

AVALIACÃO EXPERIMENTAL DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO EM CIRCUITO FECHADO

Bianca Godoy Biancardi, biancardibianc@gmail.com

Gherhardt Ribatski, ribatski@sc.usp.br

Departamento de Engenharia Mecânica, EESC-USP, Av. Trab. São-Carlense, 400, São Carlos - SP, 13566-590

Resumo: No presente estudo, um termossifão bifásico em circuito fechado foi avaliado experimentalmente. O evaporador e o condensador do termossifão avaliado consiste de 14 minicanais retangulares com diâmetro hidráulico de 1,71mm e comprimentos de 120 mm e 208 mm, respectivamente. O dispositivo avaliado é de alumínio e a sua seção frontal é composta de vidro transparente de forma que os padrões de escoamento possam ser avaliados. O fluido de trabalho utilizado foi o etanol com grau de pureza de 99,5%. Ensaios foram conduzidos para fluxos de calor no evaporador de até 100W para razões de preenchimento do fluido de trabalho de 60, 70 e 80%. Levantou-se resultados para a velocidade mássica ao longo do dispositivo e para a resistência térmica total entre as superfícies do evaporador e do condensador. Constatou-se que a resistência térmica decresce e a vazão mássica de fluido refrigerante se eleva com o aumento do fluxo de calor para as condições experimentais avaliadas no presente estudo.

Palavras-chave: Termossifão, Minicanais, Evaporação, Condensação.

1. INTRODUÇÃO

A dissipação de elevadas taxas de calor e o adequado gerenciamento térmico são necessidades reais em equipamentos encontrados em diversos setores industriais como a eletrônica de potência (Agostini, 2013), eletrônica embarcada (Sarno *et al.* 2007), células combustíveis (Garrity *et al.* 2007; Garrity *et al.* 2009) e telecomunicações (Samba *et al.* 2013). Nos últimos anos, a elevação da velocidade de processamento em dispositivos eletrônicos gerou uma demanda por conceitos de refrigeração inovadores e mais eficientes, que permitam atender a demanda de resfriamento associada a minimização do consumo de energia e dos custos financeiros e ambientais. Embora o resfriamento a ar não seja obsoleto, novas tecnologias de resfriamento encontram-se em análise, entre as quais, o resfriamento com mudança de fase parecer ser o mais proeminente.

Uma destas soluções de arrefecimento consiste em implementar sistemas passivo de duas fases, isto é, dispositivos que dependem da gravidade e do empuxo para promover o fluxo de refrigerante bifásico a partir do dissipador de calor. Um destes sistemas é o termossifão em que as fases líquido-vapor circulando em um circuito fechado transportam calor devido a diferença de densidade e de nível entre o evaporador e o condensador. O termossifão por ser um sistema de arrefecimento passivo possui como vantagens custo inferior, compactidade e nível reduzido de vibrações devido a inexistência de um excitador mecânico, tal como uma bomba ou compressor, aumentando assim a confiabilidade do sistema e reduzindo o consumo de energia.

Neste contexto, o presente trabalho consiste em um estudo experimental de um termossifão bifásico do tipo circuito fechado baseado em minicanais. A tecnologia de dissipadores de calor baseado em minicanais combinada a termossifões se coloca como opção promissora para aplicações na indústria de arrefecimento, uma vez que segundo Ribatski *et al.* (2007) ao se reduzir a dimensão do canal, ocorre a elevação da razão entre a área de contato com o fluido de trabalho e o volume do trocador, permitindo reduzir a quantidade de fluido de trabalho e o tamanho do equipamento.

Um diagrama esquemático de um termossifão encontra-se ilustrado na Fig. 1. Este sistema é composto pelos seguintes componentes principais: (i) evaporador, onde o calor é absorvido a partir de uma fonte e o fluido de trabalho evaporado, (ii) o tubo ascendente, no qual o fluido bifásico escoar para a região superior do dispositivo devido a diferença de densidades, (iii) o condensador, onde o refrigerante é resfriado e condensado rejeitando calor para o ambiente (iv) o tubo de retorno, em que o refrigerante no estado líquido retorna ao evaporador por efeito de gravidade.

A vazão mássica ao longo do termossifão está associada ao potencial de acionamento (Δp_{dr}), que depende da diferença de altura entre o evaporador e o condensador, a gravidade e a diferença de densidade do fluido entre o tubo ascendente (bifásico, com densidade reduzida) e o tubo descendente (líquido, com densidade elevada).

O objetivo deste trabalho é avaliar experimentalmente o desempenho de um termossifão bifásico operando segundo circuito fechado. O fluido refrigerante utilizado foi o etanol 99,5%, operando com temperatura de saturação de 55°C° correspondente a 0,25 atm de pressão interna. Avaliou-se a velocidade mássica do fluido de trabalho e a resistência

térmica global para diferentes cargas de resfriamento e razões de preenchimento do termossifão (definida como a razão entre o volume de líquido presente no sistema e o seu volume total) de 60, 70 e 80%.

