

IV Simpósio Paranaense de Modelagem, Simulação e Controle de Processos ISSN : 1984-7521	Artigo: 03
	Páginas: 17 - 24

COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS DE EBULIÇÃO NO *RISER* DE UM TERMOSSIFÃO

Harley Henrique Parno*¹, Bruna Iten Bittelbrunn¹, Roberto Fischer Jr.¹, Celso Murilo dos Santos^{1,2}, Jaci Carlo Schramm Câmara Bastos¹, Henry França Meier¹

1 - Universidade Regional de Blumenau – FURB, Blumenau – SC, hparno@gmail.com

2 – Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas – SP

Resumo – Em equipamentos que promovem transferência de calor, como caldeiras e reatores nucleares, pode ocorrer o fenômeno de ebulição nucleada. A fração volumétrica de vapor formada neste regime de ebulição tem influência sobre o regime de escoamento que irá ocorrer no equipamento. Este por sua vez pode levar o equipamento a condição de fluxo crítico de calor ou de dryout, acarretando no superaquecimento e rompimento da tubulação envolvida. Neste trabalho foram avaliadas, em diferentes condições de operação, quatro modelos de ebulição no riser de um termossifão que recebe fluxo de calor constante de 50000 W/m². Os resultados mostram que os modelos de ebulição de fluxo crítico e de Lee são capazes de modelar os diferentes padrões de escoamento bem como predizer o superaquecimento do vapor em condições adversas de escoamento.

Palavras – chave: Termossifão. Ebulição Nucleada. Fluxo Crítico. Modelo RPI.

Introdução

A circulação natural é um fenômeno que ocorre quando um fluido se movimenta devido à diferença de massa específica provocada durante o seu aquecimento. O fluido aquecido tem seu volume aumentado, diminuindo sua massa específica, e, devido a ação da força gravitacional, a porção aquecida ascende, dando lugar a uma porção de fluido de menor temperatura [1]. Este princípio pode ser utilizado como força motriz em equipamentos industriais, dispensando, por exemplo, a utilização de bombas para a movimentação de fluidos.

Os equipamentos que utilizam como força motriz a circulação natural dos fluidos são chamados de termossifões [2] e consistem basicamente em duas tubulações verticais conectadas em suas bases por meio de uma tubulação horizontal, tomando forma de U. A tubulação na qual o fluido tem sentido descendente é chamada de *downcomer*. Em seguida, por meio da tubulação horizontal, o fluido alcança a tubulação ascendente, chamada de *riser*, onde sofre aquecimento.

Termossifões podem operar tanto em regime monofásico quanto em regime bifásico, sendo que neste segundo caso a geração de vapor no *riser* do equipamento favorece a diminuição da massa específica e conseqüentemente o aumento da taxa de circulação do fluido [3]. Entretanto, o fenômeno de ebulição modifica o padrão de escoamento do fluido e pode levar o escoamento à condição de fluxo crítico ou até mesmo à condição de *dryout*. Cabe ressaltar que ambas as condições prejudicam a transferência de calor das paredes do *riser* para o fluido, podendo gerar o rompimento da tubulação devido ao superaquecimento [4].

O fenômeno da ebulição, por se tratar de um escoamento bifásico, turbulento e com transferência de massa, é extremamente difícil de ser modelado analiticamente, sendo necessária a utilização da técnica de Fluidodinâmica Computacional (CFD) para predizer o seu comportamento. No que diz respeito aos modelos de ebulição utilizados, Lee [5] propôs um modelo que permite calcular a transferência de massa entre duas fases em condições de não-equilíbrio e fluxo não homogêneo. Kuruk e Podowski [6] propuseram um modelo bidimensional apto para calcular condições de ebulição

14 e 15 de março de 2019
Curitiba - Paraná

subresfriada, sendo este modelo modificado posteriormente para prever condições de não-equilíbrio e de fluxo crítico.

Tendo em vista a importância da previsão do fenômeno de ebulição para a aplicação em equipamentos industriais que operam em diferentes condições, este trabalho tem como objetivo avaliar e discutir as principais diferenças qualitativas e quantitativas entre os perfis de fração volumétrica, velocidade e temperatura obtidos para cada um dos modelos de ebulição citados.

