

Avaliação Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor durante a Ebulição Convectiva de R600a, R290 e da mistura R600a/R290 - EVR2021-0034

Guilherme H. S. Oliveira^{1,*}, Tiago Augusto Moreira, Gherhardt Ribatski¹

¹ Universidade São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, *Heat Transfer Research Group*-HTGR
São Carlos, SP, Brasil, 13566-590

* Guilherme Henrique de Sena e Oliveira, guilherme.sena.oliveira@usp.br

Resumo

Este estudo trata da avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva da mistura R600a/R290 (70/30% fração molar) e seus respectivos fluidos puros em um canal horizontal com diâmetro interno de 9,43 mm. Os experimentos foram realizados para velocidades mássicas de 100 e 200 kg/m²s, fluxos de calor de 10 e 30 kW/m², títulos de vapor entre 0 e 1, e temperatura de saturação de 5°C. De forma geral, observou-se o incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da velocidade mássica e do fluxo de calor para todos os fluidos. Os resultados encontrados indicam, com algumas exceções (títulos superiores ao de secagem de parede e, independentemente do título de vapor, para a velocidade mássica de 100 kg/m²s e fluxo de calor de 10 kW/m²), uma redução no coeficiente de transferência de calor para a mistura em relação aos fluidos puros.

Paravras-chave: ebulição convectiva, coeficiente de transferência de calor, hidrocarbonetos, misturas.

Introdução

Acordos internacionais como os protocolo de Kyoto e Montreal, e o anexo de Kigali ao protocolo de Montreal (Moreira et al., 2021) impulsionaram a busca por fluidos refrigerantes menos danosos ao meio ambiente. Estes acordos definiram um prazo para o fim da utilização de fluidos com potencial de destruição da camada de ozônio e aquecimento global, como os HFCs e HCFCs, amplamente utilizados em aplicações residenciais e comerciais de refrigeração e condicionamento de ar. Como substitutos, destacam-se os HFOs e os hidrocarbonetos.

Moreira et al. (2021) ressaltaram que o R290 e o R1270 são substitutos razoáveis ao R22, enquanto o R600a pode substituir o R134a em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar domésticas e comerciais. Em aplicações que envolvem temperaturas inferiores a -12°C no evaporador, e cujo sistema possua um compressor não-hermético, como em grandes freezers industriais, existe o risco de infiltração de ar e umidade, pois o R600a opera em pressões inferiores à atmosférica no evaporador. Tanto o R290 como o R1270 não são recomendados como substitutos diretos ao R134a, pois operam em pressões elevadas no condensador, aumentando o risco de vazamento, e apresentando também uma elevada temperatura na saída do compressor, o que pode danificar os selos de vedação, causando riscos à segurança, visto que são altamente inflamáveis.

Macdonald e Garimella (2016) recomendam como solução para este problema, o uso de misturas de

hidrocarbonetos, as quais permitem manter a pressão no evaporador sob níveis aceitáveis, sem que a temperatura na saída do compressor seja afetada significativamente. Misturas zeotrópicas apresentam variações de temperatura e de concentração das fases durante a ebulição, o que pode causar uma redução no coeficiente de transferência de calor, *h*. Esta redução acarreta em um incremento nas dimensões do evaporador e, consequentemente, da massa de fluido no sistema. Tal efeito está relacionado a uma redução na faixa de aplicabilidade de sistemas contendo hidrocarbonetos devido a legislações de segurança.

Neste contexto, o presente estudo trata da avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor do R290, R600a e da mistura R600/R290 (70/30 de fração molar). Esta concentração foi escolhida por apresentar temperatura de ponto de bolha semelhante à temperatura de saturação do R134a nas suas condições de operação ao mesmo tempo em que sua temperatura da saída do compressor é inferior às de R290 e R1270.

Aparato experimental

O aparato utilizado neste estudo é composto de um circuito principal, ilustrado na Fig. 1, no qual o refrigerante circula, e circuitos auxiliares utilizados para controle das condições experimentais. Para detalhes do aparato, juntamente com o procedimento experimental, sugere-se o trabalho de Moreira e Ribatski (2019).

