

DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UM TERMOSSIFÃO BASEADO EM MINICANAIS

Gustavo Moreira dos Santos, gudos@id.uff.br

Jaqueline Diniz da Silva, jdiniz@id.uff.br

Fabio Toshio Kanizawa, fabio.kanizawa@mec.uff.br

Universidade Federal Fluminense, Rua Passo da Pátria, 156, Sala 206-D Bloco E (LATERMO), São Domingos, Niterói, RJ - CEP 24210-240

Resumo: O presente estudo apresenta o desenvolvimento de um novo aparato experimental e a avaliação do desempenho de um termossifão de circuito fechado baseado em minicanais com finalidade de remoção de calor e controle da temperatura de componentes de dimensões reduzidas. Os experimentos foram realizados para um termossifão com seções de testes consistindo em tubos de 4 mm ID, condensador tubo-tubo resfriado à água, fluido água deionizada, fluxo de calor de 1,5 a 14 kW/m², razão de enchimento de 100 a 135 % e a inclinação do escoamento variando entre 0 e 15°. Desta forma, esta investigação obteve resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva a partir da determinação da temperatura da superfície interna ao longo da seção de testes de evaporação. Adicionalmente, o presente estudo analisa os mecanismos dominantes durante a evaporação em canais com diâmetro reduzido com circulação natural.

Palavras-chave: Termossifão, Transferência de Calor, Ebulição Nucleada, Minicanais, Controle Térmico

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, devido ao incremento da necessidade em dissipação de calor em dispositivos eletrônicos em geral, como células fotovoltaicas para a conversão de energia solar em elétrica ou transistores de potência, acompanhada da miniaturização dos componentes, há uma demanda por sistemas de gerenciamento de calor capazes de remover elevados fluxos de calor. Nesse cenário, o uso de dissipadores de calor baseados em minicanais é atraente devido à sua compactidade e possibilidade de remover elevados fluxos de calor. Adicionalmente, em condições de operação com mudança de fase o coeficiente de transferência de calor é significativamente elevado; soma-se a esta discussão o fato de que durante vaporização ou condensação provê temperaturas do fluido e da superfície mais uniformes ao longo do dissipador de calor, dependendo principalmente da queda de pressão.

Os termossifões em circuito fechado são sistemas de transporte de energia podendo operar em condições monofásicas ou bifásicas, para os quais a circulação de fluido se dá por efeitos de empuxo induzidos por diferença de densidade do fluido ao longo do sistema, decorrente de gradiente de temperatura devido à transferência de calor. Este conceito de sistema de gerenciamento térmico é vantajoso em comparação a sistemas com circulação forçada, pois é independente de bombas ou compressores, tornando-o viável para utilização em ambientes confinados e possibilitando o incremento da eficiência global do sistema. No entanto, o número de resultados experimentais para estas condições disponíveis na literatura aberta é limitado. A partir da revisão da literatura, conclui-se que os mecanismos dominantes durante a ebulição em termossifões bifásicos tendem a ser distintos das condições para ebulição convectiva com escoamento forçado, conforme indicado por Franco e Fillipeschi (2012). Entretanto, discussões sobre o entendimentos desses mecanismos são embasadas em número reduzido de experimentos.

Chehade *et al.* (2014) avaliaram experimentalmente a relação entre a razão de preenchimento (*fill charge ratio* ou *filling ratio*) e o desempenho térmico do ciclo para um termossifão bifásico consistindo em evaporador e condensador baseados em minicanais operando com água. No estudo apresentado pelos autores, o evaporador é aquecido por efeito Joule através de resistência elétrica inserida em um bloco de cobre, o qual está em contato direto com o circuito do evaporador, com potência nominal de até 500 W. O condensador consiste em um trocador de calor que rejeita calor para água proveniente de um banho termostático com temperatura entre 5 e 40 °C. A vazão mássica é ajustada através de válvula de agulha e medidor calibrado, cujas características não são informadas pelos autores. Chehade *et al.* (2014) concluíram que a maior eficiência do sistema é obtida para razões de enchimento entre 7 e 10%, o que é consideravelmente reduzida.