Experimental

A Unidade Experimental de Termossifão, descrita previamente nos trabalhos de Weise [7] e Guerra [4], está localizada no Laboratório de Validação e Verificação (LVV) da Universidade Regional de Blumenau (FURB) e tem como objetivo estudar a fenomenologia de sistemas de circulação natural e ebulição. O aparato experimental, apresentado na Fig. 1, consiste em uma seção de aquecimento (a), seguida de uma seção adiabática de visualização (b). O escoamento segue para o separador gás-líquido (d), que tem como objetivo garantir que apenas líquido saturado descenda pelo *downcomer* (e), além de fazer com que a fase gasosa seja encaminhada para o condensador (c), para que retorne ao sistema na fase líquida.

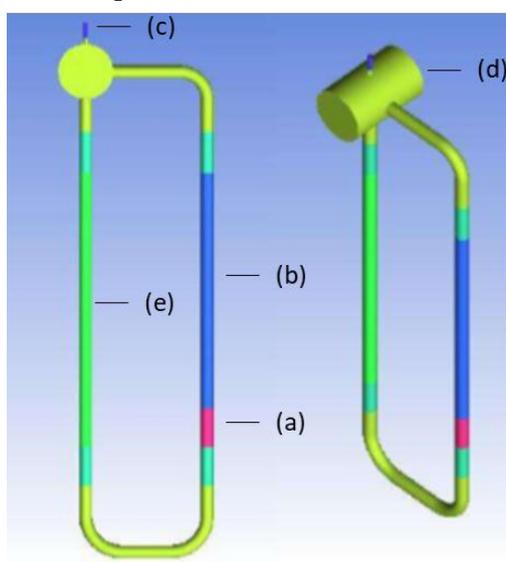


Figura 1 – Unidade Experimental de Termossifão

O estudo numérico foi realizado em um domínio computacional desenvolvido para representar o *riser* da unidade experimental, resultando em uma malha numérica de 29.987 elementos, conforme é apresentado na Fig. 2. A geometria consiste em uma tubulação vertical de 40,2 mm de diâmetro e 1,0 m de comprimento dividida em três regiões distintas. A região de entrada do domínio é considerada adiabática e tem 10 cm de comprimento; a região de troca térmica, que recebe fluxo de calor constante, possui 30 cm de comprimento; e, por fim, uma região adiabática de 60 cm de comprimento, necessária para acompanhar o desenvolvimento do escoamento.

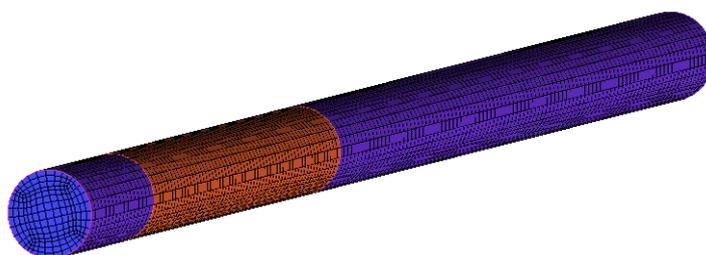


Figura 2 – Domínio Computacional Estudado

Na região em que há a transferência de calor para o fluido que escoar no equipamento, a condição de contorno utilizada foi de fluxo de calor constante de 50000 W/m^2 . A pressão manométrica na saída do *riser* foi assumida como nula e foram utilizadas duas condições de entrada diferentes. No Caso A foi utilizada, como condição de entrada, uma pressão de 10000 Pa , equivalente à coluna d'água do *downcomer*. Em um segundo momento, Caso B, a condição de entrada foi adotada como velocidade constante de $0,1 \text{ m/s}$, aproximadamente 10% da velocidade encontrada no caso anterior, para avaliar o comportamento do escoamento em uma condição em que há problemas de circulação no equipamento.

