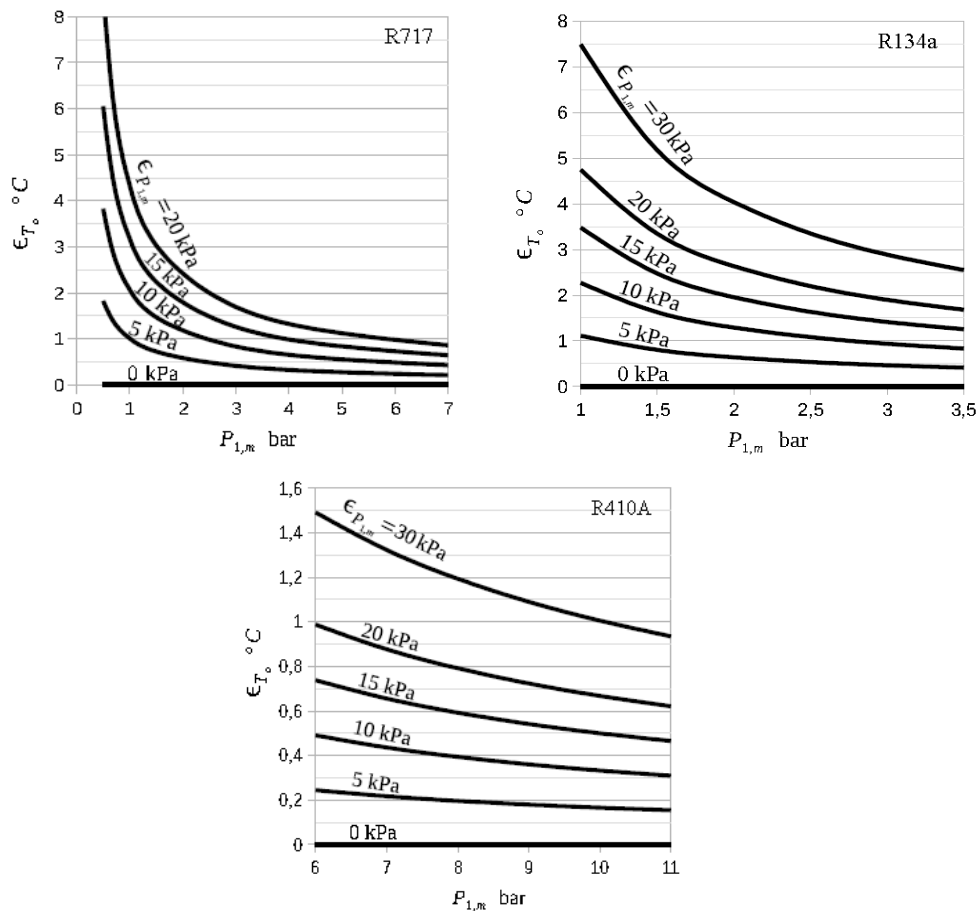
Dentre os refrigerantes considerados, o R410 apresentou os maiores níveis de pressão, tanto em condições de evaporação quanto nas de condensação, para as faixas de aplicação consideradas. Os menores níveis de pressão foram observados para o R134a.

A variação da temperatura de saturação dos refrigerantes R717 e R134a com a pressão foi maior em condições típicas de evaporação (Figuras 3.a e 4.a, respectivamente), do que a observada em condições típicas de condensação (Figuras 3.b e 4.b, respectivamente), e acentuada na direção às temperaturas mais baixas. As mesmas tendências foram observadas para o R410A. Por se tratar de uma mistura zeotrópica, a curva de saturação do R410A da Fig. 5.a corresponde à temperatura de orvalho da mistura em condições típicas de evaporação. A Figura 5.b apresenta a curva pressão-temperatura de bolha do R410A para condições típicas de condensação.

