

MODELAGEM DE TELAS METÁLICAS COMO ESTRUTURAS CAPILARES EM TUBOS DE CALOR

Larissa Krambeck, larikrambeck@hotmail.com¹

Pedro Leineker Ochowski Machado, pedmac@alunos.utfpr.edu.br²

Paulo Henrique Dias dos Santos, psantos@utfpr.edu.br³

Thiago Antonini Alves, antonini@utfpr.edu.br²

¹Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Departamento de Engenharia Mecânica (EMC), Centro Tecnológico, Caixa Postal 476, Campus Universitário, Bairro Trindade, CEP 88.040-900, Florianópolis /SC, Brasil

²Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), Rua Doutor Washington Subtil Chueire, 330, Bairro Jardim Carvalho, CEP 84.017-220, Ponta Grossa/PR, Brasil

³Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), Rua Deputado Heitor Alencar Furtado, 5000, Bairro Ecoville, CEP 81.280-340, Curitiba/PR, Brasil

Resumo. Os tubos de calor são dispositivos passivos utilizados para melhorar a transferência de calor em diferentes aplicações. O presente trabalho apresenta uma análise teórica de tubos de calor com três diferentes configurações de telas metálicas. A modelagem matemática é baseada nos limites operacionais de um tubo de calor. Os principais limites de operação são: capilar, de arrasto, sônico, viscoso e de ebulição. Os limites operacionais foram avaliados para tubos de calor com diferentes estruturas capilares (uma única camada de mesh #100 e mesh #60, e superposição de duas camadas de malhas, uma de mesh #60 e outra de mesh #100). O fluido de trabalho utilizado foi água deionizada. A posição estudada foi horizontal. Dentre os limites operacionais estudados, o limite capilar foi o menor. O tubo de calor com mesh #100 obteve o mais baixo limite capilar.

Palavras chave: Tubo de Calor. Tela Metálica. Análise Teórica. Limites Operacionais.

Abstract. Heat pipes are passive devices used to improve the heat transfer in different applications. The present work presents a theoretical analysis of heat pipes with three different screen mesh configurations. The mathematical model is based on the operational limits of a heat pipe. The main operating limits are: capillary, drag, sonic, viscous, and boiling. The operating limits were evaluated for heat pipes with different capillary structures (single layers of mesh 60 and 100, and two layers of mesh 60 and 100). The working fluid used was deionized water. The studied position was horizontal. Among the operational limits studied, the capillary limit was the lowest. The heat pipe with mesh # 100 achieved the lowest capillary limit.

Keywords: Heat Pipe. Wire Mesh. Theoretical Analysis. Operational Limits.

1. INTRODUÇÃO

Tubos de calor são utilizados para melhorar a transferência de calor em diferentes aplicações. Energia na forma de calor é transferida através do tubo de calor pelo princípio da mudança de fase, conseqüentemente, sua condutividade térmica pode atingir até 50 vezes o valor de uma barra metálica maciça com as mesmas dimensões. Tubos de calor podem ser aplicados na recuperação de calor em um sistema de exaustão de gases quentes, no uso doméstico, em aplicações industriais e no controle térmico de equipamentos eletroeletrônicos (Nishida *et al.*, 2020).

O tubo de calor é um dispositivo passivo que utiliza um ciclo bifásico e sua elevada capacidade de transferência de calor ocorre devido a baixa resistência térmica, ou seja, a pequena diferença de temperatura entre evaporador e condensador. Além disso, o tubo de calor apresenta uma resposta de operação imediata a um aumento de dissipação de potência, podendo ser aplicado em diversas faixas de temperatura (Peterson, 1994; Reay *et al.*, 2014).

Um tubo de calor é constituído essencialmente por três componentes: um invólucro, um fluido de trabalho e uma estrutura porosa. O invólucro isola o fluido de trabalho do ambiente externo. O fluido de trabalho varia de acordo com a temperatura de operação desejada, podendo variar de metais líquidos a gases, como nitrogênio e oxigênio. A estrutura capilar tem as funções de retornar líquido para a região do evaporador e de distribuir o fluido de trabalho por todo o tubo de calor (Krambeck *et al.*, 2021).

