

Influência do Nanofluido Água/Grafeno no Desempenho Térmico de Tubos de Calor Aletados Utilizados no Evaporador de um Sistema de Ar-Condicionado

Élcio Nogueira

elcio.nogueira@aedb.br

AEDB

Diniz Felix dos Santos Filho

AEDB

Resumo:RESUMO Trata-se de uma análise teórica da influência de frações de nanopartículas de grafeno associadas à água destilada como fluido de trabalho em um trocador de calor utilizado em um sistema de ar-condicionado para salas cirúrgicas. O trocador de calor consiste em um conjunto de tubos de calor com aletas. Os resultados teóricos são confrontados com resultados experimentais para a água como fluido de trabalho. A análise fica restrita ao evaporador uma vez que as nanopartículas não influenciam nos resultados no condensador. O método de eficiência térmica é aplicado para obtenção dos resultados. A análise apresenta resultados para velocidade do ar, eficácia térmica do evaporador e temperatura de saída do ar. Os resultados demonstram que há influência das nanopartículas no desempenho do evaporador e que esta influência depende fortemente da fração em volume das nanopartículas. Há um limite inferior para a fração em volume, onde o evaporador alcança seu desempenho máximo, e este desempenho é mais significativo para menores temperaturas de entrada do ar. Além disso, com o acréscimo da fração em volume, a partir da fração em volume mínima, a eficiência do evaporador diminui progressivamente até alcançar o desempenho do evaporador com água destilada como fluido de trabalho. Com os acréscimos da fração em volume acima desta última situação há deterioração no desempenho térmico do evaporador. Justifica-se a piora no desempenho térmico, de acordo com a literatura, porque ocorre

deposição de partículas de grafeno no tubo de calor e a resistência térmica tende a aumentar.

Palavras Chave: Tubos de calor - Nanofluido - Ar-condicionado - Eficiência térmica -

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo aplicar o método de eficiência térmica em trocadores de calor para analisar teoricamente sistemas de controle de temperatura em sistemas de ar-condicionado para salas cirúrgicas, utilizando nanofluido constituído de água e fração em volume de grafeno. O sistema em análise foi objeto de estudo teórico-experimental efetuado por Sukarno e Putra (2021)^[1], utilizando água como fluido de trabalho. As figuras abaixo (1.a, 1.b, 1.c) mostram o sistema de tubos de calor no evaporador e no condensador, e como eles se encontram em uma configuração escalonada, em fileiras de 4 tubos. O fluido de trabalho original é água e tem uma temperatura de saturação de 27°C. A temperatura de entrada do ar no evaporador varia de 30,0°C a 45°C. O fluxo de ar varia de 0,05 kg/s a 0,095 kg/s.

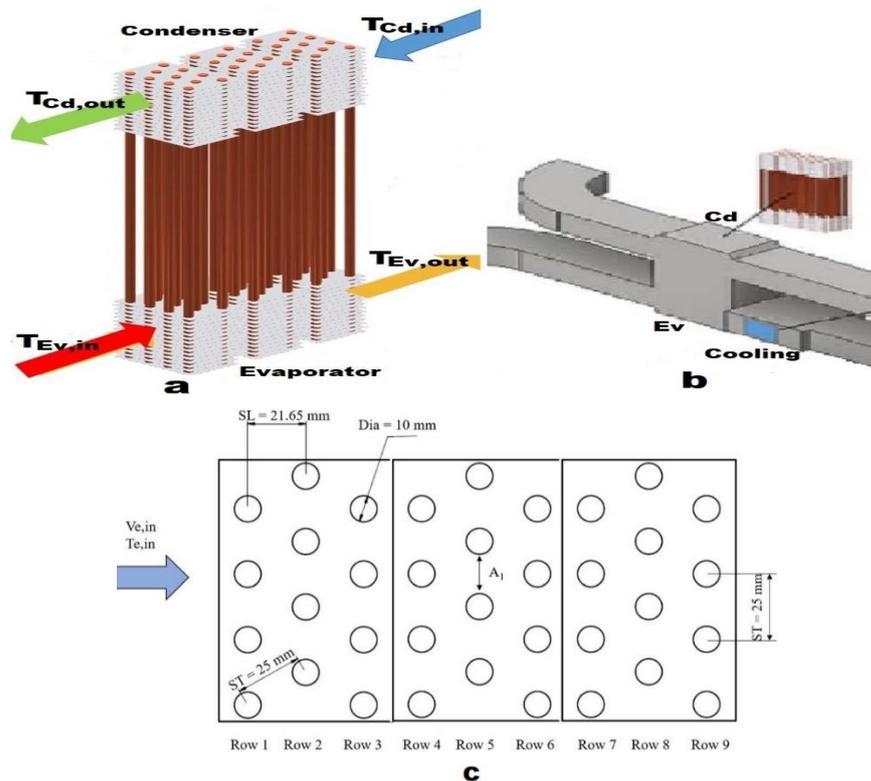


Figure (1. a): representa o conjunto de tubos de calor com aletas^[1]; **Figure (1. b):** representa o evaporador (pré-resfriamento), resfriamento convencional, condensador (recuperação de energia) e tubos de circulação de ar^[1]; **Figure (1. c):** representa esquematicamente o conjunto de tubos de calor aletados dispostos no invólucro do trocador de calor^[1].

Ressalta-se que a legislação sobre controle térmico em salas cirúrgicas é rigorosa e exige que não haja vestígios tóxicos oriundos do sistema de trocador de calor e que a temperatura dever estar entre 18°C e 22°, e nunca deve estar abaixo de 18°C, pois pode causar hipotermia no paciente. A umidade do ar deve estar entre 45% e 50%.