Xu e Gan (2004) conduziram uma investigação experimental em termossifão composto de evaporador e condensador constituídos por minicanais paralelos, com intuito de avaliar a resposta dinâmica de pressão e temperatura ao longo do circuito. Os autores utilizaram metanol como fluido de trabalho e potência fixa de 50 W imposta no evaporador. A metodologia de aquecimento do evaporador é similar à de Chehade et al. (2014). Os autores observaram que o período das oscilações decresce significativamente com o incremento da potência imposta ao evaporador. Além disso, há um leve incremento da temperatura média da parede com o acréscimo da potência fornecida ao evaporador, indicando incremento do coeficiente de transferência de calor possivelmente relacionado com o aumento da vazão mássica ao longo do sistema.

Tsai *et al.* (2010) realizaram um estudo experimental de termossifões operando com mudança de fases, utilizando evaporador horizontal operando em condições de ebulição em piscina com alterações superficiais para intensificação de transferência de calor. Os autores avaliaram efeitos relacionados à taxa de calor adicionado ao sistema, fração de preenchimento do sistema com fluido de trabalho, e concluíram que efeitos de ebulição nucleada são dominantes nestas condições.

Com base na discussão acima, constata-se que o número de investigações experimentais focadas na determinação de parâmetros termo-hidráulicos durante a operação de termossifões bifásicos baseados em minicanais é limitado. Portanto, este estudo teve como objetivo contribuir para melhor entendimento sobre os mecanismos durante a ebulição em termossifões bifásicos baseados em canais reduzidos, obtendo resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor em diversas condições de operação.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Aparato Experimental

O circuito de termossifão bifásico construído é composto por:

- Um evaporador na disposição vertical, com escoamento ascendente.
- Uma condensadora que é um trocador de calor carcaça-tubo na orientação vertical.
- Uma linha de vapor na orientação horizontal.
- Uma linha de líquido na orientação horizontal.

A Figura 1 mostra um esquema geral do aparato experimental e suas medidas geométricas.

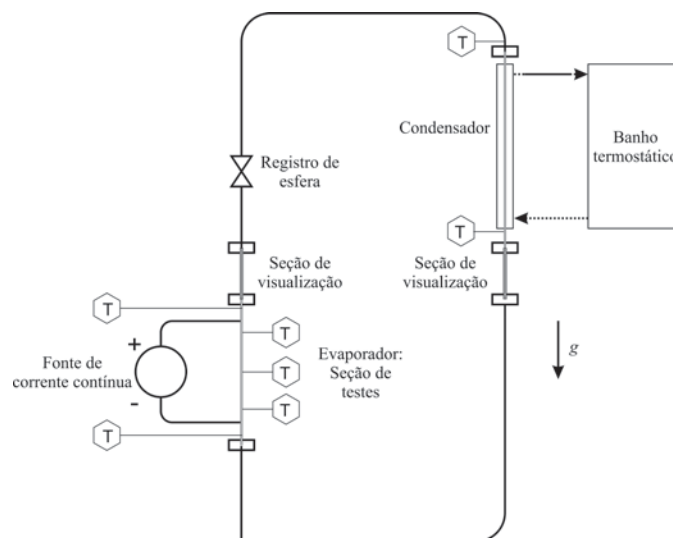


Figura 1. Esquema do Aparato Experimental.

As seções de visualização são feitas de tubo de borosilicato com diâmetro interno de 4 mm e parede de 1,0 mm. Eles estão dispostos na saída do evaporador e do condensador para as visualizações dos padrões de escoamento na saída do evaporador, e confirmação de escoamento monofásico de líquido na saída do condensador. O comprimento das seções de visualização do evaporador e condensador são, respectivamente, 100 mm e 50 mm.

O evaporador, a condensadora, a linha de vapor e a linha de líquido foram construídos de tubos de aço inox AISI 316, com mesmos diâmetros e espessura de parede da seção de visualização. As conexões utilizadas no aparato são do tipo anilhadas fabricadas em latão e as anilhas foram substituídas por anéis elásticos. As tubulações foram isoladas termicamente com espuma elastomérica de 25,4 mm (1 Polegada) de diâmetro com 10 mm de espessura. Para enchimento com fluido de trabalho foi soldado em um “te” uma válvula de serviço na parte superior do aparato. A Figura 2 ilustra o circuito de testes.