Os tubos de calor funcionam baseado no seguinte princípio: calor é fornecido a região do evaporador, fazendo com que o fluido de trabalho evapore. O vapor se desloca para a região fria (dissipador de calor) devido, principalmente, à diferença de pressão. O calor é rejeitado para a vizinhança no condensador, condensando o vapor. O líquido é capaz de retornar para o evaporador pelo princípio da capilaridade do meio poroso, completando o ciclo termodinâmico. A estrutura capilar reveste a parede interna do tubo de calor e possibilita a operação independente da inclinação (Krambeck *et al.*, 2020). A região adiabática fica entre o aquecedor e o dissipador de calor, sendo isolada do meio externo. Um diagrama esquemático do princípio de funcionamento de um tubo de calor é apresentado na Figura 1.

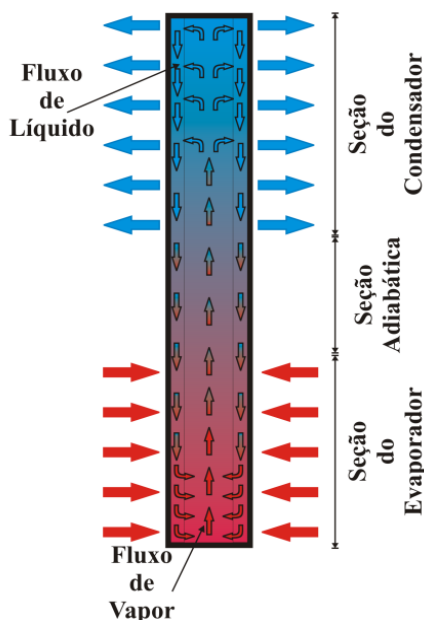


Figura 1. Desenho esquemático do princípio de funcionamento de um tubo de calor (Krambeck *et al.*, 2019)

Apesar da elevada eficiência térmica, os tubos de calor apresentam uma série de restrições à transferência de calor, conhecidas como limites de operação. Eles definem a taxa máxima de transferência de calor que um determinado tubo de calor pode transportar, para uma dada condição de operação. Os fenômenos físicos que podem limitar o transporte de calor nos tubos de calor são devido ao limite do fluxo contínuo, de início de operação (*startup*), viscoso, sônico, de arrasto, capilar, do condensador e de ebulição (Mantelli, 2013).

Neste trabalho foi realizada uma modelagem dos limites operacionais de três tubos de calor contendo telas metálicas como estruturas capilares que, devido às suas características geométricas, podem ser utilizados em aplicações de controle térmico de componentes eletroeletrônicos. Os tubos de calor foram avaliados para diferentes estruturas capilares (uma única camada de tela metálica *mesh* #100 e *mesh* #60, e superposição de duas camadas de telas metálicas, uma de *mesh* #60 e outra de *mesh* #100) e na posição horizontal.

2. METODOLOGIA

O modelo matemático utilizado foi baseado nos limites operacionais de um tubo de calor com tela metálica como estrutura capilar (Reay *et al.*, 2014). Dentre a diversas restrições que um tubo de calor pode atingir, somente os limites operacionais mais importantes serão abordados, são eles: limite capilar, de arrasto, viscoso, sônico e de ebulição (Antonini Alves *et al.*, 2018). Todos os limites operacionais são função da temperatura de operação e da inclinação do tubo de calor.

2.1. Limite Capilar

Em uma estrutura capilar, a capacidade de propiciar o retorno do condensado para o evaporador de um dado fluido de trabalho é restrita pelo limite capilar. O limite capilar é o mais importante, pois é o mais comumente atingido por tubos de calor em baixas temperaturas de operação (Zohuri, 2016). Quando a taxa de bombeamento de fluido não é suficiente para abastecer líquido na região do evaporador, ocorre a secagem do evaporador e o limite capilar é alcançado. A razão de sua ocorrência é a soma das quedas de pressão do líquido e do vapor ultrapassarem a pressão capilar máxima que a estrutura porosa consegue exercer.