O procedimento de análise apresentado neste trabalho é original, pontual e distribuído, contrastando com o procedimento teórico que aplica o método de efetividade (ϵ -NTU) para análise global de trocadores de calor (Sukarno e Putra, 2021). A análise restringe-se à região do evaporador, uma vez que as nanopartículas só afetam esta região. O sistema em análise utiliza tubos de calor (heat pipes) como elemento passivo de troca de calor e é isento de vestígios tóxicos e possui alta efetividade térmica, quando comparado com sistemas de ar-condicionado usuais. Um dos diferenciais do trocador de calor analisado encontra-se no fato de que possibilita recuperação da energia térmica (Heat Recover) através do condensador.

Sukarno e Putra (2021)^[1] efetuam recuperação de calor usando tubos de calor aletados, com água como fluido de trabalho, em um sistema de ar-condicionado. Eles analisam a influência do número de tubos de calor, da temperatura de entrada e da velocidade do ar de entrada. Determinam que o desempenho do trocador de calor com aletas depende fortemente da velocidade do ar e que uma velocidade de entrada mais alta possibilita melhor desempenho.

Nogueira (2023)^[2] utiliza o método da eficiência térmica para análise teórica do desempenho térmico de um trocador de calor com aletas (FHPHE), com água como fluido de trabalho. O Trocador de Calor Aletado (FHPHE) é usado como um dispositivo auxiliar para controlar a temperatura e a qualidade do ar-condicionado em salas de cirurgia. Valores teóricos foram determinados para as velocidades médias, números de Nusselt, efetividade térmica, taxas de transferência de calor e temperaturas de saída. As comparações teórico-experimentais localizadas são consistentes, e o erro relativo absoluto para a taxa global de transferência de calor varia de 0,5% a 35%.

Khaled Elsaid et al. (2021)^[3] apresentam uma discussão relacionada ao uso do grafeno como componente nanofluido com foco nas propriedades termo físicas. Eles argumentam que os nanofluidos que utilizam grafeno têm maior condutividade térmica do que a maioria dos nanofluidos que utilizam óxidos metálicos e apresentam uma tabela de propriedades para comparação. No entanto, apontam que existem grandes desafios relacionados ao seu uso. Eles citam custo, estabilidade, valores mais elevados de densidade e viscosidade, impactos ambientais e métodos de preparação. Eles concluem que tais desafios requerem uma investigação cuidadosa.

Naser Ali (2022)^[4] estuda características relacionadas ao grafeno, como propriedades termo físicas e estabilidade de dispersão. Apresenta valores de densidade, capacidade térmica, condutividade térmica e viscosidade, em forma gráfica, para um nanofluido composto por água e grafeno, com valores percentuais de fração volumétrica iguais a 0,01%, 0,05% e 0,10%. Ele argumenta que é necessário um estudo de viabilidade do nanofluido apresentado antes de ser utilizado em aplicações reais. Enfatiza aspectos de custo, avaliação de desempenho e impacto ambiental. Também analisa o uso de surfactantes relacionados à estabilidade do nanofluido e conclui que a estabilidade de 45 dias pode ser alcançada quando se utilizam surfactantes de maior peso.

Agnieszka et al. (2021)^[5] afirmam que o desempenho do condensador não é influenciado pelos nanofluidos utilizados no tubo de calor e que a análise de desempenho deve ser concentrada no evaporador. Eles analisam a tensão superficial e o ângulo de contato dos nanofluidos de sílica e óxido de grafeno e argumentam que as nanopartículas tendem a se depositar na superfície do evaporador durante o processo de ebulição. Este depósito altera as condições da parede e da região próxima a ela, e o efeito que isso pode ter nas propriedades do nanofluido é desconhecido. Sabe-se, contudo, que alterações na tensão superficial e na molhabilidade afetam o regime de ebulição. O estudo apresenta resultados numéricos para a tensão superficial do óxido de grafeno antes e depois do processo de ebulição, tendo água como fluido base. Eles também analisam a influência dos surfactantes na tensão superficial associada ao nanofluido. Concluem que o grafeno possui tensão superficial e ângulo de contato semelhantes aos da água, quando em pequenas concentrações e afirmam, citando referências, que o impacto do óxido de grafeno na capacidade de transferência de calor não está relacionado à tensão superficial ou molhabilidade. No entanto, acrescentam, é necessária mais investigação para determinar a influência da utilização de nanofluidos em termos de desempenho no processo de ebulição, e que os estudos realizados raramente estão associados a aplicações reais, especialmente em dispositivos de baixa pressão.

Akbari et al. (2019)^[6] afirmam que o uso de nano fluidos relacionado ao aumento da ebulição nucleada tem despertado grande interesse. Eles realizaram um estudo experimental conduzido sob pressão atmosférica para comparar os efeitos das nano placas de grafeno e dos nanotubos de carbono de paredes múltiplas no coeficiente de transferência de calor associado à ebulição da piscina e ao fluxo de calor crítico. Eles verificaram que nanopartículas com concentrações percentuais em peso iguais a 0,01, 0,05 e 0,1% alteraram o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor crítico, sobre a água deionizada. Concentrações acima de 0,01% em peso diminuíram o coeficiente de transferência de calor e aumentaram o fluxo de calor crítico.