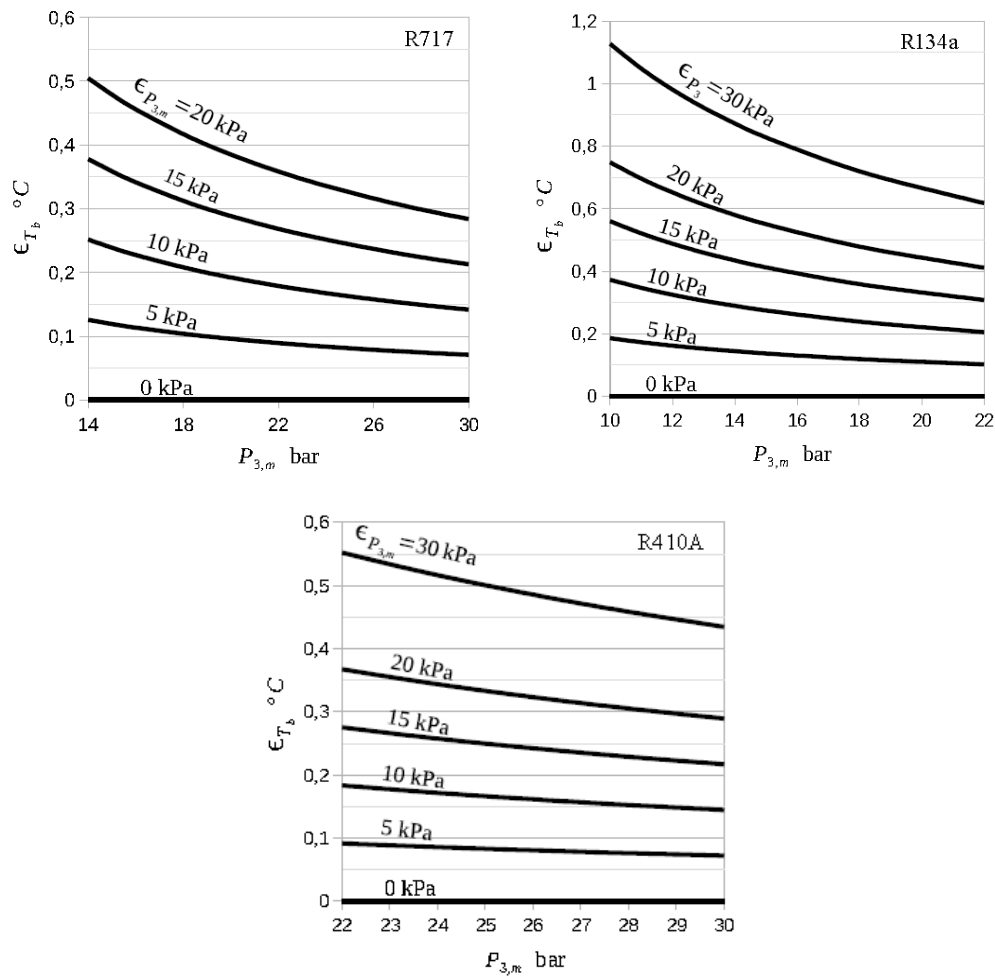


**Figura 6. Diagramas dos graus de (a) superaquecimento do vapor e (b) sub-resfriamento do líquido em função da Temperatura medida e das Temperaturas de orvalho e de bolha, respectivamente na pressão medida.**

A determinação do grau de superaquecimento do refrigerante  $\Delta T_{sup,m}$ , baseado na medição de temperatura  $T_{1,m}$  do refrigerante na linha de vapor e no valor da temperatura de saturação (ou de orvalho para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão medida  $T_o(P_{1,m})$ , pode ser feita através da substituição destes valores na Eq. (1), ou graficamente através da Fig. 6.a. Procedimento semelhante aplica-se à determinação do grau de sub-resfriamento do refrigerante  $\Delta T_{sub,m}$ , baseado na medição de temperatura  $T_{3,m}$ , e no valor da temperatura de saturação (ou de bolha para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão medida  $T_b(P_{3,m})$  na linha de líquido. Neste caso, estes valores podem ser substituídos na Eq. (2), ou servirem de entradas no gráfico da Fig. 6.b. As curvas de  $\Delta T_{sup,m}$  e  $\Delta T_{sub,m}$  independem do refrigerante considerado.