Em cada um dos casos avaliados via simulação numérica, foram utilizados quatro modelos de ebulição diferentes: o modelo RPI e suas duas variações, de não-equilíbrio e de fluxo crítico, além do modelo de Lee. Nas simulações em que foram utilizados os modelos derivados do modelo RPI de ebulição, a abordagem multifásica utilizada foi a Euler-Euler, enquanto o modelo de Lee foi utilizado em conjunto com a abordagem VOF (*Volume of Fluid*), capaz de capturar os diferentes padrões de escoamento. O modelo de turbulência utilizado foi o k- ω SST, sendo que para a abordagem Euler-Euler a turbulência da fase gasosa foi calculada como uma fase dispersa.

A etapa de processamento das simulações foi realizada no Laboratório de Fluidodinâmica Computacional (LFC) da FURB, pois este dispõe de licenças acadêmicas do *software* ANSYS 19.1. Todas as simulações foram realizadas utilizando duas unidades de processamento em paralelo. Para as simulações Euler-Euler foi utilizado passo de tempo fixo de $2 \times 10^{-4} \text{ s}$, enquanto para o modelo VOF, o passo de tempo foi fixado em $1 \times 10^{-4} \text{ s}$. O monitoramento das variáveis de interesse foi realizado na superfície de saída da seção de aquecimento e na superfície de saída da seção de visualização.

Resultados e discussão

Analisando os resultados da vazão mássica de vapor, nas duas superfícies monitoradas, percebeu-se uma grande similaridade entre os modelos de ebulição RPI e de não-equilíbrio. Em ambas as simulações, a quantidade de vapor gerado no *riser* aumenta até que a solução encontre um estado pseudo-estacionário em que ocorrem variações muito pequenas com o tempo. Os modelos de fluxo crítico e de Lee, entretanto, apresentaram resultados altamente transientes, diferindo muito da solução apresentada pelos dois primeiros modelos, conforme é mostrado na Fig. 3.

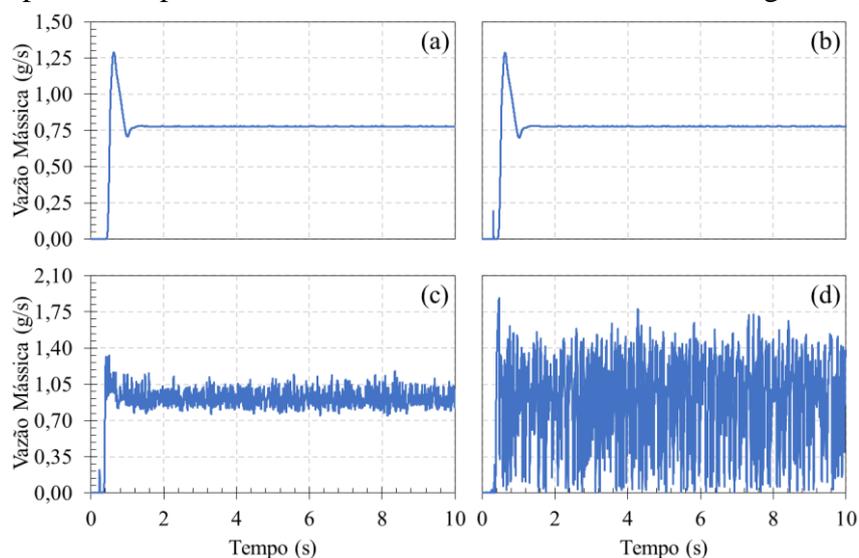


Figura 3 – Vazão mássica de vapor (em g/s) na saída do *riser* (Caso A) para os modelos RPI (a), não-equilíbrio (b), fluxo crítico (c) e Lee (d).

É importante ressaltar que em todas as simulações houve uma diferença entre a vazão de vapor medida na saída da seção de aquecimento e a vazão medida na saída da seção de visualização, ilustrado na Fig. 4. Isso ocorre devido à condensação de vapor superaquecido ao longo da seção de aquecimento, bem como a evaporação de porções de água que estejam acima da temperatura de saturação. Os resultados da vazão média de vapor medida em cada uma das superfícies de controle para cada um dos casos estudados são sintetizados na Tabela 1.

Tabela 1 – Vazão mássica média de vapor (em g/s).