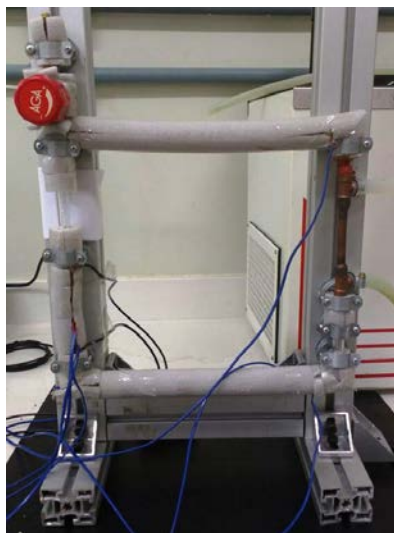


Figura 2. Aparato utilizado na campanha experimental.

Foram instalados 7 termopares tipo T ao longo do circuito de testes e para a obtenção das temperaturas de parede, onde a seção de testes conta com 3 termopares fixados na superfície externa, a partir dos quais é possível estimar a temperatura da superfície interna, e consequentemente o coeficiente de transferência de calor. Os termopares da seção de testes são igualmente espaçados de 30 mm entre si, sendo o primeiro termopar a 15 mm a jusante do início do aquecimento. Os termopares foram calibrados de acordo com a metodologia descrita por Abernethy e Thompson (1973), resultando em incertezas de até $\pm 0,15$ °C. O sistema de aquisição consiste em um sistema Agilent modelo 34972A com módulo para termopares.

Os demais termopares foram instalados ao longo do circuito com o objetivo de determinar a temperatura do fluido em distintos pontos do sistema, bem como possibilitar a estimativa da temperatura de fluido ao longo da seção de testes.

O aquecimento da seção de testes no evaporador é realizado através de resistência elétrica de níquel-cromo enrolado externamente e uniformemente, o qual foi isolado eletricamente através da utilização de verniz específico Weg lackterm 1303 B, com comprimento total de aquecimento de 90 mm. A resistência elétrica é alimentada por fonte de corrente contínua controlada, com potência nominal de até 150 W.

O comprimento do condensador é de 100 mm e foi construído como sendo um trocador de calor casco e tubo, onde o tubo interno possui as mesmas características do evaporador, e o tubo externo foi confeccionado a partir de tubulação de cobre comercial, com extremidades feitas de PTFE. Utilizou-se um tubo de cobre com diâmetro nominal de 9,53 mm, com as devidas conexões para o fluxo de água proveniente do banho termostático. O banho termostático utilizado na campanha experimental é do modelo Quimis Q-214M2.

2.2. Metodologia Experimental

Previamente ao início dos experimentos, a coerência da instrumentação era avaliada, através da checagem das temperaturas indicadas pelos termopares, os quais devem indicar valores similares. Também se conferia a inclinação do sistema em relação a horizontal.

Inicialmente o banho termostático era acionado, e se aguardava a estabilização da temperatura. A partir de então, iniciava-se o acionamento da resistência elétrica no evaporador através do ajuste de tensão elétrica fornecida pela fonte de corrente contínua. Aguardava-se a obtenção de condição de regime permanente, o que para o presente estudo corresponde a variações de temperatura em trechos adiabáticos do circuito inferiores à incerteza experimental durante 6 minutos. O sistema de aquisição era acionado, e a aquisição era realizada por ao menos 720 segundos, com frequência de aquisição de 3,47 Hz. Considera-se como valor numérico a média simples dos valores medidos durante o tempo de aquisição. Após a obtenção dos resultados, as novas condições desejadas eram definidas e o procedimento era repetido para outra condição experimental. A obtenção da condição de regime permanente demorava aproximadamente 30 minutos para ser obtida para o primeiro experimento da série.

O aparato experimental foi avaliado para inclinações entre 0 e 15° em relação ao plano horizontal, com incrementos de 5°. Os experimentos iniciavam-se com fluxos de calor nominais de 14 kW/m², correspondente ao máximo realizado durante este estudo. Posteriormente, o fluxo de calor era reduzido com decrementos de 2,5 kW/m², até o valor mínimo de 1,5 kW/m². A temperatura da água do condensador era fixada em 30, 40 e 50 °C, e a temperatura de saturação do fluido de trabalho dependia do balanço de energia no sistema, ficando com temperatura ligeiramente superiores que a da água do banho termostático.

A mudança de inclinação gera uma mudança na razão de enchimento. Tem-se que razão de enchimento é a relação da altura de líquido no evaporador e a altura de líquido presente no aparato. A razão de enchimento foi variada a partir das mudanças de inclinação. A Tabela 1 mostra as razões de enchimento a partir das inclinações.