De acordo com Reay *et al.* (2014), a máxima pressão capilar $\Delta p_{c,máx}$ deve ser maior que a queda de pressão total no tubo de calor, estimada pela expressão:

$$\Delta p_{c,máx} \geq \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_g, \quad (1)$$

em que, Δp_l é a queda de pressão requerida para retornar o líquido do condensador ao evaporador [Pa], Δp_v é a queda de pressão, necessária para fazer com que o vapor escoe do evaporador ao condensador [Pa] e Δp_g é a queda de pressão, devido à aceleração da gravidade [Pa].

A pressão capilar máxima é calculada por:

$$\Delta p_{c,máx} = \frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_{c,eff}}, \quad (2)$$

sendo que, σ_l é a tensão superficial do fluido de trabalho no estado líquido [N/m], θ é o ângulo de contato do fluido de trabalho com a superfície interna do tubo de calor e $r_{c,eff}$ é o raio capilar efetivo da estrutura capilar [m].

A queda de pressão para o retorno do líquido Δp_l é definida por Reay *et al.* (2014) como:

$$\Delta p_l = \left(\frac{\mu_l}{KA_{mp} h_{lv} \rho_l} \right) l_{eff} q_{c,máx}, \quad (3)$$

em que, μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido [Pa.s], K é a permeabilidade da estrutura capilar [m²], A_{mp} é área transversal da estrutura capilar [m²], h_{lv} é o calor latente de vaporização [J/kg], ρ_l é a massa específica do líquido [kg/m³], l_{eff} é o comprimento efetivo do tubo de calor e $q_{c,máx}$ é a capacidade máxima de transferência de calor do tubo de calor [W]. A_{mp} , K e l_{eff} são definidas para os tubos de calor em estudo, respectivamente, pelas Eqs. (4), (5) e (6).

$$A_{mp} = \frac{1}{4} \pi (D_{int}^2 - D_v^2), \quad (4)$$

$$K = \left(\frac{D_{fio}^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2} \right), \quad (5)$$

$$l_{eff} = l_{adiab} + \left(\frac{l_{evap} + l_{cond}}{2} \right), \quad (6)$$

sendo que, na Eq. (4) D_{int} é o diâmetro interno do tubo de calor [m] e D_v é o diâmetro do vapor [m]. Na Eq. (5), D_{fio} é o diâmetro do fio [m], $\varepsilon = 1 - (1,05\pi ND_{fio}/4)$ é a porosidade e N é o número de malha da tela (*mesh*) [1/pol]. Na Eq. (6), l_{adiab} é o comprimento da seção adiabática [m], l_{evap} é o comprimento do evaporador [m] e l_{cond} é o comprimento do condensador [m].

De acordo com Nishida (2016), a queda de pressão do vapor Δp_v é a soma da queda de pressão inercial para trazer o vapor da estrutura capilar para o centro do tubo de calor e proporcionar o impulso inicial na direção do eixo, e a queda de pressão por atrito no raio r_v , onde o vapor entra em contato com a superfície da estrutura capilar. A queda de pressão do vapor é composta pelas quedas de pressão do vapor no evaporador ($\Delta p_{v,evap}$), na região adiabática ($\Delta p_{v,adiab}$) e no condensador ($\Delta p_{v,cond}$), expressas pelas Eqs. (7), (8) e (9), respectivamente:

$$\Delta p_{v,evap} = \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4}, \quad (7)$$

$$\Delta p_{v,adiab} = \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho_v \pi r_v^4} l_{adiab}, \quad (8)$$

$$\Delta p_{v,cond} = -\frac{4}{\pi^2} \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4}, \quad (9)$$

sendo que, $\dot{m} = q_{c,máx}/h_{lv}$ é a vazão mássica do vapor [kg/s], ρ_v é a massa específica do vapor [kg/m³], r_v é o raio de vapor [m] e μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor [Pa.s].