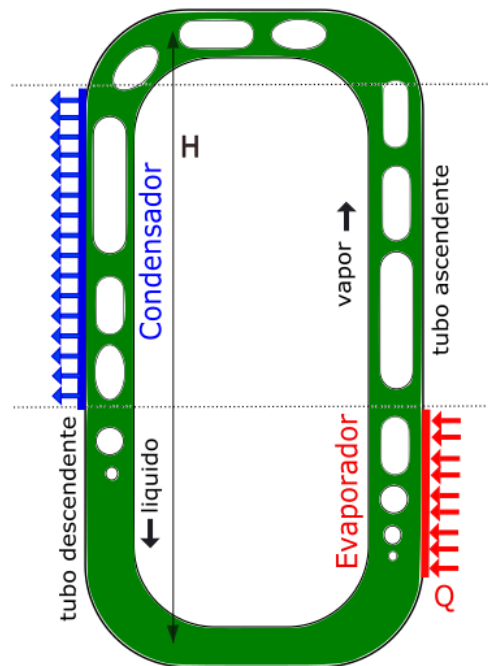


Figura 1 – Ilustração esquemática da operação de um termossifão bifásico.

2. APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O aparato experimental encontra-se ilustrado na Fig. 2. Ele consiste de minicanais nas seções do evaporador e condensador. O efeito de resfriamento no condensador é obtido por meio da circulação de água resfriada fornecida por um banho termostático (LAUDA RE120) em uma peça de alumínio contendo os minicanais do condensador.

Uma resistência elétrica de 100 W, responsável pelo efeito de aquecimento, foi posicionada em um orifício na parte traseira e inferior do evaporador. Foi desenvolvido um programa de controle por modulação de largura de pulso (PWM) de modo a controlar a potência da resistência elétrica e possibilitar a análise do comportamento do dispositivo para diferentes potências aplicadas. O sinal PWM é totalmente digital porque, em qualquer dado instante de tempo, a alimentação CC ou está totalmente ligada ou completamente desligada. O controle PWM implementado era responsável por manter a resistência elétrica operando em uma fração de período de tempo do controle PWM proporcional à parcela de potência indicada pelo operador na interface de controle. Foi utilizada uma frequência de modulação suficiente de modo que o período do ciclo PWM era curto em relação ao tempo de resposta da resistência elétrica com a mudança de estado de comutação, sendo portanto a potência térmica por ela dissipada aproximadamente uniforme.

Na câmara inferior e superior encontram-se instalado termopares (PT100) de forma a permitir avaliar o estado termodinâmico local do refrigerante. Nas seções de aquecimento e resfriamento do evaporador e condensador, respectivamente, estão instalados três termopares (tipo K) alinhados ao longo do eixo central destes dispositivos de modo que seja possível avaliar o perfil de temperatura e o fluxo de calor nestes componentes. A disposição dos termopares encontra-se ilustrada na Fig. 3, que apresenta as vistas laterais do evaporador e condensador.

Na seção de saída dos minicanais do condensador, o líquido refrigerante escoar por um canal que apresenta em seu final uma bifurcação, onde a temperatura é determinada por um termopar (T1) cuja junção se encontra em contato com o fluido de testes. Ambos os canais da bifurcação se conectam a uma câmara inferior. A manobra de uma válvula esférica permite determinar o canal da bifurcação pelo qual o líquido escoar. Estes canais possuem diâmetros distintos, e por meio da queda de pressão medida ao longo de seu comprimento, avaliada por meio de um transdutor diferencial de pressão (Endress-Hausser PMD75 0-3 kPa), determina-se a vazão de refrigerante ao longo do circuito.

Resultados foram adquiridos, a partir dos sinais dos transdutores e termopares utilizados, através de um sistema de aquisição da *National Instruments* e um computador pessoal também utilizados no monitoramento e controle da operação do termossifão. O sistema de aquisição de dados é formado por um suporte com conexão USB C.DAQ-9171, um módulo de entrada analógico para 16 termopares NI 9213 e um módulo para aquisição de dados de tensão NI USB-6008, responsáveis pela aquisição de 14 sinais de temperatura e 3 sinais de pressão. A interface com o usuário, controle e aquisição de dados é efetuada por meio de um programa em LabView.

A Tab. 1 apresenta a incerteza das medições para cada instrumento utilizado. Para os transdutores de pressão, os valores de incerteza foram obtidos dos fabricantes e para os termopares, efetuou-se procedimento de calibração e análise de incertezas de acordo com procedimento indicado por Abernethy e Thompson (1973).