Condição de Operação	Saída Monitorada	Modelo de Ebulição			
		RPI	Não-Equilíbrio	Fluxo Crítico	Lee
Caso A	Seção de Aquecimento	0,401	0,401	0,687	0,479
	Seção de Visualização	0,778	0,778	0,905	0,918
Caso B	Seção de Aquecimento	0,739	0,801	0,865	0,709
	Seção de Visualização	0,944	0,945	0,960	0,949

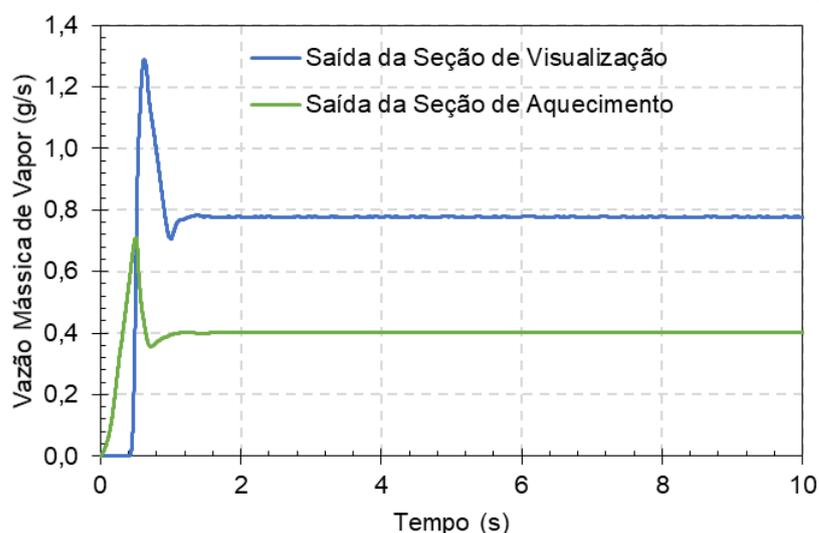


Figura 4 – Vazão mássica de vapor (em g/s) na saída da seção de aquecimento e de visualização do *riser* (Caso A) para o modelo RPI.

Os resultados de velocidade média da fase vapor são apresentados na Fig. 5. Os valores de velocidade média da fase vapor na saída do *riser* encontrados nos Casos A e B são de, respectivamente, 2,07 m/s e 1,15 m/s para o modelo RPI, 2,07 m/s e 1,15 m/s para o modelo RPI de não-equilíbrio e 2,29 m/s 1,32 m/s para o modelo de fluxo crítico. Para as simulações utilizando o modelo de Lee, a velocidade média na saída do *riser* foi de, respectivamente, 2,15 m/s e 1,12 m/s, para os dois casos analisados. O perfil de velocidade do vapor, em ambos os casos, foi similar entre os modelos RPI e de não-equilíbrio, enquanto o perfil de velocidade do modelo de fluxo crítico mostrou um comportamento similar ao do modelo de Lee.

A fração volumétrica média de vapor na saída do *riser* para os casos A e B foi de, respectivamente, 32,75% e 88,05% para o modelo RPI, 32,76% e 87,59% para o modelo de não-equilíbrio, 40,17% e 79,83% para o modelo de fluxo crítico e 34,13% e 87,13% para o modelo de Lee. Os perfis de fração volumétrica são apresentados na Fig. 6. Os resultados encontrados na condição do Caso A mostraram uma tendência de o vapor escoar próximo à parede do *riser*, indicando um escoamento do tipo borbulhante. Levando em conta os valores da fração volumétrica média obtidos nas simulações do Caso B, esperava-se encontrar outros padrões de escoamento. No entanto, os resultados

dos modelos RPI e de não-equilíbrio mostraram um escoamento do tipo névoa, enquanto os modelos de fluxo crítico e de Lee trouxeram um padrão de escoamento do tipo *churn*, como é apresentado na Fig. 7 e na Fig. 8.