K.N. Shukla et al. (2010)^[7] apresentam trabalho experimental com um tubo de calor cilíndrico de cobre preenchido com diferentes fluidos de trabalho. Eles realizaram testes com água deionizada e nano fluidos compostos de água-prata e água-cobre. Eles encontraram um aumento de 14% na eficiência do tubo de calor com o uso de nano fluidos em comparação com a água deionizada como fluido de trabalho. Eles observaram um aumento na condutividade térmica dos nano fluidos com 0,1% em peso de nanopartículas. Eles descobriram que as nanopartículas podem criar vários locais de nucleação ativos, permitindo um aumento na transferência de calor por ebulição, com o conseqüente declínio no perfil de temperatura.

Mohammed Salah Hameed (2013)^[8] reconhece que existem quatro correlações frequentemente utilizadas para simular a ebulição nucleada e que cada uma delas é diferenciada pelas variáveis utilizadas na sua implementação. Com o objetivo de melhorar a precisão na determinação do coeficiente de transferência de calor em ebulição, eles desenvolvem uma correlação empírica generalizada que satisfaz uma ampla gama de dados experimentais disponíveis na literatura. Eles usam técnicas de regressão múltipla de mínimos quadrados para determinar uma correlação que permite desvio mínimo. Eles testam a correlação desenvolvida pela solução de programação linear e não linear e utilizam uma ampla gama de dados da literatura apresentados por Rohsenow, Forster e Zuber, Forster e Greif, e Gupta e Varshney.

Nogueira E. (2022)^[9] aplicou a segunda lei da termodinâmica através dos conceitos de eficiência térmica, eficácia térmica e irreversibilidade térmica em um trocador de calor casco e tubos utilizando água-etilenoglicol associado a frações de nanopartículas. Frações volumétricas iguais a 0,01, 0,10 e 0,25 foram consideradas para análise de nanopartículas de Ag e Al₂O₃. Concluiu que, quando o número de Reynolds é relativamente pequeno, em regime laminar, a elevada eficácia, associada à elevada irreversibilidade térmica, leva a taxas de transferência de calor que se aproximam do máximo possível.

Nogueira E. (2021)^[10] analisa a influência do desempenho térmico de um condensador tipo casco e tubo, com nanopartículas de água e óxido de alumínio (Al₂O₃) fluindo para dentro do tubo. Os principais parâmetros utilizados para analisar o desempenho térmico são a eficiência térmica e a eficácia térmica, e os resultados demonstram que a eficiência é elevada e que a eficácia pode ser aumentada através da introdução de frações de nanopartículas na água.

2. METODOLOGIA

A formulação abaixo, Equações (1) – (88), está relacionada ao desempenho térmico do trocador de calor analisado por Ragil Sukarno et al.[1], representado através das Figuras 1.a, 1.b e 1.c. As frações volumétricas do grafeno são representadas pelo parâmetro que varia de 0,001 a 0,100. $\phi = 0.01$ padrão, $0.001 \leq \phi \leq 0.100$; ϕ é a fração em volume das nanopartículas.

$$T_{sat} = 27.0 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ fixo} \quad (1)$$

$$T_{airin} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ padrão, } 30^\circ\text{C} \leq T_{airin} \leq 45^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$T_W = T_{airin} \text{ by definido} \quad (3)$$

T_{sat} é temperatura de saturação do fluido de trabalho, T_{airin} é a temperatura de entrada do ar, T_W é a temperatura da superfície dos tubos de calor.

$$k_{air} = 6.91744186 \cdot 10^{-5} T_{airin} + 0.02462173663 \quad (4)$$

$$\mu_{air} = 1.95483621 \cdot 10^{-5} + 2.735058039 \cdot 10^{-9} T_{airin} + 2.309587479 \cdot 10^{-10} T_{airin}^2 - 4.505882353 \cdot 10^{-13} T_{airin}^3 \quad (5)$$

$$Cp_{air} = 1003.728948 + 0.06727399886 \cdot T_{airin} + 3.565918367 \cdot 10^{-6} T_{airin}^2 + 8.222222222 \cdot 10^{-7} T_{airin}^3 \quad (6)$$

$$\rho_{air} = 1.219135515 - 0.002152770329 T_{airin} - 3.64047479 \cdot 10^{-7} T_{airin}^2 + 1.705882353 \cdot 10^{-9} T_{airin}^3 \quad (7)$$

$$v_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} \quad (8)$$

$$\alpha_{air} = \frac{k_{air}}{\rho_{air} Cp_{air}} \quad (9)$$

$$Pr_{air} = \frac{v_{air}}{\alpha_{air}} \quad (10)$$

Equações (4-10) representam as propriedades das propriedades do ar na temperatura de entrada do ar.

$$k_W = 0.5521904762 + 0.002561507937 T_W - 1.87202381 \cdot 10^{-5} T_W^2 + 5.902777778 \cdot 10^{-8} T_W^3 \quad (11)$$

$$\rho_W = 1002.676071 - 0.06559821429 T_W - 0.003582589286 T_W^2 \quad (12)$$

$$v_W = 1.787666667 \cdot 10^{-6} - 5.532222222 \cdot 10^{-8} T_W + 9.827083333 \cdot 10^{-10} T_W^2 - 8.965277778 \cdot 10^{-12} T_W^3 + 3.177083333 \cdot 10^{-14} T_W^4 \quad (13)$$

$$\mu_W = \rho_W v_W \quad (14)$$

$$\alpha_W = \frac{k_W}{\rho_W Cp_W} \quad (15)$$

$$Pr_W = \frac{v_W}{\alpha_W} \quad (16)$$

Equações (11-16) representam as propriedades da água.

$$P_{sat} = 216.7691429 - 5.927342857 T_{sat} + 0.04774285714 T_{sat}^2 \quad (17)$$