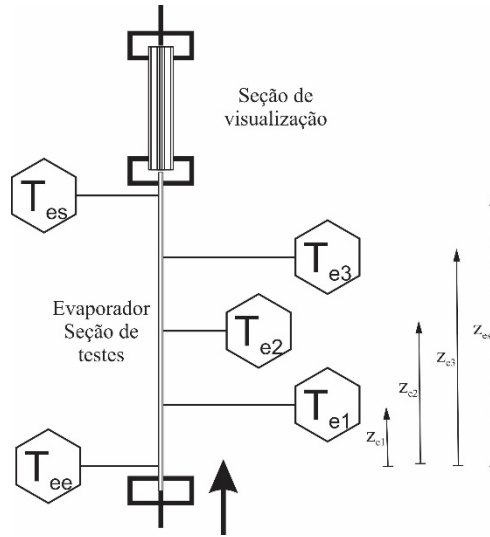
Tabela 1. Razões de enchimento obtidas com a mudança de inclinação do aparato.

Razão de enchimento (%)	Inclinação (°)
100,0	0
111,4	5
122,9	10
134,8	15

O coeficiente de transferência de calor local foi estimado a partir da Lei de Resfriamento de Newton, dada por:

$$h(z) = \frac{\dot{q}_{efetivo}}{T_{pi}(z) - T_F(z)} \quad (1)$$

Onde $h(z)$ é o coeficiente de transferência de calor local em W/m^2K , z a posição em mm de instalação do termopar analisado, $\dot{q}_{efetivo}$ o fluxo de calor considerando as perdas para o ambiente em W/m^2 , $T_{pi}(z)$ é a temperatura da parede interna em °C e $T_F(z)$ a temperatura do fluido na posição z em °C. As temperaturas da superfície interna foram determinadas a partir das medições de temperatura externa da superfície do tubo, conforme representado esquematicamente na Fig. 3 por T_{e1} , T_{e2} e T_{e3} , todas em °C. Esta figura também ilustra os pontos de medição das temperaturas T_{ee} e T_{es} em °C, correspondente a entrada e saída do fluido do evaporador, respectivamente, utilizadas para estimativa da temperatura do fluido ao longo da seção de testes.

**Figura 3. Disposição de instalação dos termopares para análise dos CTCs.**

A temperatura do fluido na posição z é estimada por meio da interpolação linear entre as temperaturas do fluido ao longo da seção de testes, conforme a seguinte relação:

$$T_F(z) = \frac{T_{es} - T_{ee}}{L} z + T_{ee} \quad (2)$$

Onde L é a distância axial em mm entre os pontos de medição de T_{ee} e T_{es} .

A temperatura da parede interna foi estimada a partir da solução da equação de difusão de calor ao longo da parede, e é dada como função da temperatura da superfície externa, a qual foi determinada experimentalmente $T_{pe}(z)$, do fluxo de calor efetivo $\dot{q}_{efetivo}$ e de propriedades da tubulação, conforme a seguinte relação:

$$T_{pi}(z) = T_{pe}(z) - \frac{\dot{q}_{efetivo} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) r_i}{k_{inox}} \quad (3)$$

Onde r_e é o raio externo em mm, r_i é o raio interno da seção de testes em mm, $T_{pe}(z)$ é a temperatura da parede medida na posição z em °C, k_{inox} é a condutividade térmica do aço inoxidável em $W/m-K$.

O fluxo de calor efetivo considerando o fluxo de calor perdido para o ambiente $\dot{q}_{perdido}$ e o fluxo de calor fornecido fonte $\dot{q}_{fonte}$ dados por:

$$\dot{q}_{efetivo} = \dot{q}_{fonte} - \dot{q}_{perdido} \quad (4)$$

$$\dot{q}_{fonte} = \frac{iV}{A_i} \quad (5)$$

Sendo i a corrente em A, a tensão da fonte V em V e A_i a área interna em m^2 do evaporador no comprimento aquecido.