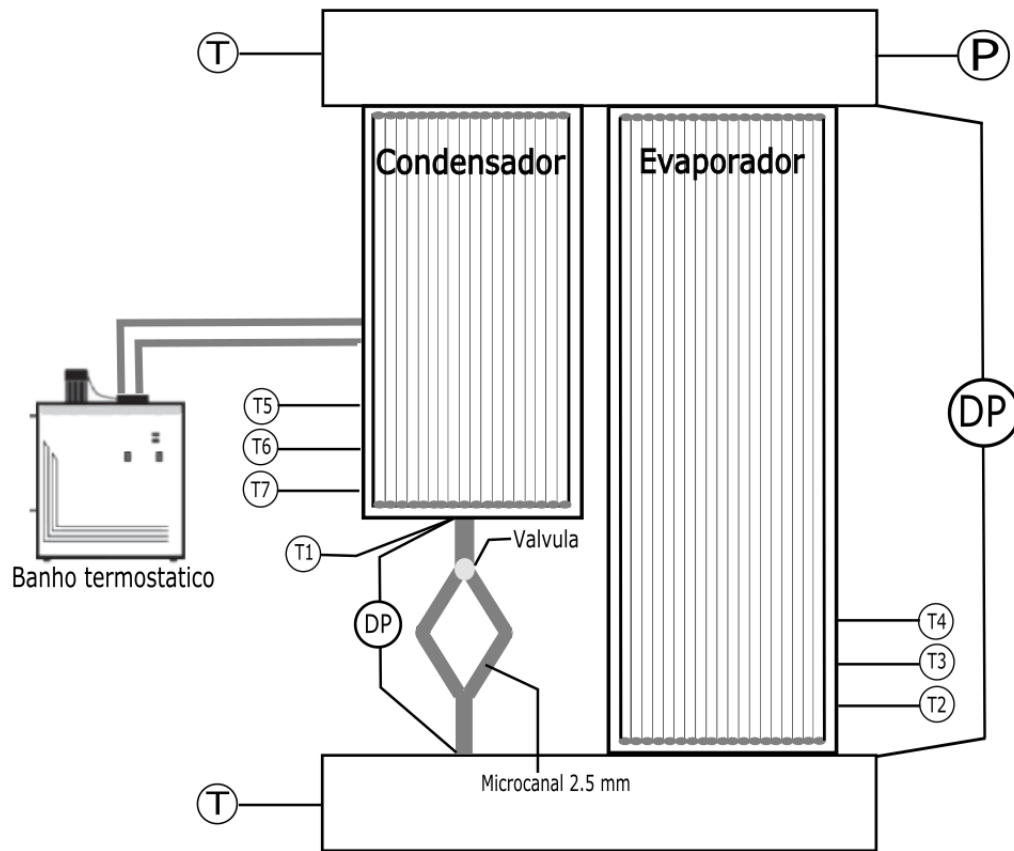


Figura 2 - Aparato experimental

Tabela 1 - Incertezas do instrumentos de medida

Instrumento		Intervalo de medida	Incerteza de medida
Transdutor de pressão absoluta (bar)	Endress-Hausser-Cerabar M-PMP51	0-10	0,015
Transdutor diferencial de pressão (kPa)	Endress-Hausser PMD75	0-3	0,002
Termopares condensador (°C)	Tipo K	20-55	0,2
Termopares evaporador (°C)	Tipo K	55-120	0,2

O procedimento experimental consistiu dos seguintes passos: A seção do evaporador era submetida a diferentes potências de aquecimento, entre 60 e 100% da potência nominal da resistência elétrica variando segundo intervalos de 10%. O procedimento era iniciado com 100% de potência.

Uma vez que o sistema se encontrava em condições de regime permanente, caracterizada por sinais de temperatura inferiores a incerteza de suas medidas, a aquisição de dados era iniciada. A temperatura do fluido do banho termostático e, conseqüentemente, do fluido no interior do termossifão, era controlada por meio de um código de controle em resposta à temperatura do condensado, de modo a mantê-la constante.