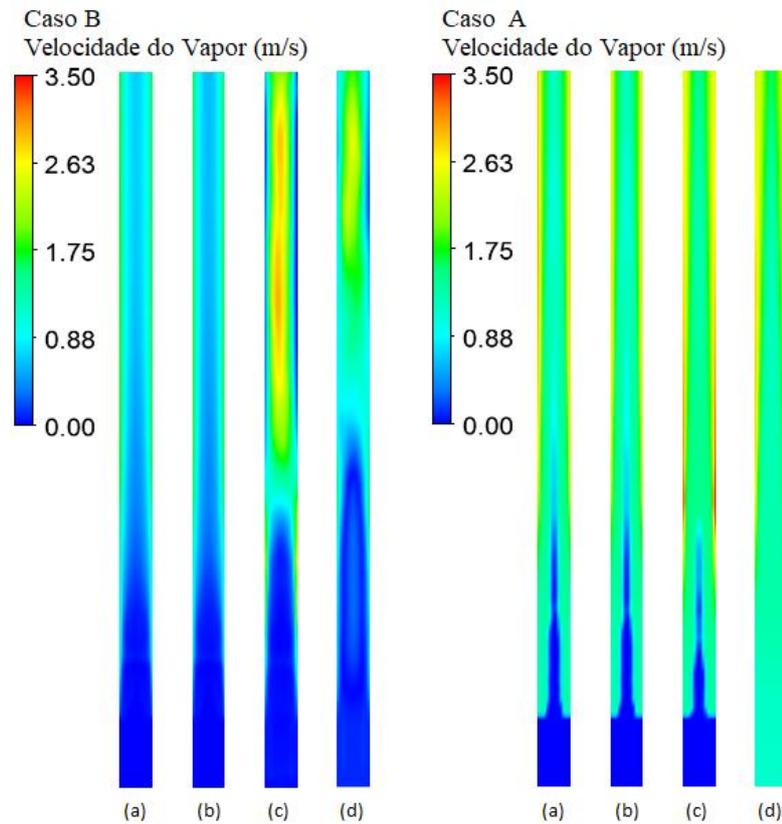


Figura 5 – Contornos de velocidade do vapor (Caso A e B) para os modelos RPI (a), não-equilíbrio (b), fluxo crítico (c) e Lee (d).

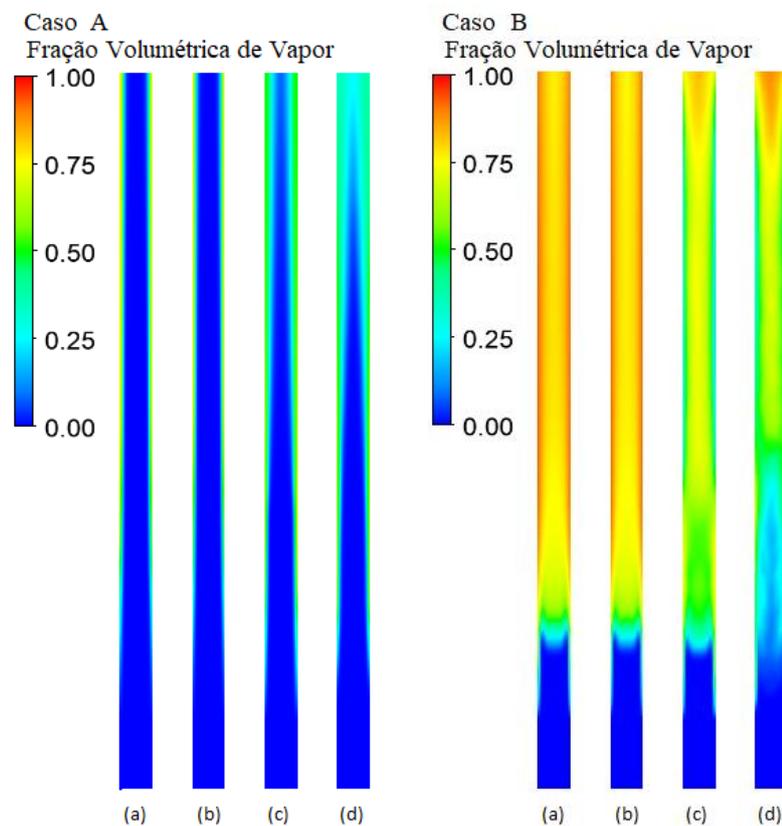


Figura 6 – Contornos de fração volumétrica do vapor (Caso A e B) para os modelos RPI (a), não-equilíbrio (b), fluxo crítico (c) e Lee (d).