O termo de calor perdido para o ambiente foi estimado a partir da consideração de transferência de calor unidimensional a partir da superfície externa do tubo da seção de testes e é dado por:

$$\dot{q}_{perdido} = \frac{\bar{T}_{pe} - \bar{T}_{\infty}}{R_{eq,teórico}} \quad (6)$$

Onde $\bar{T}_{\infty}$ é a temperatura média do ambiente em °C, medida com auxílio de termopar exposto ao ambiente, $\bar{T}_{pe}$ é a temperatura média da parede do condensador em °C e $R_{eq,teórico}$ é a resistência térmica equivalente teórica, contemplando as resistências térmicas de contato, condução ao longo do isolante e de convecção todas em Km^2/W .

$$R_{eq,teórico} = R_{iso} + R_{ar} + R_{conv} \quad (7)$$

Sendo as resistências térmicas de condução no isolante R_{iso} , de condução no isolante ar R_{ar} e convecção natural R_{conv} sendo calculadas como:

$$R_{iso} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ei}}{r_{ii}}\right)}{2\pi k_{iso} L_{iso}} \quad (8)$$

$$R_{ar} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_{ii}}\right)}{2\pi k_{ar} L_{ar}} \quad (9)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{amb} A_{iso}} \quad (10)$$

Sendo r_{ii} o raio interno do isolante em mm, r_{ee} o raio externo do isolante em mm, k_{ar} a condutividade térmica do ar em W/m-K, L_{ar} o comprimento da envolvido pelo ar que envolve o evaporador em mm, $L_{isolante}$ o comprimento do isolante no evaporador em mm, h_{amb} o coeficiente convectivo do ambiente em W/m²K e A_{iso} a área do isolante no ambiente em m². O coeficiente convectivo do ar foi calculado usando a metodologia de Cebeli (1974).

A partir das incertezas da potência da fonte de $\pm 0,60$ W para uma potencia aplicada de 14 W e a do termopar de $\pm 0,15$ °C, a incerteza do coeficiente de transferência de calor (CTC) h_{exp} foi estimada a partir da metodologia proposta por Moffat (1988) como inferior a 10 % para fluxos de 14 kW/m².

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. 3 ilustra a variação do coeficiente de transferência de calor (CTC) com o fluxo de calor para água de resfriamento a 30 °C e inclinação de 15°. Nesta figura também são apresentadas as estimativas de CTC para condição de ebulição em piscina (*pool boiling*) de acordo com Gorenflo (1990), Cooper (1984) e Borishanski (1969). Adotou-se a comparação com métodos de previsão de CTC para ebulição em piscina, pois não foi possível inferir a vazão mássica ao longo do sistema. De acordo com esta figura pode-se constatar que o coeficiente de transferência de calor aumenta com fluxo de calor, conforme esperado, e que apresenta concordância com os métodos de Copper (1984) e Borishanski (1969), enquanto que a metodologia de Gorenflo (1990) geralmente subestima os valores de h .

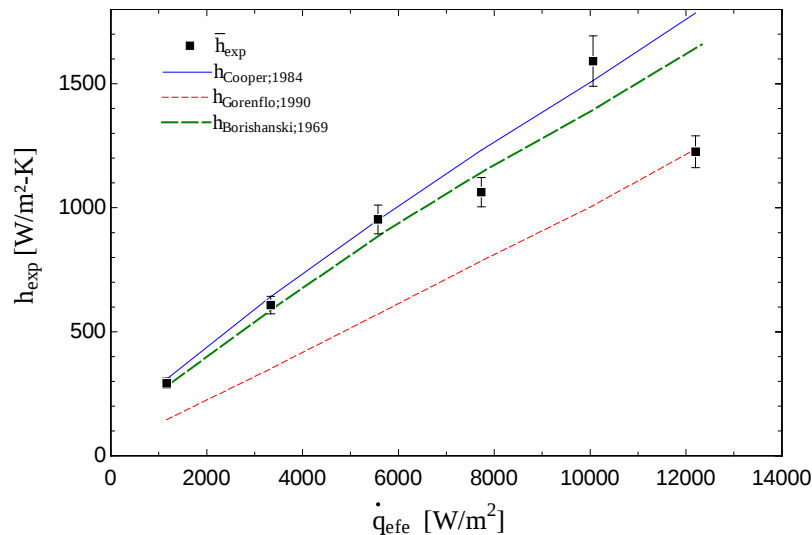


Figura 4. Comparação entre os resultados do CTC experimental junto de suas incertezas com as correlações de ebulição nucleada para $T_{cond}=30$ e 15° de inclinação.

A Fig. 4 ilustra a variação do CTC com fluxo de calor para seção de testes com inclinação de 5° , para distintas temperaturas da água de resfriamento. Conforme pode ser observado a partir desta figura, nenhuma tendência sobre a influência da temperatura da água de resfriamento no CTC pode ser inferida. Entretanto, esperava-se que com o incremento da temperatura de saturação do fluido de trabalho haveria incremento do CTC ao menos para fluxos reduzidos, pois a nucleação é favorecida para temperaturas mais elevadas (Collier e Thome, 1994). Por outro lado, o volume específico da fase vapor decresce com o incremento da temperatura de saturação, resultando a princípio em menor vazão mássica induzida pelo empuxo.