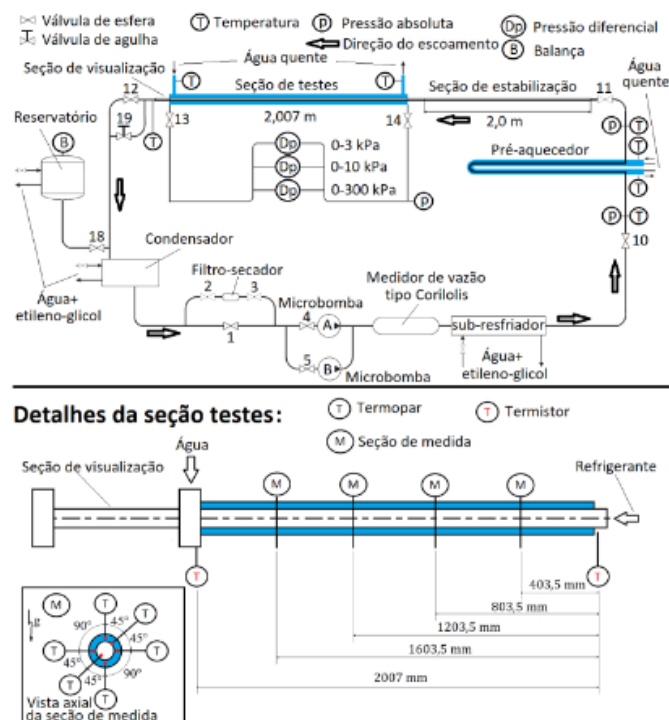


Figura 1: Esquema da bancada experimental.

A seção de teste, ilustrada na Fig. 1, consiste em um trocador de calor tubo-em-tubo, com ambos os tubos em aço inoxidável. Na seção de testes o refrigerante escoar no tubo interno (diâmetro interno 9,43 mm), e água contracorrente na região anular. A temperatura da água é avaliada na entrada e na saída da seção de testes por dois termistores da FLUKE Corp. (precisão de 0,01°C), os quais são associados a multimetros de precisão, e em quatro seções igualmente espaçadas ao longo do comprimento da seção de testes, conforme ilustrado na Fig. 1. Nesta figura o posicionamento dos termopares na água, parede e fluido também é ilustrado

Procedimento de regressão dos dados

Um programa em foi desenvolvido em Matlab (2015a) para análise dos dados, e as propriedades dos fluidos estimadas a partir do Coolprop (Bell et al., 2014). Nesta análise, a seção de teste foi dividida em cinco elementos discretos, conforme comprimentos indicados na Fig. 1.

O coeficiente de transferência de calor é calculado através da lei de resfriamento de Newton, considerando efeitos de condução radial no tubo, e avaliando o fluxo de calor a partir de balanços de energia locais no lado da água ao longo da seção de testes, conforme procedimento proposto por Del Col et al. (2011). Efeitos de perdas de calor também foram considerados.

O título de vapor local é calculado por meio da seguinte relação:

$$x_{local} = \frac{i_{local} - i_l}{i_{lv}} \quad (1)$$

onde i_{lv} é a entalpia de vaporização e i_l a entalpia de líquido saturado do fluido, ambas avaliadas a pressão local do escoamento, e i_{local} é a entalpia local do refrigerante. A pressão local do escoamento é estimada subtraindo da pressão de entrada o valor de perda de pressão medido e ponderado de acordo com o comprimento da seção de testes. A entalpia local do escoamento é estimada a partir de balanços de energia entre o refrigerante e a água considerando as perdas de calor para o ambiente.

Possíveis efeitos do acúmulo de refrigerante no condensador na concentração da mistura de fato circulando no aparato foram considerados, e uma correção aplicada considerando a quantidade de fluido nos componentes do circuito.

Calibração e incertezas experimentais

A Calibração dos termopares e dos transdutores de pressão foram realizadas de acordo com procedimento indicado por Kanizawa (2011), e suas incertezas avaliadas conforme sugerido por Abernethy e Thompson (1973). Foram adotadas as incertezas indicadas pelos fabricantes para as demais medições. O método de perturbação sequencial de Taylor e Kuyatt (1994) foi utilizado para calcular a incerteza de parâmetros estimados, como o h . As incertezas experimentais obtidas de acordo com os procedimentos indicados acima são apresentadas na Tab. 1.