Com isso, a queda de pressão total do vapor resulta em:

$$\Delta p_v = \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \frac{q_{c,máx}^2}{h_v^2 8 \rho_v r_v^4} + \frac{8 \mu_v q_{c,máx}}{\rho_v \pi r_v^4 h_v} l_{adiab} \cdot \quad (10)$$

A queda de pressão devido à gravidade pode ser expressa por:

$$\Delta p_g = \rho_l g L \sin \psi, \quad (11)$$

sendo que g é a aceleração da gravidade [m/s^2], L é o comprimento do tubo de calor [m] e ψ é o ângulo entre o tubo de calor e a direção horizontal. Quando o condensador estiver abaixo do evaporador, o ψ será considerado positivo.

Finalmente, baseado nas equações anteriores, o limite capilar pode ser representado por:

$$\frac{2 \sigma_l \cos \theta}{r_{c,eff}} = \left(\frac{\mu_l}{KA_{mp} h_v \rho_l}\right) l_{eff} q_{c,máx} + \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \frac{q_{c,máx}^2}{h_v^2 8 \rho_v r_v^4} + \frac{8 \mu_v q_{c,máx}}{\rho_v \pi r_v^4 h_v} l_{adiab} + \rho_l g L \sin(\psi). \quad (12)$$

Como essa modelagem é realizada para estruturas capilares feitas de telas de fios roliços, o raio capilar efetivo $r_{c,eff}$, o raio de vapor r_v e a área de vapor A_v , serão aproximadamente calculados utilizando as seguintes expressões de Reay *et al.* (2014):

$$r_{c,eff} = \frac{1}{2N}, \quad (13)$$

$$r_v = \frac{D_{int}}{2}, \quad (14)$$

$$A_v = \frac{1}{4} \pi (D_{int})^2. \quad (15)$$

2.2. Limite de Arrasto

Em um tubo de calor, forças de cisalhamento existem na interface líquido-vapor, uma vez que o vapor e o líquido se movem em direções opostas. Em velocidades relativamente altas, pequenas partículas de líquido podem ser desprendidas da superfície porosa e arrastadas junto com vapor para o condensador. Se o arrasto aumentar muito, o evaporador pode secar (Zohuri, 2016). A taxa transferência de calor em que este fenômeno ocorre é chamado de limite de arrasto e pode ser calculado, baseado em Reay *et al.* (2014), por:

$$q_{arrasto} = A_v \sqrt{\frac{2 \pi \rho_v h_v^2 \sigma_l}{z}}, \quad (16)$$

sendo que, z é uma dimensão que caracteriza a superfície líquido-vapor [m] e está relacionada ao espaçamento da tela.

2.3. Limite Viscoso

Reay *et al.* (2014) afirmam que, em baixas temperaturas, as forças viscosas do vapor são maiores que os gradientes de pressão do evaporador e no condensador. Dessa forma, os gradientes de pressão podem não ser suficientes para provocar o fluxo dentro do tubo de calor e o escoamento do vapor se interrompe. Quando essa condição de fluxo insuficiente na região do evaporador é alcançada, o sistema atinge o limite viscoso.

A taxa de transferência de calor máxima devido ao limite viscoso pode ser calculada por:

$$q_{viscoso} = \frac{A_v r_v^2 h_v \rho_v p_{sat}}{16 \mu_v l_{eff}}, \quad (17)$$

sendo que, p_{sat} é a pressão de saturação do fluido de trabalho [Pa] na temperatura de operação do tubo de calor [°C].

2.4. Limite Sônico

De acordo com Zohuri (2016), o evaporador e condensador de um tubo de calor representam um canal de escoamento de vapor com adição e extração de massa devido a evaporação e condensação, respectivamente. A velocidade do vapor

umenta ao longo do evaporador e atinge o valor máximo no final da região do evaporador. A limitação de um sistema de escoamento desse tipo é como o de um bocal convergente-divergente com escoamento de massa constante, em que o evaporador corresponde ao gargalo do bocal. A velocidade do vapor nesse ponto máximo não pode exceder a velocidade do som, senão o limite sônico é alcançado.