As Figs. 5 e 6 também apresentam a variação do CTC com fluxo de calor para distintas temperaturas do fluido de resfriamento, para inclinações de 10° e 15° , respectivamente. A partir destas figuras constata-se que o CTC aumenta com o fluxo de calor para as temperaturas inferiores, enquanto que para a máxima temperatura avaliada, o CTC apresenta incremento para fluxos reduzidos, e posteriormente apresenta redução ou platô com a variação de $\dot{q}_{efetivo}$, e então apresenta incremento para fluxos superiores a 10 kW/m^2 . Pode-se especular que o incremento de CTC com $\dot{q}_{efetivo}$ para as temperaturas inferiores é relacionado à ativação de mais cavidades para nucleação de bolhas, bem como indução de maior vazão.

Para o caso da temperatura mais elevada, a possibilidade de nucleação a fluxos reduzidos é superior conforme descrito por Collier e Thome (1994), o incremento inicial do fluxo de calor causa ativação de mais cavidades, e o escoamento posteriormente induzido causa degradação do CTC devido à perturbação da camada de fluido aquecido formada junto à parede. Para fluxos superiores, o efeito da vazão é suprimido devido a maior densidade de núcleos ativos.

Foi possível observar a partir da seção de visualização na saída do evaporador que com o aumento da inclinação da seção de testes há um aumento de fluxo reverso para a maioria dos casos. Esse fluxo reverso foi observado mais ativamente com a temperatura de parede do condensador de 50°C . Observou-se também que à medida que aumenta a temperatura de parede do condensador, havia uma tendência maior de secagem de parede no evaporador, com incremento abrupto da temperatura da seção de testes, o que pode danificar o aparato.

Assim, pode-se também especular que a redução do coeficiente de transferência de calor para a maior temperatura do fluido secundário se deve aos escoamentos reversos, conforme indicado por Tuo e Hrnjak (2013), talvez ocasionados por formação abrupta de grande quantidade de vapor na seção de testes. Estes autores especulam que a redução do CTC com $\dot{q}_{efetivo}$ se deve a formação de pistão de secagem, correspondente a pistões de vapor sem em sua periferia ter filmes de líquido.

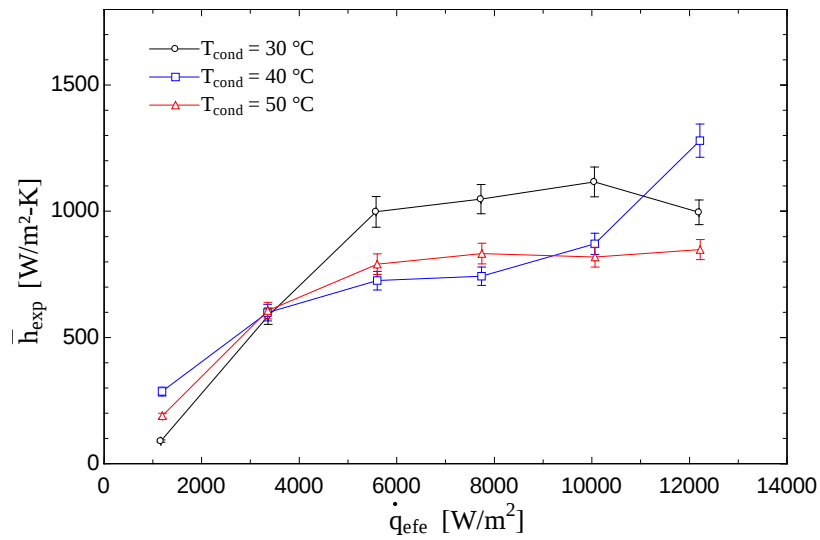


Figura 5. CTCs experimentais com as incertezas e 5 ° de inclinação variando a temperatura de parede do condensador