Experimentos envolvendo escoamentos monofásicos de R134a foram realizados e os resultados comparados com previsões obtidas pelo método de Gnielinski (1976). Em todos os casos, diferenças entre os valores previstos e os obtidos experimentalmente foram inferiores as incertezas das medições. Ao final da campanha experimental para cada fluido, foram realizados testes em condições similares inicialmente avaliadas de forma garantir a repetibilidade dos resultados, e a estabilidade da concentração da mistura. Diferenças inferiores as incertezas experimentais foram obtidas. Com isto, pode-se concluir então, que o aparato e o procedimento de regressão dos dados estão validados.

Tabela 1: Incertezas experimentais.

Parâmetro	Incerteza
T (termistores)	0,01°C
T (termopares)	0,05°C
P_{abs}	0,08 kPa
ΔP	0,075% FS
G	0,1%
Vazão volumétrica	0,25%
Diâmetro	0,1 mm
q	2,1%
h^*	6,3%
x	0,02

*valor médio; FS –Fundo de Escala

Resultados

Experimentos foram realizados para o R290, R600a e para a mistura R600a/R290 (70/30 de fração molar) em velocidades mássicas de 100 e 200 kg/m²s, fluxos de calor de 10 e 30 kW/m² e temperatura de saturação (temperatura de bolha para a mistura) de 5°C. A Fig. 2 ilustra os resultados obtidos no presente estudo.

Com relação aos fluidos puros, o aumento da velocidade mássica e do fluxo de calor proporcionaram incrementos no h para todas as condições avaliadas neste estudo. De uma forma geral, o h aumenta com o incremento do título de vapor até a secagem de parede, caracterizada pela queda brusca no valor do h com reduzidos incrementos em x . Tal comportamento é típico de casos em que a transferência de calor é dominada por efeitos convectivos (Wang et al., 2014). A exceção ocorre para $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q=30 \text{ kW/m}^2$. Neste caso, o h apresenta uma variação desprezível com o título de vapor até a secagem de parede, x_{sec} , indicando que a transferência de calor é dominada por efeitos de nucleação de bolhas. Esta diferença no comportamento verificado com o aumento de x em diferentes condições de G e q para $x < x_{sec}$ está associada ao incremento da velocidade do escoamento com o aumento de x , o que acarreta no incremento da tensão cisalhante entre as fases e, consequentemente, dos efeitos convectivos. No caso de $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q=30 \text{ kW/m}^2$, a transferência de calor é dominada pelos efeitos de nucleação, de forma que o aumento dos efeitos convectivos com o aumento da velocidade do escoamento não é capaz de sobrepor os efeitos de nucleação.

Comparando os fluidos puros para $x < x_{sec}$, verificam-se valores similares para o h para $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ independentemente do fluxo de calor. Entretanto, com o aumento de G , coeficientes de transferência de calor superiores são obtidos para o R600a. Este comportamento está associado à diferença entre as propriedades dos fluidos. O R600a apresenta maior densidade do líquido e volume específico do vapor, consequentemente, apresentando maiores valores de fração de vazio. Em condições de $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $x < x_{sec}$, o líquido está predominantemente localizado na região inferior do canal, de forma que a maior fração de vazio para o R600a em relação ao R290 não afeta de forma significativa a espessura do filme líquido presente na região superior do tubo, não afetando, consequentemente, o h . Vale ressaltar que em escoamentos anulares em que há a presença de uma camada de líquido mais espessa na região inferior do tubo, a transferência de calor se dá predominantemente pela evaporação do filme líquido que escoar na região superior do canal, e cuja principal resistência térmica é a condução através da espessura deste filme. Com o aumento de G , efeitos de estratificação (gravitacionais) no escoamento são suprimidos devido ao aumento da velocidade, de forma que a maior fração de vazio para o R600a afeta a espessura do filme líquido de forma significativa em comparação com o R290, causando o incremento visto na Fig. 2b.