O limite sônico ocorre usualmente durante o início de operação do tubo de calor ou quando o condensador está operando em condição estável a uma alta taxa de transferência de calor. Conforme Reay *et al.* (2014), a taxa de transferência de calor máxima devido ao limite sônico pode ser calculada como:

$$q_{sônico} = 0,474h_v A_v (\rho_v p_v)^{1/2}, \quad (18)$$

sendo que, ρ_v [kg/m³] e p_v [Pa] são a massa específica e a pressão do vapor no final do evaporador, respectivamente.

2.5. Limite de Ebulição

Se o fluxo de calor radial no evaporador for muito elevado, o líquido da estrutura capilar do evaporador sofre ebulição e a temperatura da parede do tubo de calor se torna excessivamente elevada. As bolhas de vapor formadas na estrutura porosa impedem que o fluido de trabalho molhe a parede do tubo de calor, criando os pontos extremamente quentes. Se essa ebulição for muito grande, a estrutura capilar do evaporador pode secar, atingindo o chamado limite de ebulição (Zohuri, 2016). Esse limite está usualmente associado ao tubo de calor com fluidos de trabalho não metálicos. Reay *et al.* (2014) especificam a taxa de transferência de calor máxima devido ao limite de ebulição como

$$q_{ebulição} = \frac{g \left(y_c \rho_l (\sigma_l / \sigma_{l,ref}) - \rho_l L \sin \psi (1 + \alpha_{mp} \Delta T) \right)}{\left(\frac{l_{evap} \mu_l}{h_v \rho_l k_p D_{ext} (1 + \alpha_{mp} \Delta T)} \right) \left[\left(\frac{l_{evap}}{2} \right) + l_{adiab} \right]}, \quad (19)$$

sendo que, $\sigma_{l,ref}$ é a tensão superficial do fluido de trabalho no estado líquido [N/m] calculada na temperatura de referência, k_p é a condutividade térmica do tubo [W/m.K], D_{ext} é o diâmetro externo do tubo [m], α_{mp} é o coeficiente de expansão linear do material da região porosa [1/K], ΔT é a diferença de temperatura entre a temperatura de referência e a temperatura de operação [°C] e y_c é a altura capilar do fluido [m] medida à temperatura de referência, determinada por

$$y_c = \frac{2\sigma_l \cos(\theta)}{\rho_v g r_v}, \quad (20)$$

sendo que θ é o ângulo de contato [°].

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os limites de operação dos tubos de calor analisados foram implementados e calculados através do *software Engineering Equation Solver™ (EES™)*. Os tubos de calor foram considerados na posição horizontal e com três diferentes configurações de telas metálicas, sendo elas: uma camada de tela com *mesh* #60, uma camada de tela com *mesh* #100 e duas camadas de tela (*double mesh*), sendo uma camada *mesh* #60 e outra *mesh* #100. O fluido de trabalho utilizado foi água deionizada. Os dados de entrada utilizados para a simulação são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1. Parâmetros de entrada

Parâmetro dos Tubos de calor	Dimensão
Diâmetro interno [mm]	7,75
Diâmetro externo [mm]	9,45
Comprimento do evaporador [mm]	80
Comprimento da região adiabática [mm]	20
Comprimento do condensador [mm]	100
Inclinação de operação [°]	0 (horizontal)
Material do invólucro	Cobre
Aceleração da gravidade [m/s ²]	9,81
Fluido de trabalho	Água deionizada
	100
<i>N</i> (número de <i>mesh</i>) [#]	60
	100+60 (<i>double mesh</i>)

Para justificar a utilização de água deionizada como fluido de trabalho, o comportamento da Figura de Mérito (M) em função da temperatura de operação para alguns fluidos de trabalho em uma faixa de -50°C a 150°C , é ilustrado na Figura 2.