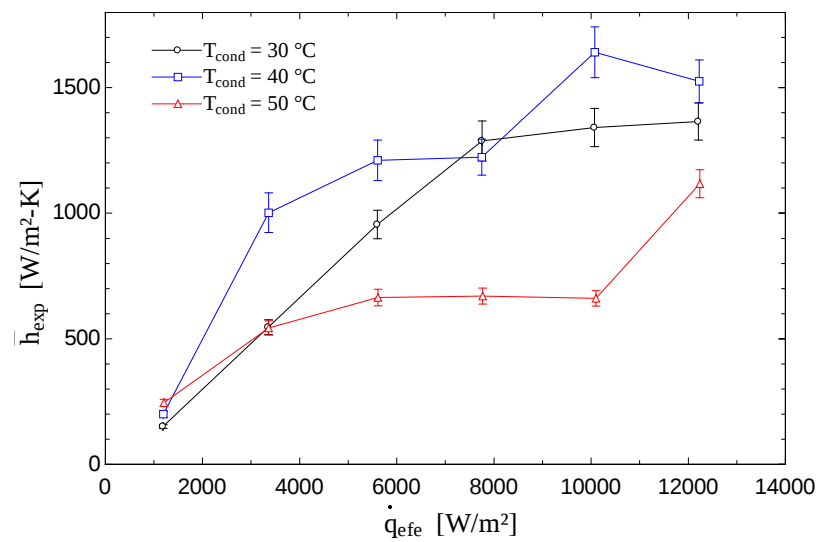


Figura 6. CTCs experimentais com as incertezas e 10 ° de inclinação variando a temperatura de parede do condensador

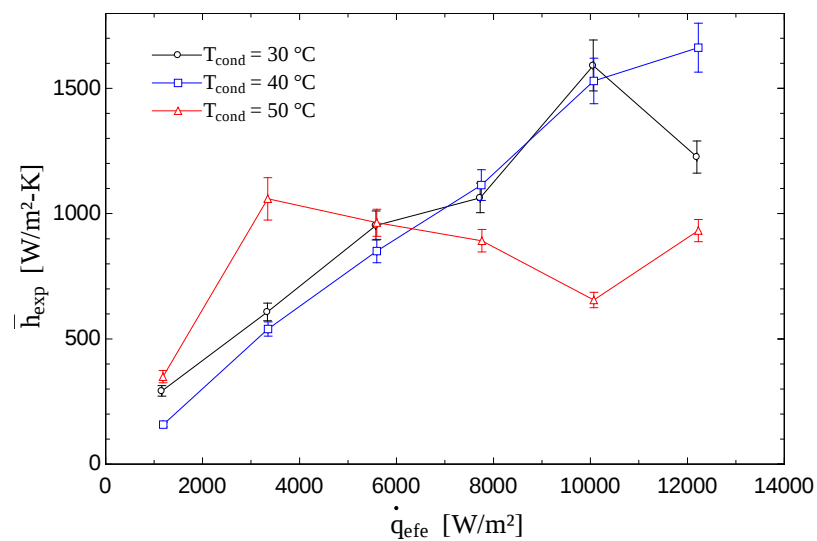


Figura 7. CTCs experimentais com as incertezas e 15 ° de inclinação variando a temperatura de parede do condensador

4. CONCLUSÕES

Os seguintes aspectos podem ser concluídos a partir deste estudo:

- O aumento da inclinação do aparato experimental aumenta a frequência de fluxos reversos. Nas Figs. 5 e 6 observa-se o efeito desse fenômeno que, segundo Tuo e Hrnjak (2013), tem como consequência o decremento ou o baixo incremento do CTC com o aumento do fluxo de calor devido a formação de um pistão de secagem, no qual foi possível visualizar com a seção de visualização.
- Os valores de coeficiente de transferência de calor determinados experimentalmente apresentam boa concordância com estimativas de h em condições de ebulição em piscina segundo Cooper (1984) e Borishanski (1969), indicando dominância de efeitos de ebulição nucleada, enquanto que efeitos convectivos são reduzidos.
- Dada a configuração atual de tamanho do evaporador, do tamanho da condensadora, do comprimento e altura do aparato, a inclinação de 0° torna o funcionamento do aparato altamente instável, pois em toda a faixa de fluxo de calor e todas as temperaturas de resfriamento ocorreu a secagem de parede do evaporador.
- Foram realizados ensaios com 20, 40, 60 e 80 % de razão de enchimento (*fill charge ratio*), mas em todos os casos os ensaios não chegaram ao regime permanente devido ao aumento abrupto da temperatura de parede do evaporador (secagem de parede).
- Para obter um dimensionamento ótimo para determinada configuração de aparato (comprimento das seções adiabáticas, altura do evaporado e altura do condensador) deve-se investigar a melhor combinação de temperatura de resfriamento com razão de enchimento. Nas condições utilizadas na campanha experimental, a combinação que obteve melhor desempenho para troca de calor foi a com inclinação de 15° e temperatura do fluido de resfriamento de 40°C .