P_{sat} é a pressão de saturação da água.

$$v_l = 0.001585485714 - 1.831904762 \cdot 10^{-5} T_{sat} + 1.957142857 \cdot 10^{-7} T_{sat}^2 - 6.666666667 \cdot 10^{-10} T_{sat}^3 \quad (18)$$

$$\rho_l = \frac{1}{v_l} \quad (19)$$

$$v_v = 21.45466571 - 0.3398517143 T_{SAT} + 0.001419714286 T_{sat}^2 \quad (20)$$

$$\rho_v = \frac{1}{v_v} \quad (21)$$

Equações (18-21) representam as propriedades do líquido saturado e vapor saturado no tubo de calor.

$$h_l = 2.184 + 4.2124T_{sat} \quad (22)$$

$$h_v = 1.540666667T_{sat} + 2521.596667 \quad (23)$$

$$h_{lv} = h_v - h_l \quad (24)$$

h_{lv} representa o calor latente de vaporização.

$$NHP = 12 \text{ padrão}; 12 \leq NHP \leq 36 \quad (25)$$

NHP is the number of heat pipes associated with the heat exchanger.

$$NFin = 30 \text{ padrão}; 0 \leq NFin \leq 30 \quad (26)$$

$NFin$ é o número de aletas por tubo de calor.

$$NHP_{byrows} = 4 \quad (27)$$

NHP_{byrows} é o número de tubos de calor por fila.

$$Nrows = \frac{NHP}{NHP_{byrows}}, 3 \leq Nrows \leq 9 \quad (28)$$

$Nrows$ é o número de filas no trocador de calor. n

$$Vair_{inlet} = 1.5 \text{ m/s padrão}; 1.5 \leq Vair_{inlet} \leq 2.5 \quad (29)$$

$Vair_{inlet}$ é a velocidade do ar na entrada do evaporador.

$$\dot{m}_{air} = 0.050 \text{ kg/s padrão}; 0.050 \leq \dot{m}_{air} \leq 0.095 \quad (30)$$

\dot{m}_{air} é a vazão em massa do ar.

$$TEv_{in} = Tair_{in}; 30.0^\circ\text{C} \leq TEv_{in} \leq 45.0^\circ\text{C} \quad (31)$$

$$\sigma_{Water} = 0.07275(1 - 0.002(368.15 - 291.15)) \quad (32)$$

σ_{Water} é a tensão de superfície adotada no modelo.

$$r = 0.33 \quad (33)$$

$$C_{sf} = 0.015 \quad (34)$$

$$C_{sf}^* = 1503 \quad (35)$$

$$l^* = \sqrt{\frac{\sigma_{Water}}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (36)$$

l^* é o comprimento característico.

$$q'' = \mu_W h_{lv} l^* \left(\frac{1}{C_{sf}}\right)^{0.33} Pr_W^{1/4} \left(\frac{\sigma_{Water} \Delta T_{sat}}{h_{lv}}\right)^{1/4} \quad (37)$$

q'' é o fluxo de calor associado com o processo de ebulição nucleada baseado na equação obtida por Rhosenow^[18].

$$h_{boil} = 1.39 \left(\frac{k_W}{l^*}\right) \left(\frac{q'' \rho_W C_{pW} l^*}{\rho_W h_{lv} k_W}\right)^{0.7} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.21} \left(\frac{\mu_W C_{pW}}{k_W}\right)^{-0.21} \quad (38)$$

h_{boil} Equação (38), é a correlação obtida por Gupta and Varshney, é o coeficiente de transferência de calor associado ao processo de ebulição válido para água^[13].

$$\rho_{Grap} = 3000 \text{ kg/m}^3 \quad (39)$$

$$k_{Grap} = 2500 \text{ W/(mK)} \quad (40)$$

$$Cp_{Grap} = 711 \text{ J/(kgK)} \quad (41)$$

$$\mu_{nano} = (1 - \phi)^{-2.5} \mu_W \quad (42)$$

$$\rho_{nano} = \phi \rho_{Grap} + (1 - \phi) \rho_W \quad (43)$$

$$Cp_{nano} = \frac{\phi \rho_{Grap} Cp_{Grap} + (1 - \phi) \rho_W Cp_W}{\rho_{nano}} \quad (44)$$

$$k_{nano} = \left[\frac{k_{Grap} + 2k_W + 2(k_{Grap} - k_W)(1 + 0.1\phi)^3 \phi}{k_{Grap} + 2k_W - 2(k_{Grap} - k_W)(1 + 0.1\phi)^2 \phi} \right] k_W \quad (45)$$

$$\mu_{nano} = \rho_{nano} \nu_{nano} \quad (46)$$

$$\alpha_{nano} = \frac{k_{nano}}{\rho_{nano} Cp_{nano}} \quad (47)$$

$$Pr_{nano} = \frac{\nu_{nano}}{\alpha_{nano}} \quad (48)$$

$$\sigma_{nano} = 0.0726505555 - 1.621336444d - 5 * Tsat - 1.367231268d - 6 * Tsat ** 2.0 \quad (49)$$

σ_{nano} é tensão de superfície associada com nanofluido^[7].
 $\varepsilon = 0.210^{-6}$ (50)

ε é a rugosidade da superfície^[15].

$$h_{boil} = 28.85 Pr_{nano}^{0.59} \left(\frac{q'' \varepsilon}{\mu_{nano} h_{lv}} \right)^{0.70} (\varepsilon^2 g \left(\frac{\rho_{nano} - \rho_v}{\sigma_{nano}} \right))^{0.16} \left(\frac{k_{nano}}{\varepsilon(\phi + 0.001)} \right) \quad (51)$$

h_{boil} Equação (53) é o coeficiente de transferência de calor associado com processo de ebulição válido para nanofluido (Rohsenow, 1951)^[11].