O modelo de ebulição RPI e suas variações apresentaram, na condição do Caso A, resultados parecidos para a temperatura da fase vapor, conforme mostra a Fig. 9. Quando utilizado o modelo de Lee, os resultados mostraram pontos em que a temperatura esteve acima da saturação, resultando em uma temperatura de saída média de 375,7 K. Avaliando os resultados do Caso B, apresentados na Fig. 10, percebeu-se que mesmo em uma condição adversa de escoamento, o modelo RPI não foi capaz de identificar pontos de superaquecimento do vapor, algo que foi modelado tanto pelo modelo de não-equilíbrio quanto pelo de fluxo crítico. Nestes, obteve-se temperaturas médias de 419,4 K e 384,1 K, respectivamente. Já o modelo de Lee apresentou uma média de temperatura de 386 K, similar ao do Caso A.

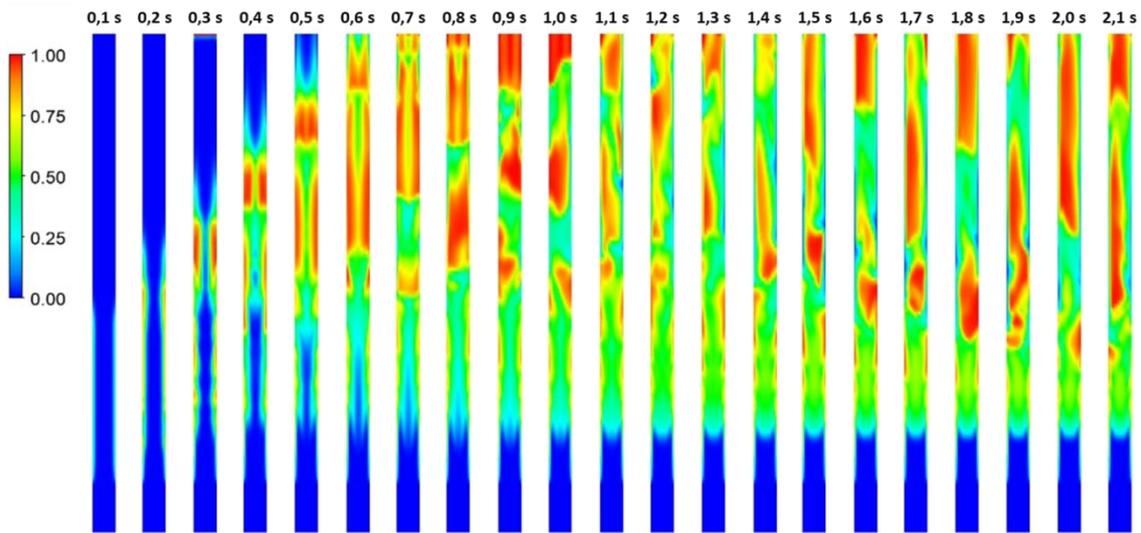


Figura 7 – Sequência temporal de fração volumétrica do vapor (Caso e B) para o modelo de fluxo crítico.

