

Resumo: Estudo teórico e prático de tubos de calor pulsantes como sistema de gerenciamento térmico em veículos híbridos e elétricos. J. V. M. Beraldo, R. Gonçalves. Ago/2019 – Set/2020

Fenômenos de instabilidade induzidos termicamente em escoamentos bifásicos são essenciais para o funcionamento em diversas aplicações de engenharia, como refrigeração de microeletrônicos, controle térmico estrutural e de microgravidade, radiadores espaciais, sistemas industriais, dinâmica de escoamento de reatores nucleares, geradores de vapor, refervedores tipo termosifão e outras unidades de processo químico (Mangini et al [1]).

Um dos sistemas de escoamento bifásico baseados na instabilidade são os tubos de calor pulsantes (TCPs). Estes são dispositivos passivos de controle térmico introduzidos pela primeira vez por Akachi et al [2].

Essencialmente, os TCPs consistem em um tubo capilar, feito de um material metálico de boa condutividade térmica, dobrado em curvas em U, formando passagens paralelas. Os canais apresentam diâmetro reduzido e são diretamente influenciados pelo fluido de trabalho selecionado e são escolhidos a partir de critérios estudados ao longo do projeto de pesquisa. Além disso, outras características como taxa de absorção de calor, razão de preenchimento, número de curvas, posição e *layout* são de caráter fundamental para entendimento do funcionamento de um TCP. O presente trabalho buscou, então, projetar uma bancada experimental para realização de experimentos envolvendo um TCP de modo a possibilitar o estudo de viabilidade técnica para uso do TCP como sistema de gerenciamento térmico em veículos híbridos e elétricos.

O pano de fundo para o presente trabalho é a eletrificação dos trens de potência, promovida como uma alternativa potencial para reduzir a emissão de gases nocivos e aumentar a eficiência energética dos veículos de transporte. De fato, baterias de lítio-íon vem se mostrando adequadas para tal processo de eletrificação. Entretanto, um dos principais desafios enfrentados são os efeitos térmicos, que afetam tanto desempenho como a vida útil das baterias. Para enfrentar tal problema, técnicas de arrefecimento estão em contínuo desenvolvimento (Barbosa de Oliveira et al [3]) de modo que será possível otimizar sistemas existentes de gerenciamento térmico de baterias e explorar novas tecnologias, como os TCPs, permitindo mitigar os impactos desses efeitos térmicos, prolongando vida útil e aumentando níveis de segurança em colapso/degradação das baterias.

O projeto teve duas grandes etapas. A primeira consistiu em uma revisão bibliográfica acerca do problema em questão. Dessa forma, baterias, sistemas de gerenciamento térmico convencionais e o próprio TCP tiveram seus princípios de funcionamento, componentes, parâmetros importantes, aplicações já existentes e resultados experimentais disponíveis devidamente estudados para que, na segunda etapa da pesquisa, fosse possível escolher de maneira embasada os parâmetros estruturais e funcionais da bancada experimental. Ainda, tal metodologia visou garantir que esse trabalho possa servir como um guia para construção, execução e entendimento dos resultados obtidos com a bancada.

O resultado final do projeto é apresentado a seguir. A tabela 1 traz uma síntese da concepção do TCP, onde tudo o que foi considerado é apresentado de forma resumida. As figuras 1 e 2 complementam a concepção final. As considerações indicadas por [4], [5], [6], [7], [8] e [9] foram baseadas nos trabalhos experimentais de Burban et al [4], Rao e Liu [5], Wang et al [6], Qu et al [7], Wei et al [8] e Chi e Rhi [9]. Já as indicações [10], [11] e [12] são referentes aos trabalhos de Charoensawan et al [10], Mameli et al [11] e Ayel et al [12], respectivamente.