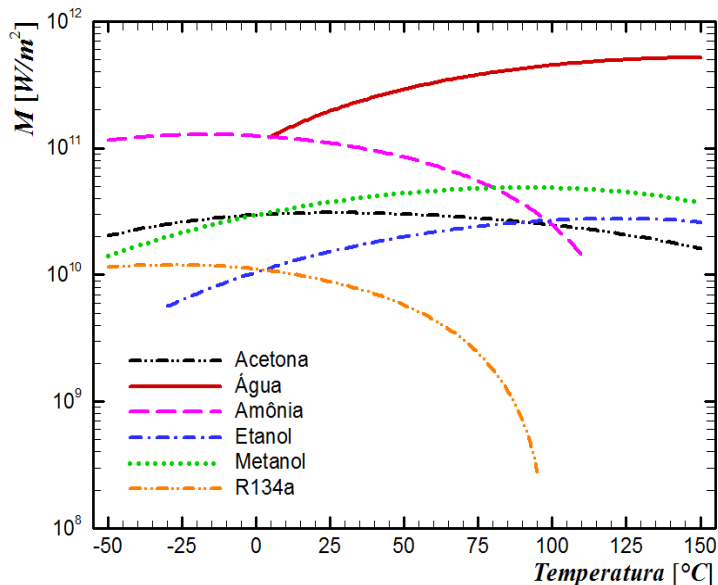


Figura 2. Figura de mérito em função da temperatura (Krambeck, 2018)

Os valores de Figura de Mérito podem ser calculados por

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l h_{lv}}{\mu_l} \tag{21}$$

Considerando a faixa de temperatura de operação de equipamentos eletroeletrônicos, entre 20°C e 150°C , a água apresenta o melhor resultado em relação aos outros fluidos de trabalho. Dessa forma, os limites operacionais dos três tubos de calor foram determinados para temperaturas de operação dos dispositivos eletrônicos. As propriedades termofísicas do fluido de trabalho e dos materiais foram obtidas da biblioteca do *software EES™*.

Os limites operacionais indicam a quantidade de energia na forma de calor que o tubo de calor é capaz de transportar. O menor dos limites operacionais indica qual será a máxima potência que o tubo de calor poderá transportar, sem que ocorra a falha do dispositivo passivo de transferência de calor. Para as condições especificadas, o limite capilar é o qual restringe a transferência de calor máxima do tubo de calor. O tubo de calor com a tela metálica *mesh* #100 é o qual apresenta o limite capilar mais baixo, como mostrado na Figura 3.

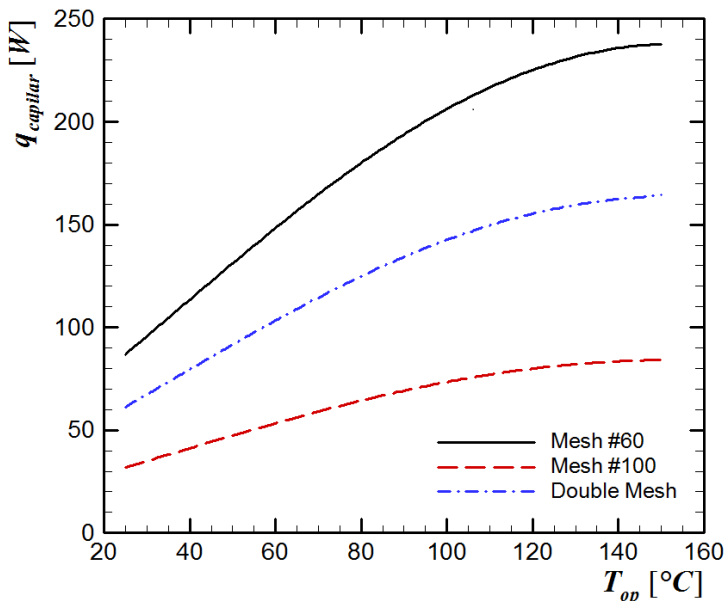


Figura 3. Limite capilar em função da temperatura de operação (autoria própria)

Os limites de arrasto (Figura 4), sônico (Figura 5), viscoso (Figura 6) e de ebulição (Figura 7) apresentam valores elevados de transferência de calor para todos os tubos de calor analisados nesse trabalho. Apesar de modificarem bastante as características dos tubos de calor, esses limites não chegam a interferir na operação dos tubos de calor.