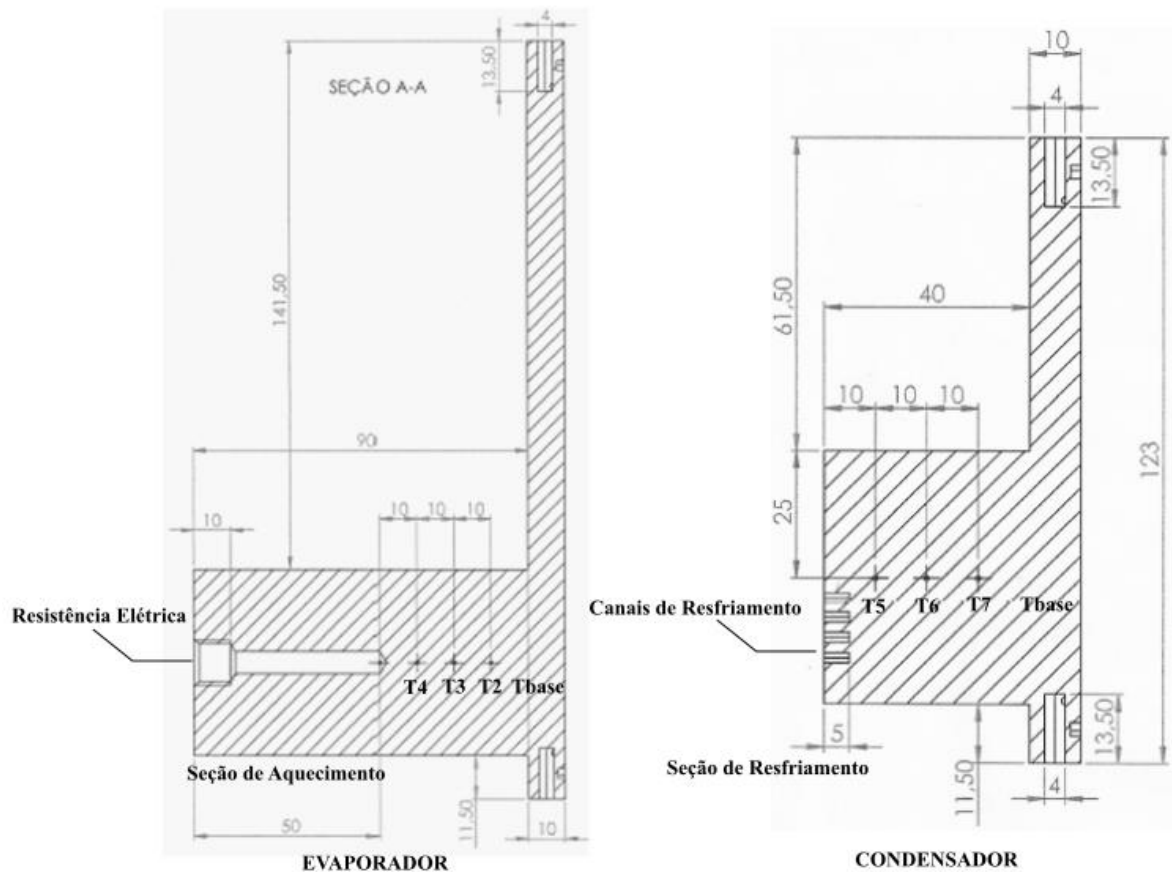


Figura 3 -Disposição dos termopares nas seções do evaporador e condensador

Na avaliação da velocidade mássica do fluido de trabalho, calibra-se previamente o medidor de vazão, similar ao desenvolvido por Moreira et al. (2017), por meio da comparação entre a perda de pressão avaliada a partir do transdutor diferencial de pressão ao longo do minicanal de retorno do fluido condensado de 2,5 mm de diâmetro (Fig. 2), e a vazão mássica estimada por meio da determinação da quantidade de massa depositada em uma balança de precisão (Marte Toledo precisão 0,01g) durante período de 2 minutos (precisão 1 ms). A temperatura do fluido no estado líquido e sua vazão durante o processo de calibração (Etanol, 99,5%) eram estabelecidos por meio de um banho termostático (Lauda RE210), conectado ao dispositivo de medida por meio de mangueiras de silicone. O ajuste fino da vazão através do dispositivo de medida durante o processo de calibração se dava por meio do ajuste de válvulas de agulha dispostas a montante e a jusante do canal para o qual avaliou-se a perda de pressão. O processo de calibração do medidor de vazão foi realizado para 4 diferentes temperaturas, variando de 25°C a 55°C, com incrementos de 10°C. Para cada temperatura, variou-se a queda de pressão ao longo do canal de 0,5 kPa até 3,0 kPa, segundo intervalos de 0,5 kPa. Foram realizadas 5 medições para cada condição. A partir da regressão linear destes dados, realizada por meio do programa Microsoft Excel (2016), obteve-se a seguinte curva de calibração relacionando a velocidade mássica como função da queda de pressão ao longo do minicanal:

$$\dot{m} = \left(0,014 \frac{\mu_{20}}{\mu} - 0,015\right) (\sqrt{\Delta P \rho})^{\left(2,275 \frac{\mu}{\mu_{20}} - 0,971\right)} \quad (1)$$

A Fig.4 ilustra uma comparação entre a velocidade mássica medida experimentalmente por meio da taxa de deposição de líquido em um reservatório sobre uma balança e a velocidade mássica, calculada pelo método proposto.

O método utilizado, dado pela Eq. (1), apresentou desvios inferiores a 4% em relação aos valores medidos experimentalmente por meio da taxa de deposição de líquido.

A densidade do líquido no medidor de vazão, tanto no processo de calibração como durante os ensaios do termossifão, foi avaliada por meio do termopar T1, o qual está localizado na entrada do medidor de vazão.