**Figura 7. Curvas de correção correspondente ao erro relacionado à temperatura de orvalho dos refrigerantes R717, R134a e R410A.**



**Figura 8. Curvas de correção relacionada à temperatura de bolha dos refrigerantes R717, R134a e R410A.**

As variações dos erros associados à determinação das temperaturas de orvalho  $\epsilon_{T_o}$  e de bolha  $\epsilon_{T_b}$  dos refrigerantes considerados em função das medições de pressão  $P_{1,m}$  e  $P_{3,m}$ , para valores típicos dos erros associados a estas medições  $\epsilon_{P_{1,m}}$  e  $\epsilon_{P_{3,m}}$ , podem ser observadas nas Figuras 7 e 8.

Para os três refrigerantes, a magnitude do erro  $\epsilon_{T_o}$  aumenta em direção às pressões mais baixas, em condições típicas de evaporação, e diminui na direção contrária. A intensidade da variação do erro  $\epsilon_{T_o}$  com a pressão medida  $P_{1,m}$  varia, contudo, de acordo com o refrigerante. Para o R717 e o R134a, o erro  $\epsilon_{T_o}$  pode alcançar valores da ordem de  $10^0$  °C (comparável ao limite superior de  $\epsilon_{T_1}$ ) ou mais nas pressões  $P_{1,m}$  mais baixas, associadas a erros  $\epsilon_{P_1}$  mais elevados. Nestes casos, os erros associados às medições de pressão e temperatura devem ser cuidadosamente avaliados e computados para estimar o grau de superaquecimento do refrigerante na linha de vapor.

Para o R410A, as tendências de variação do erro  $\epsilon_{T_o}$  permanecem as mesmas, mas com valores sensivelmente menores. Isto significa que o grau de superaquecimento deste refrigerante na linha de vapor é menos sensível à exatidão da medição de pressão e, portanto, os cuidados devem ser dirigidos para medição de temperatura do refrigerante na linha de vapor.

A magnitude do erro  $\epsilon_{T_b}$  é pequena para pressões típicas de condensação, com os refrigerantes e os valores do erro  $\epsilon_{P_3}$  considerados. Isto indica que o grau de subresfriamento na linha de líquido é pouco sensível à exatidão da medição de pressão, e que o cuidado deve ser centrado na medição de temperatura do refrigerante na linha de líquido.

Os padrões observados se devem à redução acentuada da temperatura de saturação dos refrigerantes R717 e R134a, e da temperatura de orvalho do R410A, nas pressões mais baixas, e aos valores dos erros  $\epsilon_{P_1}$  e  $\epsilon_{P_3}$  serem proporcionalmente maiores em relação às pressões típicas da evaporação, quando comparado com a condensação. Os erros associados às medições de temperatura devem sempre ser avaliados, independente do refrigerante considerado.

## 5. CONCLUSÃO

O trabalho relatado neste artigo investigou numericamente a influência da magnitude dos erros de medição de pressão e temperatura sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes R717 (amônia), R134a e R410A, em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta sob condições típicas de operação. Um modelo matemático foi desenvolvido para estimar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes nas linhas de vapor e de líquido, respectivamente, considerando os erros de medição de pressão e temperatura. Baseado neste modelo, foram gerados diagramas relacionando as grandezas envolvidas para faixas de valores típicos encontrados na prática.

Com base nas observações realizadas, são destacados os seguintes achados para os refrigerantes e as faixas de operação consideradas:

- Os efeitos dos erros associados às medições de pressão e temperatura do refrigerante sobre a determinação dos seus graus de superaquecimento e sub-resfriamento podem ser preditos e ao menos parcialmente corrigidos;
- Os efeitos dos erros associados à medição de pressão sobre a determinação do grau de superaquecimento dos refrigerantes R717 e R134a na linha de vapor foram mais intensos para as menores pressões, típicas de evaporação, e devem ser cuidadosamente avaliados.
- Os efeitos dos erros decorrentes da medição de pressão sobre a determinação do grau de sub-resfriamento dos refrigerantes R717 e R134a na linha de líquido foram pequenos, quando comparados ao superaquecimento nas condições avaliadas.
- Os erros decorrentes da medição de pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do R410A foram sensivelmente menores que os observados para o R717 e o R134a.
- Os erros associados às medições de temperatura devem sempre ser avaliados
- Os diagramas gerados proporcionam uma melhor visualização dos efeitos decorrentes dos erros de medição, e podem ser utilizados para estimar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes graficamente.