Tabela 1 – Compilado dos parâmetros obtidos e suas justificativas

Parâmetro	Como influencia o TCP	Cuidados & Recomendações	Escolha de projeto
Carga térmica	Formação das instabilidades no escoamento interno	Se muito pequena , não gera instabilidades; Se muito grande , causa evaporação total da parcela líquida e impede mecanismo de troca de calor	Pico de 600W e variação temporal segundo figura x. O banco de baterias será simulado por uma resistência elétrica sob a qual será aplicada uma tensão elétrica e a carga térmica será decorrente do efeito Joule
Fluido de trabalho & Diâmetro interno	Forças de bombeamento no comportamento oscilatório; Ponto de inicialização e limites de carga térmica do sistema	Fluido: Baixo calor latente de vaporização, densidade e viscosidade dinâmica da fase líquida reduzidas, calor específico e condutividade térmica elevados	Seleção prévia pela tabela x + critérios de número de Bond e Garimella => Dint = 2mm e água deionizada
Comprimentos do evaporador e condensador	Configuração estrutural	Devem ser ajustados ao tamanho da fonte geradora de energia térmica e a carga térmica	Deve ser ajustado ao tamanho da bateria sugerida + comparativo com trabalhos [4], [5], [6], [7], [8] e [9] => Evap: 180x140 [mm]; Cond: 200x100 [mm]
Razão de preenchimento	Desempenho térmico (capacidade de retirar calor da região quente e dissipar essa energia no condensador)	Valores possíveis de 10% a 90%	Valor padrão utilizado em [4], [5], [6], [7], [8] e [9]: 50%
Número de curvas, orientação e layout	Desempenho térmico, sendo menos influente que os parâmetros anteriores	Segundo [10], maior número de curvas corrobora com a flutuação de pressão interna e melhora o desempenho por induzir mais oscilações; Quando a orientação e layout, [11] e [12] constatarem menores valores de resistência térmica para orientação vertical com evaporador na base do TCP	Obter o maior número de curvas para as dimensões definidas anteriormente => 16 curvas
Rugosidade	Desempenho térmico <=> Queda de pressão ao longo do tubo	Deve ser o menor possível	Tão menor quanto a fabricante do tubo conseguir

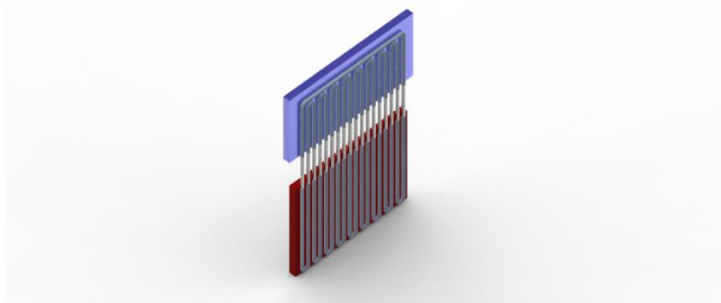


Figura 1 – Desenho final do TCP

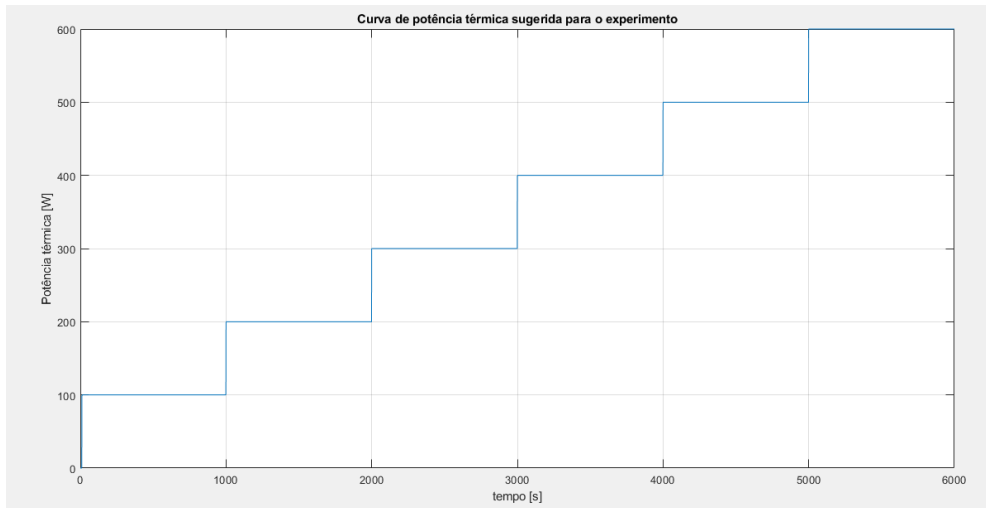


Figura 2 – Curva de carga térmica sugerida para o experimento

A seguir se apresentam as considerações feitas quanto a instrumentação da bancada, ou seja, escolha de sensores e da unidade de aquisição de dados para que, por fim, se apresente as orientações de execução do experimento e tratamento dos dados aquiritados para composição da análise de viabilidade técnica do TCP como sistema de gerenciamento térmico de veículos híbridos e elétricos.