O incremento tanto de G quanto q reduz o valor de x_{sec} para todos os fluidos. O aumento da tensão interfacial causado pelo incremento de G , causa o aumento da taxa de entranhamento de líquido no núcleo de vapor durante escoamentos no padrão anular, reduzindo a espessura do filme líquido junto à parede. No caso do fluxo de calor, seu incremento aumenta a taxa de evaporação do fluido na interface líquido/vapor e proporciona o incremento da densidade de cavidades com dimensões dentro da faixa ativa de nucleação de bolhas. Estas bolhas, ao se desprenderem da parede e atingirem a interface líquido/vapor, se rompem, despejando gotículas de líquido (entranchamento) no núcleo de vapor durante o processo. Estes dois fatores em conjunto explicam a redução de x_{sec}

com o aumento de q . A secagem de parede ocorre para títulos de vapor próximos em todas as condições testadas para os fluidos puros. Entretanto, com exceção a $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q=30 \text{ kW/m}^2$, valores ligeiramente superiores de x_{sec} são verificados para o R600a. Esta diferença está relacionada à fração de vazio superior do R600a em comparação ao R290, como citado acima, que reduz a espessura do filme líquido. No caso de $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q=30 \text{ kW/m}^2$, o incremento da velocidade mássica causa a supressão parcial dos efeitos nucleação de bolhas de forma mais intensa para o R600a do que para o R290, devido a maior fração de vazio verificada para o R600a. Assim, o entranchamento causado pelo rompimento de bolhas citado acima é mais relevante para o R290, e o seu x_{sec} é inferior ao do R600a.

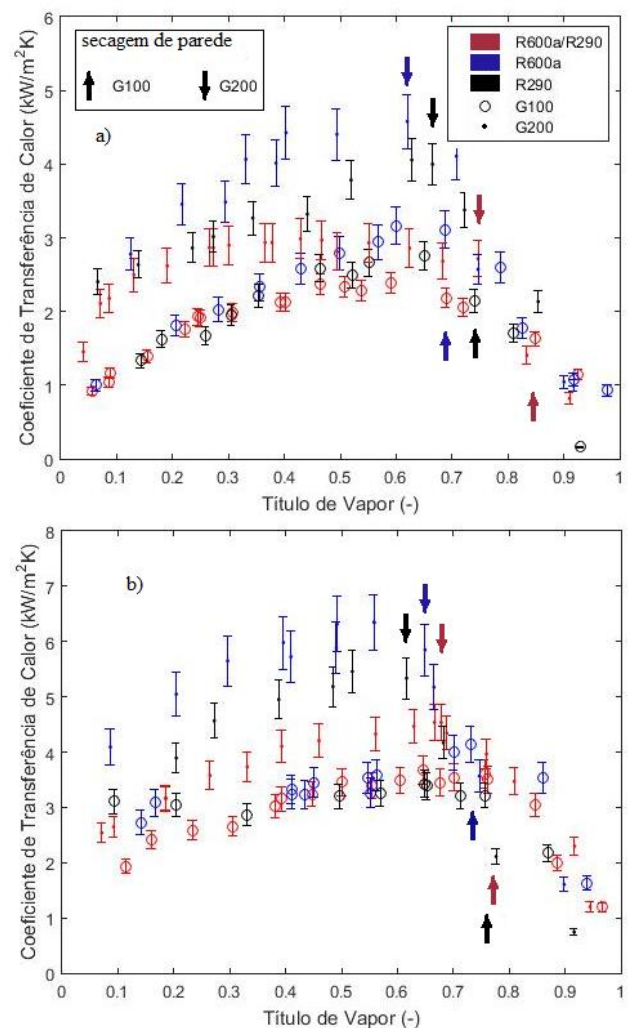


Figura 2: Resultados experimentais obtidos para R290, R600a e R600a/R290 para a) $q=10 \text{ kW/m}^2$ e b) $q=30 \text{ kW/m}^2$.