$$\Delta T_{Evsat} = TEv_{in} - T_{sat} \quad (52)$$

$$D_{ext} = 10.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}; D_{int} = 0.001 \text{ m} \quad (53)$$

D_{ext} é o diâmetro externo do tubo de calor. D_{int} é o diâmetro interno do tubo de calor.

$$kW = 401.0 \text{ W/(mK)} \quad (54)$$

kW é a condutividade térmica do tubo de calor (cobre).

$$LEv = 160.010^{-3} \quad (55)$$

LEv é o comprimento do evaporador.

$$LEv_H = N_{Rows} \frac{LEv}{9.0} \quad (56)$$

LEv_H é o comprimento horizontal do trocador de calor.

$$t_{Fin} = 0.10510^{-3} \quad (57)$$

t_{Fin} é a espessura das aletas.

$$k_{Fin} = 235.0 \quad (58)$$

k_{Fin} é a condutividade térmica do material das aletas (alumínio).

$$Sp_{Fin} = 2.0 \cdot 10^{-3} \text{ por definição} \quad (59)$$

Sp_{Fin} é o espaço entre aletas.

$$LEv_{effec} = LEv - (N_{Fin} t_{Fin} + 4\pi D_{ext} Sp_{Fin}) \quad (60)$$

LEv_{effec} é o comprimento efetivo do evaporador.

$$Dh_{EV} = \frac{4LEv_H LEv_{effec}}{2(LEv_H + LEv_{effec})} \quad (61)$$

Dh_{EV} é o diâmetro hidráulico do evaporador.

$$Re_{EV} = \frac{4\dot{m}_{air}}{\pi Dh_{EV} \mu_{air}} \quad (62)$$

Re_{Ev} é o número de Reynolds associado ao evaporador.

$$A_{sec_{Ev}} = \frac{\dot{m}_{air} Dh_{Ev}}{Re_{air} \mu_{air}} \quad (63)$$

$A_{sec_{Ev}}$ é a área de seção reta associada ao evaporador.

$$V_{Ev} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{sec_{Ev}} \rho_{air}} \quad (64)$$

V_{Ev} é a velocidade do ar no evaporador.

$$ST = 25.010^{-3} \quad (65)$$

$$SL = 21.6510^{-3} \quad (66)$$

ST e SL são os comprimentos associados à disposição dos tubos de calor no trocador de calor (Figure 1.c).

$$V_{air} = \frac{ST}{SL - D_{ext_{inlet_{max}}}} \quad (67)$$

$V_{air_{max}}$ é a velocidade máxima do ar no evaporador.

$$A_{tr_{EvFin}} = N_{Fin} LE v_H LE v \quad (68)$$

$A_{tr_{EvFin}}$ é a área de troca de calor associada às aletas.

$$A_{tr_{EvHP}} = N_{HP} \pi D_{ext} (LE v - N_{Fin} Sp_{Fin}) \quad (69)$$

$A_{tr_{EvHP}}$ é a área de troca de calor associado ao conjunto de tubos de calor.

$$A_{EvTotal} = A_{tr_{EvFin}} + A_{tr_{EvHP}} \quad (70)$$

$A_{EvTotal}$ é a área de troca de calor total entre os fluidos.

$$Nu_{Ev} = F 0.71 Re_{Ev}^{0.5} Pr_{Ev}^{0.36} \left(\frac{Pr_{Ev_{air}}}{Pr_{Ev_{surf}}} \right)^{0.25} \quad (71)$$

Nu_{Ev} é o número de Nusselt associado ao evaporador, onde $F=0.98$ por definição.

$$h_{Ev} = \frac{Nu_{Ev} k_{air}}{Dh_{Ev}} \quad (72)$$

h_{Ev} é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$mL_{EvFin} = \sqrt{\frac{2h_{Ev}}{k_{Fin} t_{Fin}}} LE v_H \quad (73)$$

mL_{EvFin} parâmetro adimensional associado com as aletas.

$$\eta_{EvFin} = \frac{\text{Tanh}(mL_{EvFin})}{mL_{EvFin}} \quad (74)$$

η_{EvFin} é a eficiência associada às aletas.

$$\beta_{Ev} = \frac{A_{tr_{EvFin}}}{A_{Total}} \quad (75)$$

β_{Ev} é a razão entre a área de troca de calor proporcionada pelas aletas em relação à área de troca total de calor.

$$\eta'_{EvFin} = \beta_{Ev} \eta_{EvFin} + (1 - \beta_{Ev}) \quad (76)$$

η'_{EvFin} é a eficiência efetiva associado ao conjunto de aletas.

$$U_{O_{Ev}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{boil}} + \frac{D_{ext} - D_{int}}{kW} + \frac{1}{\eta_{EvFin} h_{Ev_{air}}}} \quad (77)$$

$U_{O_{Ev}}$ é o coeficiente de transferência de calor global associado ao evaporador.

$$C_{Air} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \quad (78)$$

$$C_{Ev} = C_{air} \quad (79)$$

C_{Air} é a capacidade térmica associado ao ar.

$$NTU_{Ev} = \frac{U_{oEv} A_{Ev} Total}{C_{Ev}} \quad (80)$$

NTU_{Ev} é o número de unidades térmicas associadas ao evaporador.