O modelo matemático desenvolvido e o procedimento gráfico baseado nos diagramas gerados neste trabalho podem ser empregados na prática para obter melhores estimativas dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento do refrigerante nas linhas de vapor e de líquido dos sistemas frigoríficos que operam com os refrigerantes R717, R134a e R410A, nas condições consideradas. O modelo pode prontamente ser aplicado para outros refrigerantes de interesse, e os diagramas gerados para as condições desejadas.

## 6. REFERÊNCIAS

- Wang, Shan K., 2001. "Handbook of air conditioning and refrigeration" - 2nd ed. ASHRAE, pp. 418 – 1276;
- Hundy, G.F., Trott, A.R. and Welch, T.C., 2008. "Refrigeration and Air Conditioning". 4th ed. Butterworth-Heinemann, Oxford. pp 74 – 348;
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., 2014 "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp". Ind. Eng. Chem. Res., 53 (6), pp 2498–2508 (DOI: 10.1021/ie4033999);
- Daikin. "Refrigerant Piping Design Guide", AG 31-011. Daikin Air conditioning Portugal S.A. Disponível em: <[http://lit.daikinapplied.com/bizlit/DocumentStorage/AirCooledChiller/ApplicationGuides/AG\\_31-011\\_120407\\_1.pdf](http://lit.daikinapplied.com/bizlit/DocumentStorage/AirCooledChiller/ApplicationGuides/AG_31-011_120407_1.pdf)>. Acessado em: 12-abr-2016
- INMETRO, 2012. "Vocabulário Internacional de Metrologia: Conceitos fundamentais e gerais e termos associados (VIM 2012)". Traduzido de: "International Vocabulary of Metrology: Basic and general concepts and associated terms" – JCGM 200:2012. 3rd. ed. 2012. Traduzido por: grupo de trabalho luso-brasileiro. ISBN: 978-85-86920-09-7. Duque de Caxias, RJ. INMETRO, 94p.

## 7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

## EFFECTS OF TEMPERATURE AND PRESSURE ON THE REFRIGERANT SUPERHEATING AND SUBCOOLING DETERMINATION IN REFRIGERATION SYSTEMS

Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho, clodoaldo@ufc.br<sup>1</sup>  
Francisco Lucas Alves de Lima, fl.lucaslima@gmail.com<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Mecânica, Campus do Pici, Universidade Federal do Ceará.

<sup>2</sup>Curso de Engenharia Mecânica - Fortaleza, Campus do Pici, Universidade Federal do Ceará.

**Abstract.** *The refrigerant superheating at the outlet of the evaporator and the subcooling at the outlet of the condenser are important factors to the correct and efficient working of refrigeration systems. To determine the superheating degree and the subcooling degree in these systems, measurements of temperature and pressure of the refrigerant in specific points must be made. However, these systems are liable to measurement uncertainties and measurement errors. In this paper, the effects of temperature and pressure variations on the superheating and subcooling degrees were evaluated at the outlets of the evaporator and the condenser respectively to the refrigerants R134a, R410A and R717, in typical operation conditions. From the definition of superheating degree and subcooling degree, equations were developed to quantify the variations of these parameters due to pressure and temperature variations usually found in practice. Appropriate evaporation and condensing temperatures intervals were considered and the corresponding saturation pressures were calculated computationally through the thermodynamics properties calculator program CoolProp®. The results for the refrigerants and considered conditions show that the superheating degree at the outlet of the evaporator is, in general, more responsive to pressure than temperature variation and this response is accentuated in low temperatures. The minimum superheating degree needed to ensure the existence of superheating of the refrigerant at the outlet of the evaporator can be determined as a function of the evaporation temperature and the known variations of pressure and temperature. The subcooling degree at the outlet of the condenser presents a lower response to pressure and temperature variations when compared to superheating. Although the considered temperature variations are the same to all the cases, the pressure variations at subcooling are relatively smaller due to higher pressure levels at the condenser. The results presented in this paper evidence the importance of evaluating carefully the effects of temperature and pressure on superheating at the outlet of the evaporator for the refrigerants and considered conditions, specially at the lower evaporation temperatures.*

**Keywords:** Refrigerant, Superheating, Subcooling, Pressure, Temperature.