Baseado nas referências de Burban et al [4], Rao e Liu [5], Wang et al [6], Qu et al [7], Wei et al [8] e Chi e Rhi [9] se constataram as seguintes semelhanças:

- Os termopares mais utilizados são do tipo T e K → A partir das informações disponíveis em [13] (catálogo do fabricante Novus), se optou por usar **termopares tipo T**, de **diâmetro de 0,81mm** (adequados ao diâmetro do tubo capilar) e dispostos espacialmente segundo a figura 3 abaixo. Nessa figura, L_1 é o comprimento do condensador, L_2 é o comprimento da seção adiabática e L_3 é o comprimento do evaporador (medidas definidas previamente). Além disso, a região do evaporador é a que possui mais pontos de medição de temperatura;
- Ainda da figura 3, nota-se que são utilizados 24 termopares e, portanto, é necessário que o *data logger* consiga aquiritar simultaneamente, pelo menos, os dados desses termopares. O *data logger* mais utilizado nas referências citadas acima é o modelo 34970A da Agilent [14] e por conveniência a sugestão é utilizar o mesmo ou um modelo similar (no que diz respeito ao número de canais disponíveis para receber informações);

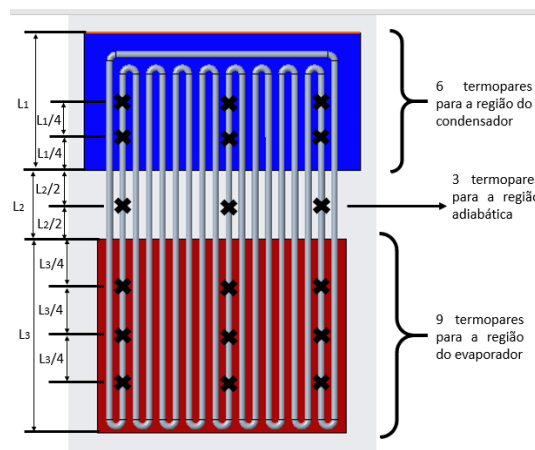


Figura 3 – Alocação espacial dos termopares ao longo do TCP

Por fim, para agrupar os dados obtidos e caracterizar termicamente o dispositivo, sugere-se aplicação das equações 1, 2, 3 e 4. Desse modo, será possível acompanhar a variação da resistência térmica do sistema ao longo do experimento. Tal metodologia é adotada nos de Burban et al [4], Rao e Liu [5], Wang et al [6], Qu et al [7], Wei et al [8] e Chi e Rhi [9].

Na equação 1, \bar{T}_{evap} é a média das temperaturas mensuradas pelos 9 termopares alocados na região do evaporador e T_i é a temperatura de cada termopar. Na equação 2, \bar{T}_{cond} é a média das temperaturas mensuradas pelos 6 termopares alocados na região do condensador e T_i é a temperatura de cada termopar. Na equação 3, Q é o calor gerado pela resistência elétrica na placa que simula a bateria, U é tensão elétrica aplicada e i é a corrente elétrica medida na resistência elétrica. Na equação 4, R_{term} é a resistência térmica.

$$\bar{T}_{\text{evap}} = \frac{1}{9} * \sum_{i=1}^9 T_i \quad [1]$$

$$\bar{T}_{\text{cond}} = \frac{1}{6} * \sum_{i=1}^6 T_i \quad [2]$$

$$Q = U * I \quad [3]$$

$$R_{\text{term}} = \frac{\bar{T}_{\text{evap}} - \bar{T}_{\text{cond}}}{Q} \quad [4]$$

Nessa análise de caracterização térmica a partir variação da resistência térmica do TCP, os parâmetros base de medição são a temperatura da região do evaporador, a temperatura da região do condensador e a potência térmica proveniente da resistência elétrica. Estes dados, por sua vez, apresentam incertezas experimentais de medição, que são consideradas na análise a partir da utilização da equação 4 (retiradas de [15]). Aplicando-a para a análise da resistência térmica se obtém a equação 5, onde $u_{T_{\text{evap}}}$ é incerteza referente a temperatura do evaporador, $u_{T_{\text{cond}}}$ é a incerteza referente a temperatura no condensado e u_Q é a incerteza referente a potência térmica.

$$u_x = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_i^2} \quad [4]$$

$$u_{R_{\text{term}}} = \sqrt{(u_{T_{\text{evap}}})^2 + (u_{T_{\text{cond}}})^2 + (u_Q)^2} \quad [5]$$

A seguir, a equação 6 mostra como cada incerteza independente u_i é calculada. Nessa equação w é o parâmetro global (no caso é a resistência térmica), x_i é o i -ésimo parâmetro base (no caso as temperaturas citadas anteriormente e a potência térmica) e σ_i é a incerteza de medição do parâmetro x_i e essa equação foi retirada da referência [15].

$$u_i = \frac{\partial w}{\partial x_i} * \sigma_{x_i} \quad [6]$$

Após desenvolver a equação 6 para a análise em questão, se resultam as equações 7, 8 e 9, que expressam os termos de incerteza associada a temperatura do evaporador ($u_{T_{\text{evap}}}$), do condensador ($u_{T_{\text{cond}}}$) e da potência térmica (u_Q), respectivamente.