$$Fa = \frac{NTU \sqrt{1+C^*{}^2}}{2} \text{ for cross-flow} \quad (81)$$

Fa é um parâmetro adimensional denominado “Analogia de Aletas”, associado ao método da eficiência térmica^[16-18]. $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$ para o evaporador ($C_{max} \rightarrow \infty$).

$$\eta_T = \frac{\tanh(Fa)}{Fa} \quad (82)$$

η_T é a eficiência térmica associada ao trocador de calor.

$$\varepsilon_T = \frac{1}{\frac{1}{\eta_T NTU} + \frac{1+C^*}{2}} \quad (83)$$

ε_T é a efetividade térmica associada ao trocador de calor.

$$Fa_{Ev} = \frac{NTU_{Ev}}{2} \quad (84)$$

$$\eta_{TEv} = \frac{\tanh(Fa_{Ev})}{Fa_{Ev}} \quad (85)$$

$$\varepsilon_{TEv} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{TEv} NTU_{Ev}} + \frac{1}{2}} \quad (86)$$

$$\dot{Q}_{Ev} = \frac{C_{Ev} \Delta T_{Ev} sat}{\frac{1}{\eta_{TEv} NTU_{Ev}} + \frac{1}{2}} \quad (87)$$

\dot{Q}_{Ev} é a taxa de transferência de calor no evaporador.

$$TEv_{out} = TEv_{in} - \frac{\dot{Q}_{Ev}}{C_{Ev}} \quad (88)$$

TEv_{out} é a temperatura de saída do ar no evaporador.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados apresentados a seguir, restritos à região do evaporador, estão relacionados aos seguintes parâmetros para análise do problema formulado: número de heat pipes, número de aletas por tubo de calor, vazão de ar, temperatura de entrada de ar e fração volumétrica de grafeno. As grandezas de interesse obtidas na análise foram a velocidade do ar no evaporador, a eficácia do evaporador e a temperatura de saída no evaporador.

A Figura 2 apresenta resultados teóricos^[2] versus experimentais^[1] para a velocidade do ar no evaporador, em função da vazão mássica de ar, e água como fluido de trabalho. Os parâmetros que variam são o número de tubos de calor e o número de aletas por tubo de calor. A velocidade do ar diminui com o aumento dos tubos de calor e aumenta com o número de aletas por tubo de calor, ou seja, a área das aletas tem influência significativa na velocidade do ar. Os resultados teóricos estão abaixo do valor máximo da velocidade experimental e os resultados experimentais da velocidade do evaporador estão entre os resultados válidos para 12, 24 e 36 tubos de calor. Há, portanto, consistência teórico-experimental nos resultados obtidos.

A Figura 3 apresenta resultados teóricos^[2] para efetividade térmica no evaporador, em função de fração em volume das nanopartículas variando de 0.005 a 0.100, para a configuração de 24 tubos de calor e 10 aletas por tubo de calor, e vazão de ar igual a 0.05 kg/s. Pode-se observar a influência das nanopartículas na efetividade térmica. Algo que surpreende nos resultados obtidos é que há um limite inferior para a vazão em volume para as nanopartículas, ou seja, há um limite inferior que possibilita a maior efetividade possível. No caso em análise este limite inferior é igual a $\phi = 0.005\%$, cuja máxima alcançada para a efetividade é aproximadamente igual a 0.98. Para frações em volume superiores ao limite inferior a efetividade decresce e se aproxima da efetividade do escoamento sem nanopartículas. Para temperaturas elevadas, em relação à temperatura de saturação, $T_{sat} = 27.0 \text{ }^\circ\text{C}$, a efetividade

associada à água pura como fluido de trabalho se aproxima do valor com nanofluido, independente da fração em volume das nanopartículas. Resultado que surpreende, de certa forma, verificado teoricamente, é que se houver um aumento na fração de nanopartículas a efetividade decresce e fica abaixo do valor obtido para água como fluido de trabalho. Podemos especular, pois há evidências na literatura, que uma possível causa para o menor desempenho de troca de calor esteja na deposição de nanopartículas na superfície do tubo de calor, aumentando assim a resistência térmica.