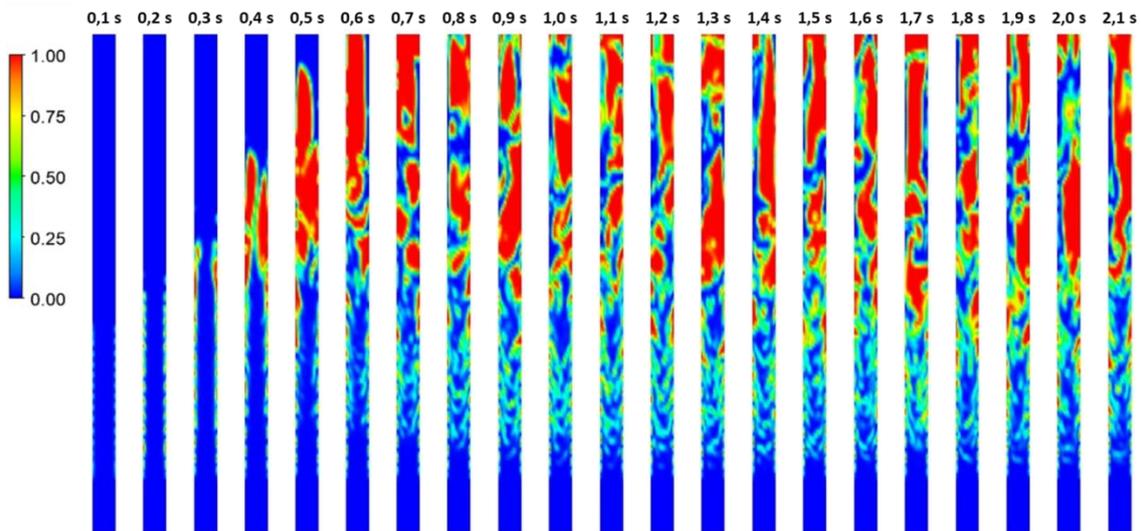


Figura 8 – Sequência temporal de fração volumétrica do vapor (Caso e B) para o modelo de Lee.

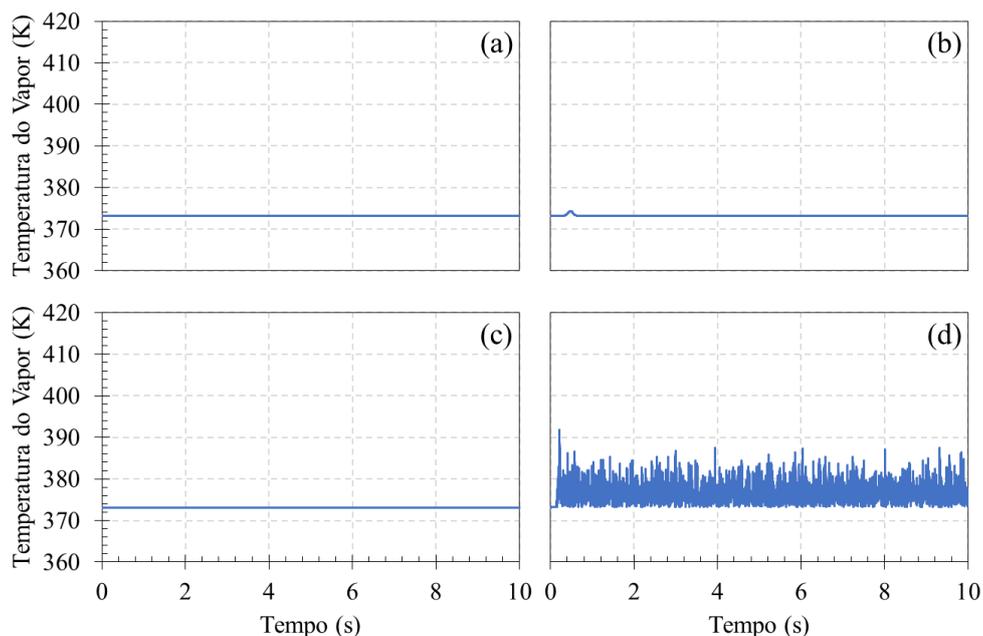


Figura 9 – Perfil de temperatura do vapor (Caso A) para os modelos RPI (a), não-equilíbrio (b), fluxo crítico (c) e Lee (d).