$$u_{T_{\text{evap}}} = \frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial T_{\text{evap}}} * \sigma_{T_{\text{evap}}} \quad [7]$$

$$u_{T_{\text{cond}}} = \frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial T_{\text{cond}}} * \sigma_{T_{\text{cond}}} \quad [8]$$

$$u_Q = \frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial Q} * \sigma_Q \quad [9]$$

Por fim, $\sigma_{T_{\text{evap}}}$ e $\sigma_{T_{\text{cond}}}$ são decorrentes das incertezas dos termopares enquanto que σ_Q é exposto na expressão 10 e foi calculado usando uma metodologia similar ao que foi feito para a resistência térmica, onde para esse caso os parâmetros bases são a tensão e a corrente elétrica.

$$\sigma_Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial I} * \sigma_I\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial U} * \sigma_U\right)^2} \quad [10]$$

Portanto, combinando as equações 7, 8, 9 e 10 com a equação 5, se obtém a incerteza experimental completa da resistência térmica (exposta na expressão [11]) e, dessa forma, é possível obter a resistência térmica ao longo do experimento e com isso verificar as flutuações desse parâmetro e concluir se este pode ser usado para a aplicação proposta inicialmente.

$$\sigma_{R_{\text{term}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial T_{\text{evap}}} * \sigma_{T_{\text{evap}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial T_{\text{cond}}} * \sigma_{T_{\text{cond}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_{\text{term}}}{\partial Q} * \left(\sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial I} * \sigma_I\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial U} * \sigma_U\right)^2}\right)\right)^2} \quad [11]$$

Referências bibliográficas

- [1] Mangini, Daniele, Mauro Mameli, Anastasios Georgoulas, Luciano Araneo, Sauro Filippeschi, and Marco Marengo. "A pulsating heat pipe for space applications: Ground and microgravity experiments." *International Journal of Thermal Sciences*, 95, 2015, pp. 53-63.
- [2] Akachi, H., Polášek F., Štulc P., "Pulsating Heat Pipes", *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, 1996, pp. 208-217, Melbourne, Australia.
- [3] Rafael Beicker Barbosa de Oliveira, Sergio Gradella Villalva, Luiz Paulo Rodrigues Filho, Fernando Luiz Windlin, Guilherme Henrique Mayer Alegre, Rogério Gonçalves do Santos. "Pulsating Heat Pipe Automotive Application". Congresso SAE BRASIL 2019., 2019.
- [4] Burban, G., Ayel, V., Alexandre, A., Lagonotte, P., Bertin, Y., & Romestant, C. (2013). "Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications". *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 94–103. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.037>
- [5] Rao, Z., Huo, Y., & Liu, X. (2014). "Experimental study of an OHP-cooled thermal management system for electric vehicle power battery. *Experimental Thermal and Fluid Science*", 57, 20–26. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.03.017>
- [6] Wang, Q., Rao, Z., Huo, Y., & Wang, S. (2016). "Thermal performance of phase change material/oscillating heat pipe-based battery thermal management system". *International Journal of Thermal Sciences*, 102, 9–16. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.11.005>
- [7] Qu, J., Wang, C., Li, X., & Wang, H. (2018). "Heat transfer performance of flexible oscillating heat pipes for electric/hybrid-electric vehicle battery thermal management". *Applied Thermal Engineering*, 135, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.045>
- [8] Wei, A., Qu, J., Qiu, H., Wang, C., & Cao, G. (2019). "Heat transfer characteristics of plug-in oscillating heat pipe with binary-fluid mixtures for electric vehicle battery thermal management". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 746–760. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.021>
- [9] Chi, R. G., & Rhi, S. H. (2019). "Oscillating heat pipe cooling system of electric vehicle's Li-ion batteries with direct contact bottom cooling mode". *Energies*, 12(9). <https://doi.org/10.3390/en12091698>
- [10] Charoensawan, Piyanun, Sameer Khandekar, Manfred Groll, and Pradit Terdtoon. "Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations." *Applied thermal engineering* 23, no. 16 (2003): 2009-2020.
- [11] Mameli *et al.*, "Thermal response of a closed loop pulsating heat pipe under a varying gravity force," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 80, no. 1, pp. 11–22, 2014.
- [12] Ayel *et al.*, "Experimental study of a closed loop flat plate pulsating heat pipe under a varying gravity force," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 96, pp. 23–34, 2015.
- [13] Disponível em <<http://www.novus.com.br/arquivos/508442>>. Acessado em 08/09/2020.
- [14] Disponível em <<https://literature.cdn.keysight.com/litweb/pdf/34972-90010.pdf>>. Acessado em 08/08/2020.
- [15] R. S. Figliola, D. E. Beasley, "Theory and design for mechanical measurements", 6ª ed., Wiley (2015). cap. 5, p.180-182.