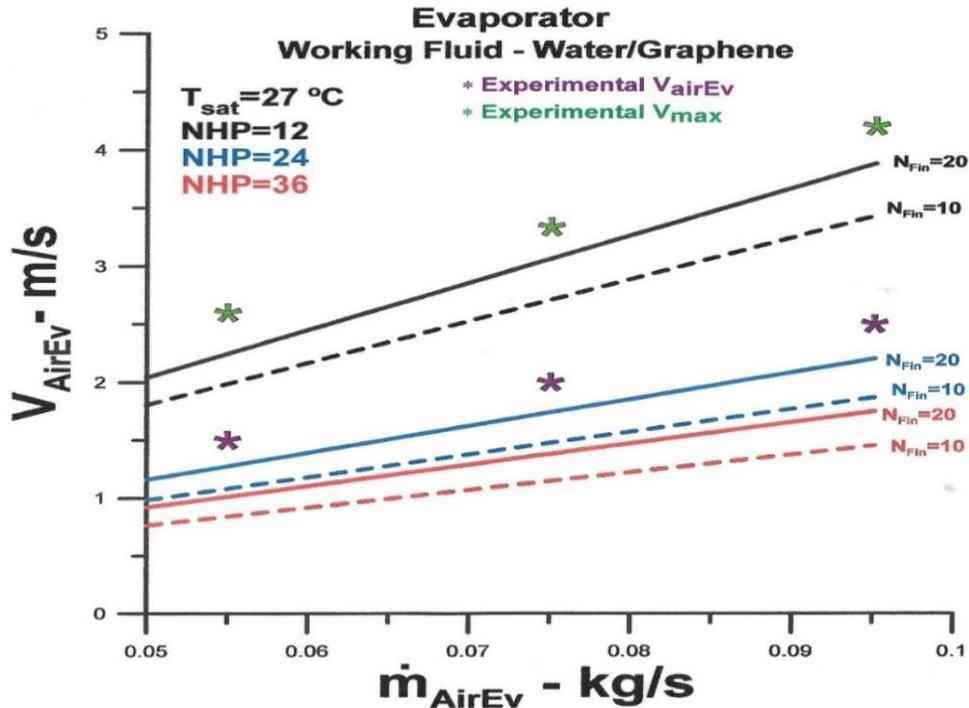


Figura 2: Velocidade do ar no evaporador em função da vazão em massa do ar, para água como fluido de trabalho (Nogueira, 2023.01)

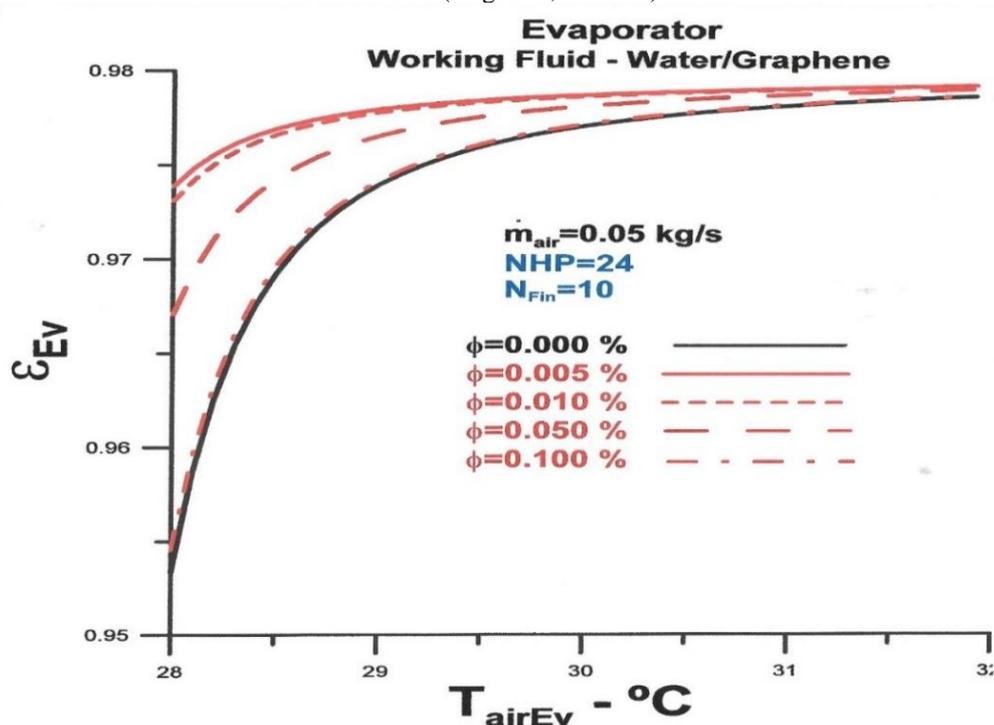


Figure 3: Efetividade térmica do evaporador versus temperatura do ar de entrada com frações volumétricas de nanofluido como parâmetro

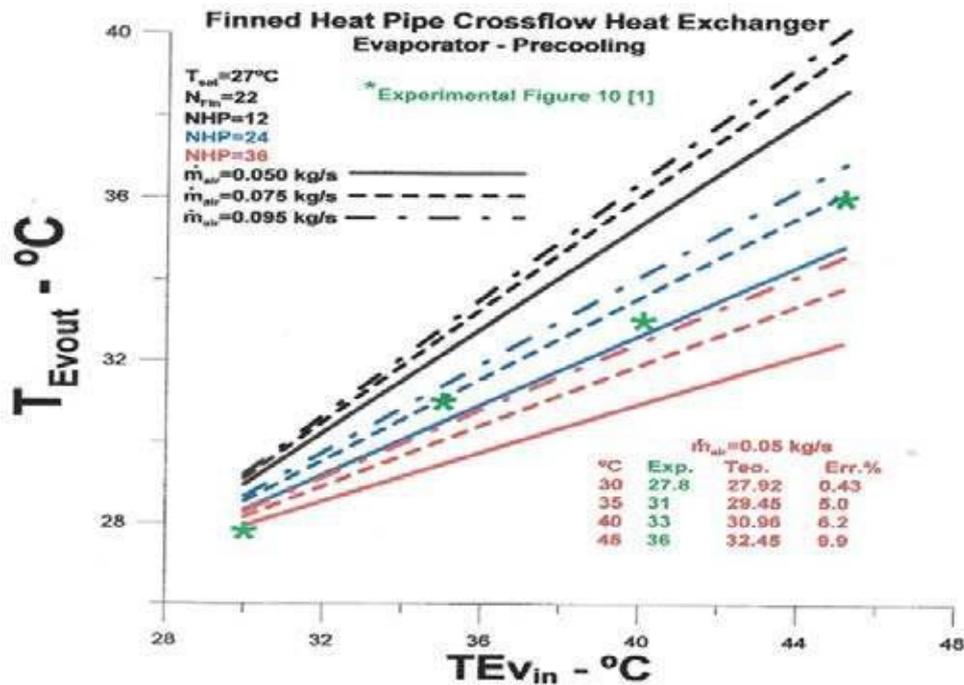


Figura 4: Temperatura de saída no evaporador em função da temperatura de entrada do ar, para água como fluido de trabalho (Nogueira, 2023.01).