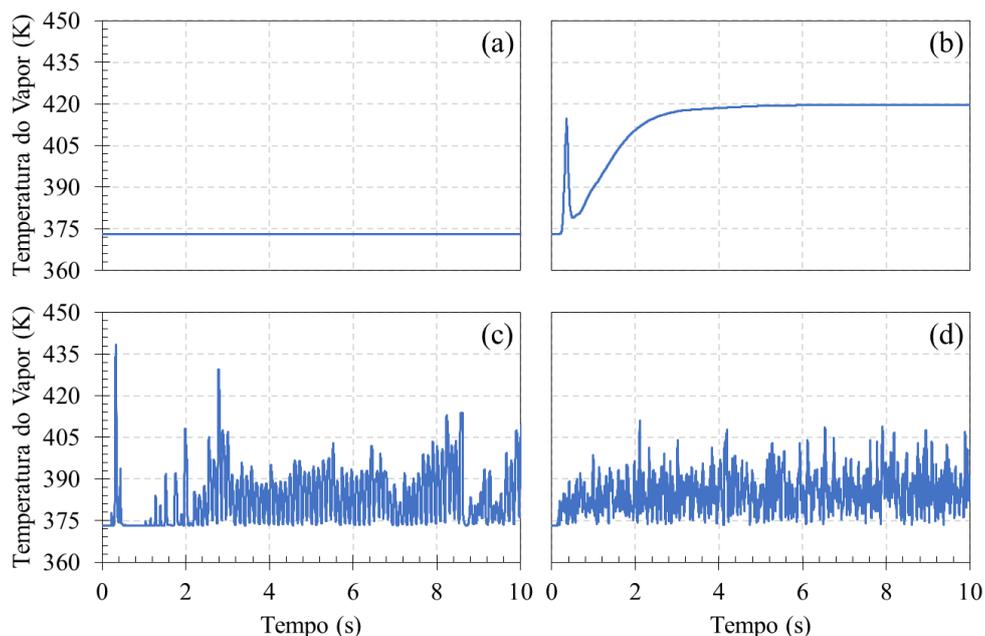


Figura 10– Perfil de temperatura do vapor (Caso B) para os modelos RPI (a), não-equilíbrio (b), fluxo crítico (c) e Lee (d).

O tempo computacional necessário para realizar as simulações depende do tamanho da malha computacional e da complexidade do modelo utilizado. A relação tempo de simulação/tempo de processamento para o Caso A foi de 0,35 s/h para o modelo RPI, 0,43 s/h para o modelo de não-equilíbrio, 0,2 s/h para o modelo de fluxo crítico e 0,15 s/h para o modelo de Lee.

Conclusão

A análise dos resultados possibilitou constatar que o modelo RPI em sua forma original não é capaz de prever o superaquecimento da fase vapor bem como modelar os diferentes padrões de escoamento presentes no escoamento vertical para o caso estudado. Em situações em que se deseja determinar o superaquecimento da fase vapor, os modelos de ebulição de não-equilíbrio e de fluxo crítico mostraram resultados

promissores, embora o modelo de não-equilíbrio ainda deixe a desejar no que diz respeito à modelagem dos padrões de escoamento. O modelo de ebulição de Lee, utilizado com a abordagem VOF, foi o que apresentou resultados mais promissores em relação aos padrões de escoamento. Entretanto, este modelo superestima a temperatura da fase vapor mesmo quando todos os outros modelos apresentam temperaturas próximas a da saturação, sendo indicado para situações em que seja extremamente necessário modelar corretamente o padrão de escoamento na tubulação.

Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro da Petróleo Brasileiro S.A. (Petrobras), através do termo de cooperação 5850.0103010.16.9.

Referências

- [1] A. Franco; S. Filippeschi. Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: A review of the experimental results. *Microgravity Science and Technology*. 2012, 24, 3, 165-179.
- [2] P. Zhang; B. Wang; W. Shi; X. Li. Experimental investigation on two-phase thermosyphon loop with partially liquid-filled downcomer. *Applied Energy*. 2015, 160, 10-17.
- [3] H.R.B. Orlande, Ph.D. Thesis, Federal University of Rio de Janeiro, 1989.
- [4] H.P Guerra. Masters Dissertation. University of Blumenau, 2017
- [5] W.H. Lee. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling.
- [6] N. Kurul; M.Z. Podowski. Multidimensional effects in forced convection subcooled boiling, in: *Proceedings of 9th International Heat Transfer Conference*, Jerusalem, 1990.
- [7] J. Weise. Masters Dissertation. University of Blumenau, 2015.