Em condições de $x > 0,3$ e $q=30 \text{ kW/m}^2$, o h dos fluidos puros é superior aos da mistura, em especial para $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Conforme indicado por Zou et al. (2013), o uso de misturas zeotrópicas está associado a uma redução na frequência de nucleação de bolhas, f_b , e, consequentemente, do h em condições nas quais a transferência de calor é dominada por efeitos de nucleação, a redução de f_b está

relacionada a diminuição local da concentração do componente mais volátil na região próxima a interface líquido/vapor conforme ele evapora preferencialmente. Um comportamento similar ao observado para os fluidos puros é verificado para $x < 0,3$, com o aumento de h com o incremento de x . Entretanto, para $0,3 < x < x_{sec}$ o coeficiente de transferência de calor das misturas apresenta variação desprezível com o aumento de x , causando sua redução em comparação com os fluidos puros. Este comportamento pode ser explicado por dois efeitos. O primeiro deles é a variação da concentração da mistura entre o líquido e o vapor, uma vez que o componente mais volátil evapora preferencialmente durante ebulição. Esta variação na concentração gera uma resistência térmica adicional ao processo de mudança de fase, a qual está relacionada à transferência de massa causada pela diferença entre as concentrações da mistura entre líquido e vapor. Assim, a concentração do componente menos volátil do líquido na parte superior do tubo, onde ocorre a maior parte da evaporação para $0,3 < x < x_{sec}$ é superior, causando uma menor evaporação, e assim redução do h . Para $x < 0,3$, a diferença entre as concentrações das fases vapor e líquido não é relevante, porque o componente que tende a evaporar primeiro (R600a) é o que tem a maior fração molar na mistura (0,7), de forma que o vapor segue tendo a composição próxima do líquido, por isso esse efeito não é observado. O segundo efeito é relacionado a redução de f_b em relação aos fluidos puros, o que reduz a taxa de entranhamento de líquido, e conseqüentemente, proporciona filmes de líquido mais espessos, reduzindo os efeitos convectivos. Esses dois efeitos reduzem o h , que passa a ter variação desprezível na região.

A Fig. 2 também ilustra que a secagem de parede ocorre em títulos de vapor inferiores para as misturas em relação aos fluidos puros. Especula-se que tal comportamento está relacionado à redução de f_{bs} , a qual reduz o entranhamento e aumenta a espessura do filme líquido junto à parede.

Conclusões

Os resultados obtidos durante o presente estudo apresentam coeficientes de transferência de calor similares entre o R600a e o R290 para $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Conforme G aumenta, coeficientes de transferência de calor superiores são obtidos para o R600a. O efeito da resistência de transferência de massa é verificado no h para a mistura em condições de $0,3 < x < x_{sec}$, nas quais uma redução no h é verificada para a mistura em relação aos fluidos puros. No geral, valores de título de vapor relacionados a secagem de parede similares foram encontrados entre o R600a e o R290, os quais apresentam valores inferiores aos da mistura.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq (Conselho Nacional de desenvolvimento científico e tecnológico) pelo apoio dado pelo contrato de número 305673/2017-3, à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo), pelas bolsas sob contrato 2016/16849-3. O estudo também foi financiado em parte pela Coordenação de

Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código Financeiro 001.

Referências

- Abernethy, R.B., Thompson, J.W. (1973). Handbook of uncertainty in gas turbine measurements. National Technical Information Service.
- Bell, H. I., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V. (2014). “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp”. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 53, 2498-2508.
- Del Col, D., Bortolin, S., Cavallini, A., Matkovic, M., (2011). “Effect of cross-sectional shape during condensation in a single square minichannel”. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 54, 3909–3920.
- Gnielinski, V. (1976). “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International Chemistry Engineering*, 16, 359–367.
- Kanizawa, F. T. (2011). Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo.
- Macdonald, M., Garimella, S. (2016). Hydrocarbon mixture condensation inside horizontal smooth tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, 139-149. MATLAB 2015a, 2015. The Mathworks. Inc., Natick- MA, USA .
- Moreira, T. A., Furlan, G., Oliveira, G. H . S., Ribatski, G. (2021). “Flow boiling and convective condensation of hydrocarbons: A state-of-the-art literature review”. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116-129.
- Moreira, T. A., Ribatski, G. (2019). An investigation on diabatic flow pattern characteristics during convective condensation inside horizontal tubes. *Proceedings of the 4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)*, Las Vegas –NV, USA.
- Taylor, B.N., Kuyatt, C.E. (1994). Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results. Technical note 27.
- Zou, X., Gong, M. Q., Chen, G. F., Sun, Z. H., Zhang, Y., & Wu, J. F. (2010). Experimental study on saturated flow boiling heat transfer of R170/R290 mixtures in a horizontal tube. *International Journal of Refrigeration* , 33 (2), 371-380.

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.