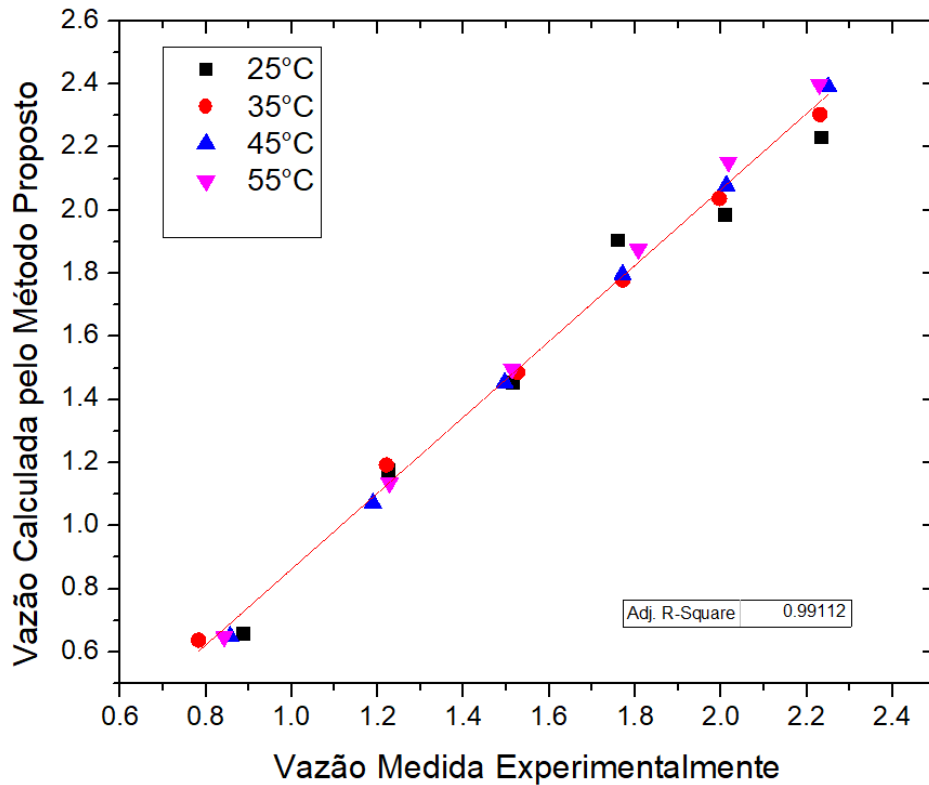


Figura 4 - Comparação entre a vazão medida experimentalmente e vazão calculada pelo método proposto para o diâmetro de 2,5 mm.

2.1. Cálculo da resistência térmica global

Avaliou-se a resistência térmica global de acordo com a seguinte relação:

$$R = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{P_{resist}} \quad (2)$$

sendo T_{evap} temperatura de base (*footprint*) do evaporador, e T_{cond} temperatura de base do condensador.

A fim de estimar a temperatura de base (*footprint*) das seções do evaporador e condensador, foi feita uma regressão linear das temperaturas dos termopares T2, T3 e T4 presentes na seção do evaporador e T5, T6 e T7 presentes na seção do condensador (Fig.3). A reta foi ajustada por meio do programa Origin (2016) e os coeficientes foram utilizados para a determinação da temperatura de base que se encontra a 10 mm dos termopares 2 e 7 conforme ilustrado na Fig. 3.

Para o cálculo da resistência térmica do dispositivo foram utilizadas as potências fornecidas pelo sistema de aquisição (potência real fornecida pela resistência elétrica) multiplicada pela parcela do tempo que ela foi alimentada (controle PWM) ao longo do ensaio (100%, 90%, 80%, 70% e 60%).

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figs. 5 e 6 ilustram a variação da resistência térmica do termossifão e da velocidade mássica com a variação do fluxo de calor, respectivamente, para as razões de enchimento de 70 e 80%.

Comparando os valores de resistência térmica global encontrados para o termossifão com valores de resistência térmica de um bloco de alumínio com mesmas dimensões, tem-se uma redução de aproximadamente 97%.