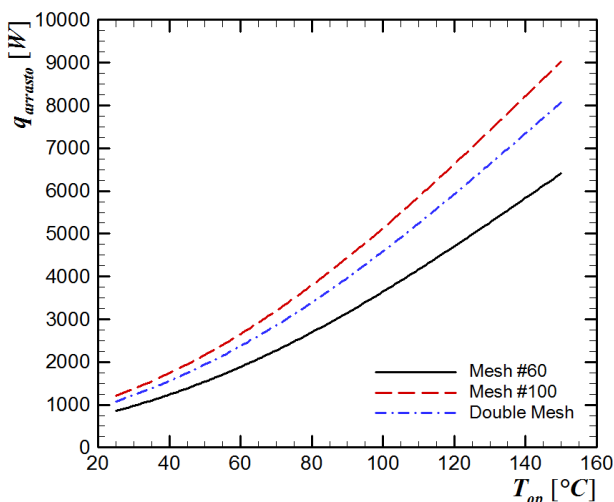


Figura 4. Limite de arrasto (autoria própria)

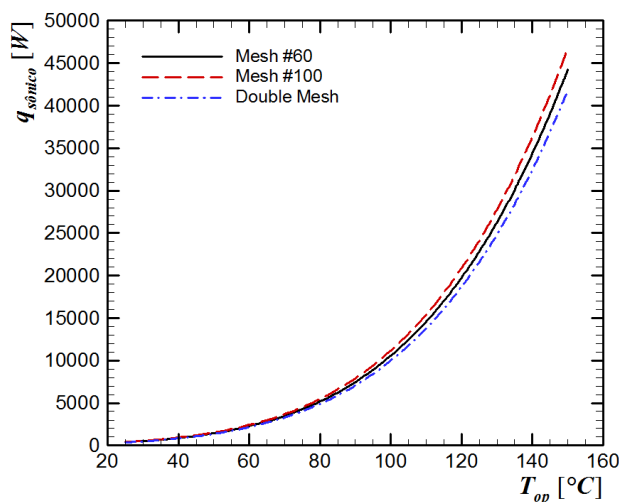


Figura 5. Limite sônico (autoria própria)

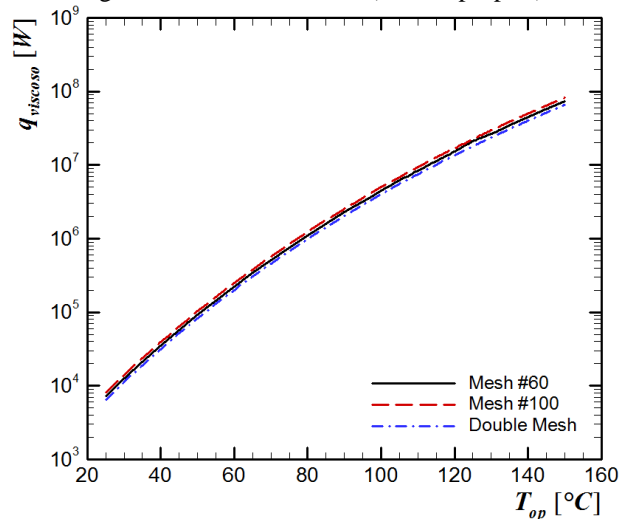


Figura 6. Limite viscoso (autoria própria)