5. AGRADECIMENTOS

Os presentes autores reconhecem o apoio dado pelo PGMEC/UFF e LATERMO por terem disponibilizado o espaço e os equipamentos para a realização do estudo. O apoio financeiro provido pela Proppi-UFF segundo edital FOPESQ 2017 também foi essencial para a realização dos experimentos.

6. REFERÊNCIAS

- Abernethy, R.B. and Thompson, 1983, "Uncertainty in gas turbine measurement", J.W. Handbook, National Technical Information Service.
- Borishanski, V.M., 1969, "Correlation of the Effect of Pressure on the Critical Heat Flux and Heat Transfer Rates Using the Theory of Thermodynamic Similarity", Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media, Pergamon Press, New York, pp. 16-37.
- Cebeci, T., 1974, "Laminar-free-convective-heat transfer from the outer surface of a vertical slender circular cylinder", In Proc. Fifth Intl. Heat Transfer Conf., volume 3, pages 15–19, Tokyo, September 3–7.
- Chehade, A.A., Louahli-Gualous, H., Le Masson, S., Victor, I. and Abouzahab-Damaj, N., 2014, "Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance", Energy Convers, Manag, 84, pp. 671-680.
- Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, "Convective boiling and condensation", Oxford engineering science series, 3rd ed.
- Cooper, M.G., 1984, "Saturation nucleate pool boiling: a simple correlation", 1st U. K. National Conference on Heat Transfer, vol.2, pp.785-793.
- Franco, A., Filippeschi, S., 2012, "Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: a review of the experimental results", Microgravity Sci. Technol. 24, pp. 165–179.
- Gorenflo, D., Sokol, P. and Caplanis, S., 1990, "Pool boiling heat transfer from single plain tubes to various hydrocarbons", Int. J. Refrig., 13, pp. 286-292.
- Kang, S.W., Tsai, M.C., Hsieh, C.S. and Chen, J.Y., 2010, "Thermal performance of a loop thermosyphon", Tamkang Journal of Science and Engineering, vol. 13, pp. 281-288.
- Kyung, I.S., and Lee, S.Y., 1996, "Periodic flow excursion in an open two-phase natural circulation loop", Nuclear engineering and design, 162(2-3), 233-244.
- Moffat, R.J., 1988, "Describing the uncertainties in experimental results", Exp. Thermal Fluid Science, v. 1, p. 3-17.
- Tuo, H.F. and Hrnjak, P.S., 2013, "Periodical reverse flow and boiling fluctuations in a microchannel evaporator of an air-conditioning system", Int. J. Refrig., pp. 1263–1275.
- Xu, J.L and Gan, Y.H., 2004, "Oscillating flow behavior of a natural circulation loop using minichannels at atmospheric pressure", Appl Therm Eng, pp. 2665–2677.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores Gustavo Moreira dos santos, Jaqueline Diniz da Silva e Fabio Toshio Kanizawa são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF THERMOSYPHON BASED ON MINICHANNELS

Gustavo Moreira dos Santos, gudos@id.uff.br
Jaqueline Diniz da Silva, jaqueline@sc.usp.br
Fabio Toshio Kanizawa, fabio.kanizawa@mec.uff.br

Federal University Fluminense, Rua Passo da Pátria, 156, Sala 206-D Bloco E (LATERMO), São Domingos, Niterói, RJ - CEP 24210-240

Abstract. *The present study presents the development of a new experimental apparatus and the evaluation of the performance of a closed circuit thermosyphon based on minichannels for the purpose of heat removal and temperature control of small components. The experiments were carried out for a thermosyphon with a test section of a 4 mm ID tube, with water-cooled tube-in-tube condenser, deionized water fluid, heat flux between 1.5 and 14 kW / m², filling ratio between 100 and 135%, and inclinations ranging from 0 to 15°. Thus, this research obtained experimental results for the heat transfer coefficient during convective boiling. In addition, the present study analyzes the dominant mechanisms during evaporation in channels with reduced diameter without forced convection. It is noteworthy that the number of experimental results available in the open literature is limited for similar conditions.*

Keywords: *Thermosyphon, Heat Transfer, Nucleate Boiling, Minichannels, Thermal Control*