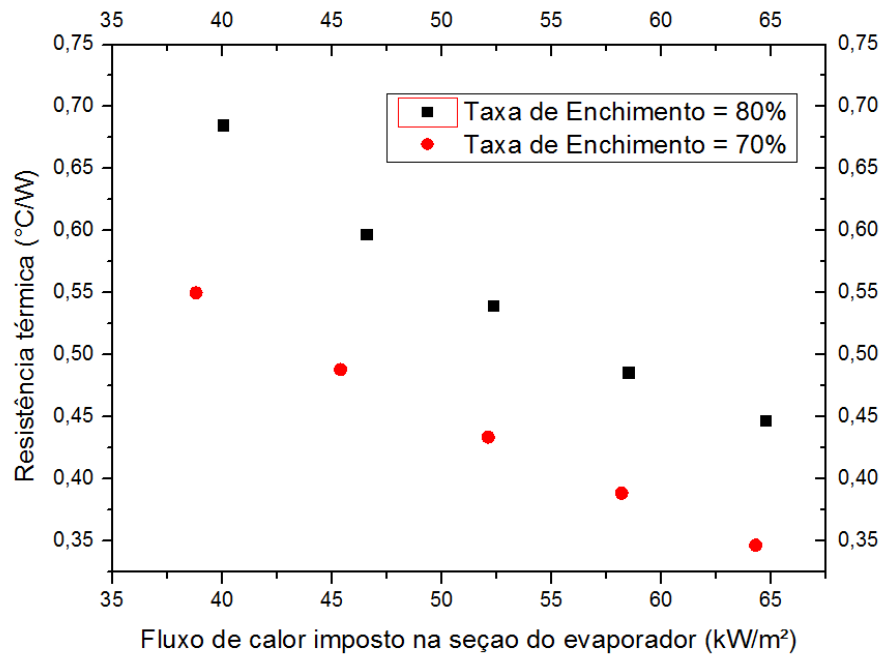


Figura 5 - Variação da resistência térmica global do dispositivo com o incremento do fluxo de calor

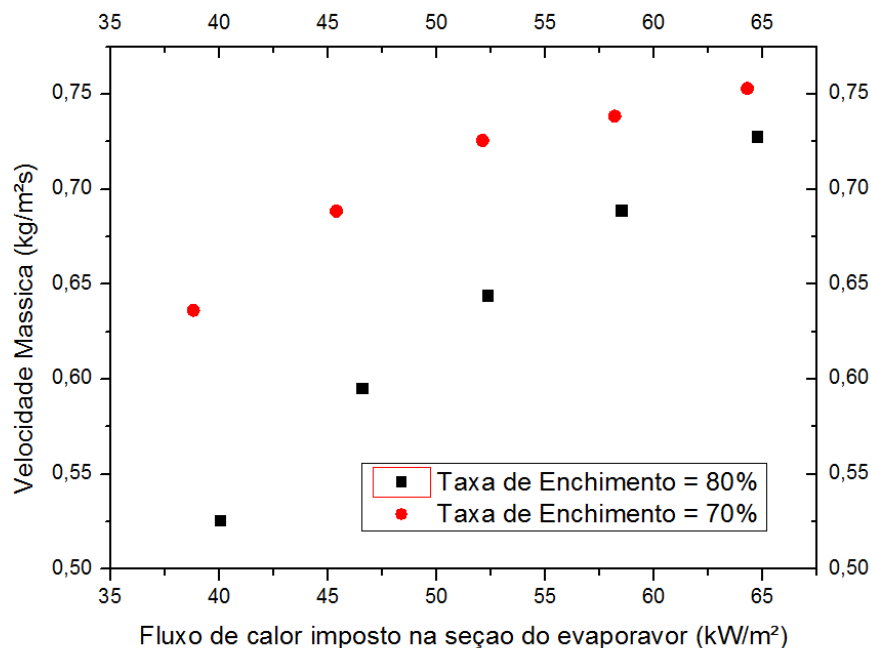


Figura 6 - Variação da velocidade mássica com o incremento do fluxo de calor.

Observa-se na Fig. 5 que a resistência térmica do dispositivo decresce com o aumento do fluxo de calor. É esperado, que, para razões de enchimentos inferiores a resistência térmica aumente devido a ocasional secagem da seção do evaporador e consequente aumento na temperatura de base. É também esperado que exista um fluxo de calor crítico, no qual, após atingir um valor mínimo, a resistência térmica passe a aumentar com o incremento da imposição de calor. Este efeito se dá também devido à eventual secagem da seção do evaporador em fluxos de calor elevados. Este comportamento não foi observado neste estudo, concluindo que o dispositivo avaliado pode ser submetido a fluxos de calor superiores aos avaliados.

O termossifão é conhecido na literatura (Delano, 1998) por ser um dispositivo de bombeamento por efeito de bolhas, e, quando aplicado com minicanais, apresenta melhor desempenho, uma vez que este efeito causa a propagação de pistões de líquido nos minicanais, postergando fenômeno de secagem da seção do evaporador. Segundo Agostini *et al.* (2011) esse efeito se intensifica em razões de enchimentos superiores. No entanto, para razões de enchimento elevadas pode ocorrer uma eventual inundação da seção do condensador e consequente aumento da resistência térmica (Agostini, 2013; Franco, 2013; Tsoi *et al.* 2011 e Chang *et al.* 2010). Isso destaca a estreita relação entre a razão de enchimento e o fluxo de calor imposto com a resistência térmica do dispositivo.