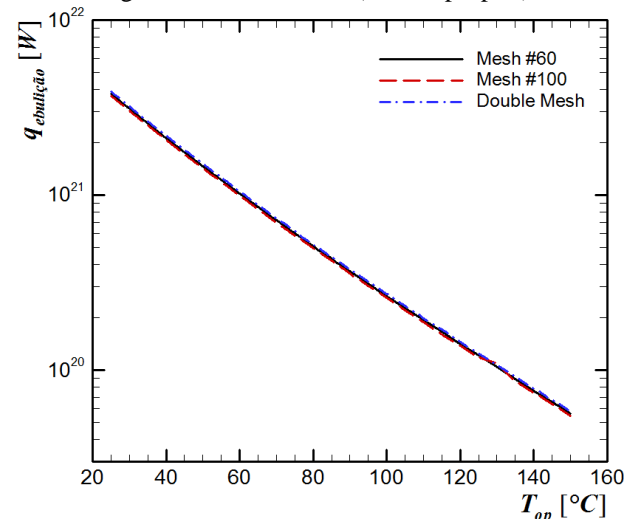


Figura 7. Limite de ebulição (autoria própria)

Finalmente, como pode ser observado nas Figuras 3 a 7, o limite capilar é o menor entre os limites operacionais, ou seja, é o limite capilar quem limita a transferência de calor nos tubos de calor.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma modelagem dos limites operacionais de tubos de calor com diferentes telas metálicas como estruturas capilares. As simulações foram realizadas para três diferentes configurações: uma camada de tela metálica com *mesh* #60, uma camada de tela metálica com *mesh* #100 e duas camadas de telas metálicas (*double mesh*), sendo uma camada *mesh* #60 e outra *mesh* #100. O fluido de trabalho considerado foi água deionizada, as dimensões dos tubos de calor são características de aplicações para controle térmico de componentes eletroeletrônicos e a inclinação foi de 0° (horizontal). O limite capilar foi o menor entre os limites de operação avaliados. O tubo de calor com *mesh* #100 apresentou o limite capilar mais baixo valor.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados à CAPES, à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação da UTFPR, à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e ao Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

6. REFERÊNCIAS

- Antonini Alves, T., Krambeck, L., Santos, P.H.D., 2018. *Heat Pipe and Thermosyphon for Thermal Management of Thermoelectric Cooling*. In: Aranguren, P. (org.). *Bringing Thermoelectricity Into Reality*. InTech, London, 2018. p. 353-374.
- Krambeck, L., 2018. *Estudo experimental do desempenho térmico de estruturas capilares de pó de cobre sinterizado em tubos de calor*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Ponta Grossa/PR, Brasil.
- Krambeck, L., Bartmeyer, G.A., Fusão, D., Santos, P.H.D., Antonini Alves, T., 2020. “Experimental research of capillary structure technologies for heat pipes”. *Acta Scientiarum. Technology (online)*, Vol. 42, e48189.
- Krambeck, L., Bartmeyer, G.A., Souza, D.O., Fusão, D., Santos, P.H.D., Antonini Alves, T., 2021. “Experimental thermal performance of different capillary structures for heat pipes”. *Energy Engineering (Print)*, Vol. 118, p. 1-14.
- Krambeck, L., Nishida, F.B., Aguiar, V.M., Santos, P.H.D., Antonini Alves, T., 2019. “Thermal performance evaluation of different passive devices for electronics cooling”. *Thermal Science*, Vol. 23, p. 1151-1160.
- Mantelli, M.B.H., 2013, *Thermosyphon Technology for Industrial Applications*, Chapter 11, In: Vasiliev L.L., Kakaç S. (Eds.), *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications*, CRC Press, USA.
- Nishida, F.B., 2016. *Desenvolvimento de tubos de calor com microranhuradas fabricadas por eletroerosão a fio*. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Ponta Grossa/PR, Brasil.
- Nishida, F.B., Krambeck, L., Santos, P.H.D., Antonini Alves, T., 2020. “Experimental investigation of heat pipe thermal performance with microgrooves fabricated by wire electrical discharge machining (wire-EDM)”. *Thermal Science*, Vol. 24, p. 701-711.
- Peterson, G.P., 1994, “An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Applications”, (Thermal Management of Microelectronic and Electronic System Series), Wiley-Interscience, New York, USA, 368 p.
- Reay, D.A., Kew, P.A., McGlen, R.J., 2014. *Heat Pipe: Theory, Design and Applications*. Butterworth-Heinemann, Amsterdam.
- Zohuri, B., 2016. *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. Springer Nature, Switzerland.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.