No presente estudo verificou-se um melhor desempenho para uma razão de enchimento de 70%. Observa-se na Fig. 5 que para esta razão de enchimento a resistência térmica do dispositivo apresentou valores aproximadamente 20% inferiores aos valores observados para uma razão de enchimento de 80%, independentemente do fluxo de calor imposto no evaporador.

Segundo a Fig. 6, a vazão mássica se eleva com o incremento do fluxo de calor. Especula-se que, para fluxos de calor superiores aos avaliados neste estudo, a velocidade mássica, após apresentar um valor máximo, decresça com aumentos adicionais do fluxo de calor devido ao aumento de efeitos de atrito. Como destacado na literatura (Lamaison *et al.* 2017), a curva apresentada é típica da operação de termossifão em regime de gravidade dominante com fluxo de calor reduzido. Neste regime, para variações reduzidas do título de vapor, há uma grande mudança na fração de vazio e, portanto, da densidade e da força de empuxo. Esta força pode ser equilibrada por um aumento significativo na força de atrito correspondente, o que somente é possível para fluxos mássicos superiores. Como resultado, o regime de gravidade dominante é caracterizado por um aumento do fluxo mássico com o aumento do fluxo de calor. No entanto, a conversão contínua do fluido de densidade superior em vapor de baixa densidade devido ao aumento no fluxo de calor exige que a velocidade da mistura aumente, resultando no aumento da força de atrito e, conseqüentemente, na diminuição da taxa de fluxo. Assim, o regime de atrito dominante é caracterizado por uma diminuição na taxa de fluxo mássico com aumento no fluxo de calor. Não foi observado o regime de atrito dominante para as condições testadas.

Não foi possível a análise da vazão mássica para razões de enchimento inferiores a 70%. No decorrer dos procedimentos experimentais, para razões de enchimento inferiores e máximo fluxo de calor aplicado, não se observava o deslocamento contínuo do fluido, ocorrendo escoamento reverso do evaporador para o condensador através da câmara inferior. Tal comportamento corrobora resultados de estudos recentes (Cataldo, 2017), uma vez que em cargas reduzidas de refrigerante o funcionamento do termossifão é afetado por instabilidades no escoamento. Estas instabilidades ocorrem quando uma variação positiva da velocidade mássica do refrigerante causa uma variação negativa na queda de pressão do evaporador. Sabe-se que o fluxo de massa no termossifão é devido a um potencial de condução (Δp_{dr}), que depende da diferença de altura entre o evaporador e o condensador, a gravidade e a diferença de densidade entre o tubo ascendente (bifásica, baixa densidade) e o tubo descendente (monofásica, alta densidade). Este potencial de condução (Eq. (4)) precisa superar a queda de pressão de atrito e de momento, dependentes da taxa de fluxo de massa e da fração de vazio, para se obter o fluxo contínuo de fluido. Para os casos de baixas razões de enchimento, a fração de vazio do fluido bifásico no evaporador se torna maior, aumentando a queda de pressão de atrito e de momento. Esse fator somado a coluna reduzida de fluido monofásico na seção do condensador acarreta um aumento na segunda parcela da Eq. (4). O potencial motriz, então, não é suficiente para que haja o fluxo de massa contínuo e há o escoamento reverso do fluxo bifásico.

$$\begin{cases} \Delta p_{dr} = gH(\rho_{down} - \rho_{riser}) \\ \Delta p_{fr} = f(\dot{m}, \rho_l/\rho_v, D_i, P, \dots) \\ \Delta p_{mom} = f(\dot{m}, \rho_l/\rho_v, P, \dots) \end{cases} \quad (3)$$

$$\Delta p_{dr} = \Delta p_{fr} + \Delta p_{mom} \quad (4)$$

4. CONCLUSÕES

Avaliou-se o desempenho de um termossifão baseado em minicanais a partir do levantamento de resultados experimentais para a resistência térmica e a vazão mássica para diferentes potências de aquecimento e diferentes razões de enchimento.

Para as condições avaliadas, notou-se que a resistência térmica decresce com o incremento da potência de aquecimento. Notou-se também que a razão de enchimento do fluido refrigerante tem influência no desempenho do dispositivo termossifão. A razão de enchimento de 70% caracterizou o melhor desempenho, uma vez que o dispositivo manteve menores valores de resistência térmica quando comparado com os valores observados para razões de enchimento superiores. Constatou-se tal comportamento para todo o intervalo de fluxo de calor aplicado.

Concluiu-se ainda que a vazão mássica aumenta com o aumento do fluxo de calor até um valor máximo. Não foi observado para as condições testadas o regime dominado por efeitos de atrito, indicado pela literatura. Isso permite especular que o dispositivo avaliado pode operar em fluxos de calor superiores aos utilizados no presente estudo para as razões de enchimento avaliadas.

5. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pela bolsa fornecida; ao técnico de laboratório Hélio Donisetti Trebi, responsável pela manufatura, montagem e manutenção da bancada de testes; à Fapesp por meio do processo 2011/50727-9; e à doutoranda Karime Caminoto.

6. REFERÊNCIAS

- Abernethy, R.B.;Thompson, J.W (1937). Handbook uncertainty in gas turbine measurements. Tenesse (U.S.A): Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station.
- Agostini, B. and Ferreira, E. (2011). Non-intrusive measurement of the mass flow rate inside a closed loop two-phase thermosiphon, in VIII Minsk International Seminar: Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power sources (Minsk, Belarus).
- Agostini, B. and Habert, M., 2013, "Compact thermosiphon heat exchanger for power electronics cooling", J. Energy Power Eng. Vol. 7, pp. 972-978.
- Cataldo, F., and Thome, J. R., Experimental evaluation of the thermal performances of a thermosiphon cooling system rejecting heat by natural and forced convection, Appl. Therm. Eng. 127 (2017) 1404-1415
- Chang, C. C., Kuo, S. C., Ke, M. T.; Chen, S. L., 2010, "Two phase closed-loop thermosiphon for electronic cooling", Exp. Heat Transf., Vol 23, pp. 144-156.
- Delano, N. (1998). Design analysis of the Einstein refrigeration cycle, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, 1998.
- Franco, A. and Filippesch, S., 2013, "Experimental analysis of closed loop two phase thermosiphon (CLTPT) for energy systems", Exp Therm. Fluid Sci., Vol 51, pp. 302-311.
- Garrity, P. T.; Klausner, J. F.; Mei, R., 2007, "A flow boiling microchannel evaporator plate for fuel cell thermal management", Heat Trans. Eng., Vol. 28(10), pp. 877-884.
- Garrity, P. T.; Klausner, J. F.; Mei, R., 2009, "Instability phenomena in a two-phase microchannel thermosiphon", Int. J. Heat Mass Transf., Vol 52, pp. 1701-1708.
- Lamaison, N.; Ong, C. L.; Marcinichen, J. B.; Thome, J. R.; 2017, "Two-phase mini-thermosiphon electronics cooling: Dynamic modeling, experimental validation and application to 2U servers", Appl. Therm. Eng., Vol. 110, pp. 481-494.
- Moreira, T. A; Nascimento, F. J.; Ribatski, G.; 2017, "An investigation of the effect of nanoparticle composition and dimension on the heat transfer coefficient during flow boiling of aqueous nanofluids in small diameter channels (1.1mm)", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 89, pp. 72-89.OriginLab. Origin Professional, versão 2016, SR0 (226) Northampton: OriginLab Corporation, 2016.
- Ribatski, G.; Navarro, H. A.; Cabezas-Gómez, L.; Saíz-Jabardo, J.M.; 2007, "The advantages of evaporation in micro-scale channels to microelectronic devices.", Engenharia Térmica (Thermal Engineering), vol. 6, p. 34-39.
- Samba, A.; Louahlia-Gualous, H.; Le Masson, S.; Nörterhäuser, D., 2013, "Two-phase thermosiphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments", Appl. Therm. Eng., Vol. 50, pp. 1351-1360.
- Sarno, C.; Tantolin, C.; Hodot, R.; Maydanik, Y.; Vershinin, S., 2013, "Loop thermosiphon thermal management of the avionics of an in-flight entertainment system", Appl. Therm. Eng., Vol. 51, pp. 764-769.Tsoi, V.; Chang, S. W.; Chiang, K. F.; Huang, C. C., 2011, "Thermal performance of a platetype loop thermosiphon at sub-atmospheric pressures", Appl. Therm. Eng., Vol. 31, pp. 2556-2567.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

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

EXPERIMENTAL EVALUATION OF A TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHON

Bianca Godoy Biancardi, biancardibianc@gmail.com

Gherhardt Ribatski, ribatski@sc.usp.br

Department of Mechanical Engineering, EESC-USP, Av. Trab. São-Carlense, 400, São Carlos - SP, 13566-590

Abstract. In the present study, a two-phase closed thermosiphon was evaluated experimentally. The evaporator and condenser of the thermosiphon consist of 14 rectangular minichannels with a hydraulic diameter of 1.71 mm and lengths of 120 mm and 208 mm, respectively. The evaluated device is made of aluminum and its front section is composed of a transparent glass in order that the flow patterns can be evaluated. The working fluid used was 99.5% ethanol. Tests were conducted for heat loads in the evaporator up to 100W and with working fluid fill ratios of 60, 70 and 80%. Results were obtained for the mass velocity along the device and for the global thermal resistance between the evaporator and condenser surfaces. It has been found that the thermal resistance decreases and the mass flow of refrigerant fluid increase with increasing heat flux.

Keywords: Thermosiphon, Minichannels, Evaporation, Condensation.