A Figura 4 apresenta comparações teóricas^[2] versus experimentais^[1] para temperatura de saída do ar no evaporador, em função da temperatura de entrada. Fica evidente que há consistência entre os resultados obtidos através de simulação e resultados experimentais. Para configuração de 24 tubos de calor e 22 aletas por tubo, a maior diferença entre os resultados corresponde a 9.9% máximo e 0.43% mínimo, para água pura como fluido de trabalho. Os resultados mostram que a efetividade térmica cresce com maior número de tubos de calor, uma vez que a temperatura de saída do ar tende a cair. De forma similar, o aumento da vazão no ar leva a maior efetividade térmica.

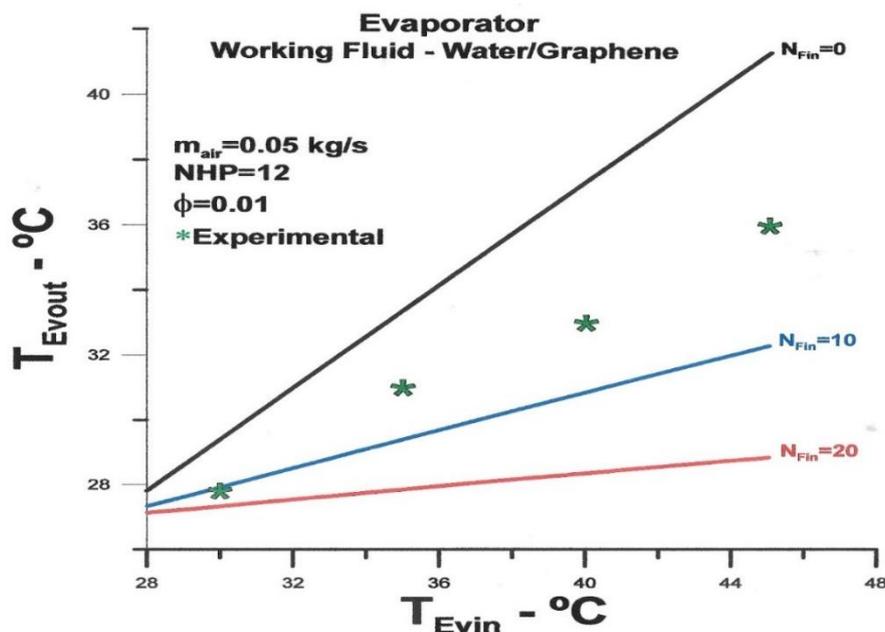


Figura 5: Temperatura de saída no evaporador em função da temperatura de entrada do ar, para nanofluido como fluido de trabalho

A Figura 5 apresenta comparações teórico versus experimental[1] para temperatura de saída do ar no evaporador, em função da temperatura de entrada, do número de aletas por tubo e fração em volume igual a 0.01, e número de tubos igual a 24. Evidente que o número de aletas afeta a efetividade térmica, uma vez que há aumento na área de troca de calor, mas a influência das nanopartículas no escoamento, como já evidenciado anteriormente, também afeta positivamente a efetividade térmica. De fato, quando se observa os resultados obtidos número de aletas igual a 22 na Figura 4 e resultados obtidos para 20 aletas na Figura 5 há uma pequena queda no valor de temperatura de saída neste último caso.

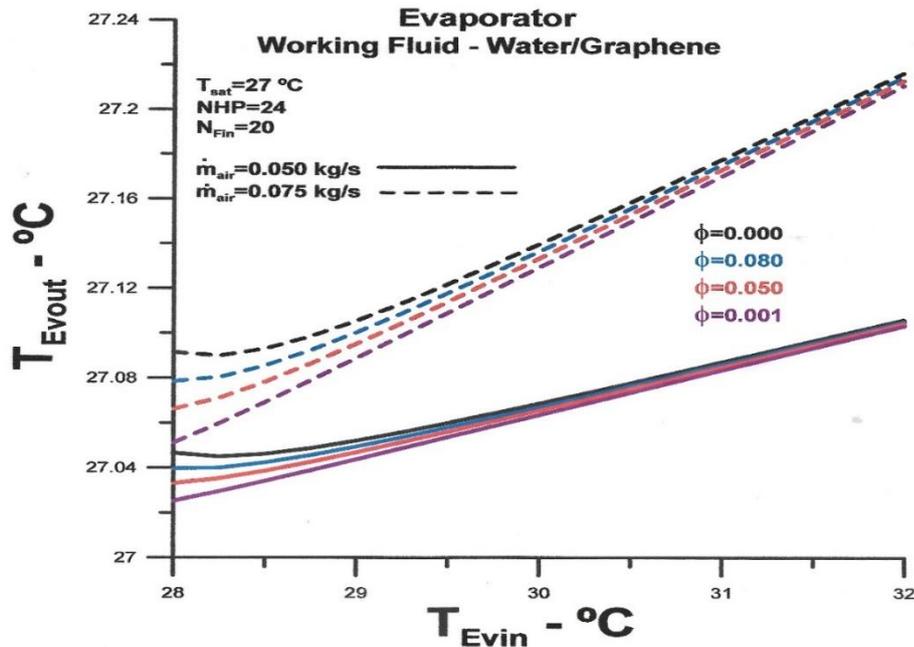


Figura 6: Temperatura de saída no evaporador em função da temperatura de entrada do ar, para fração volumétrica do nanofluido variando e NHP=24

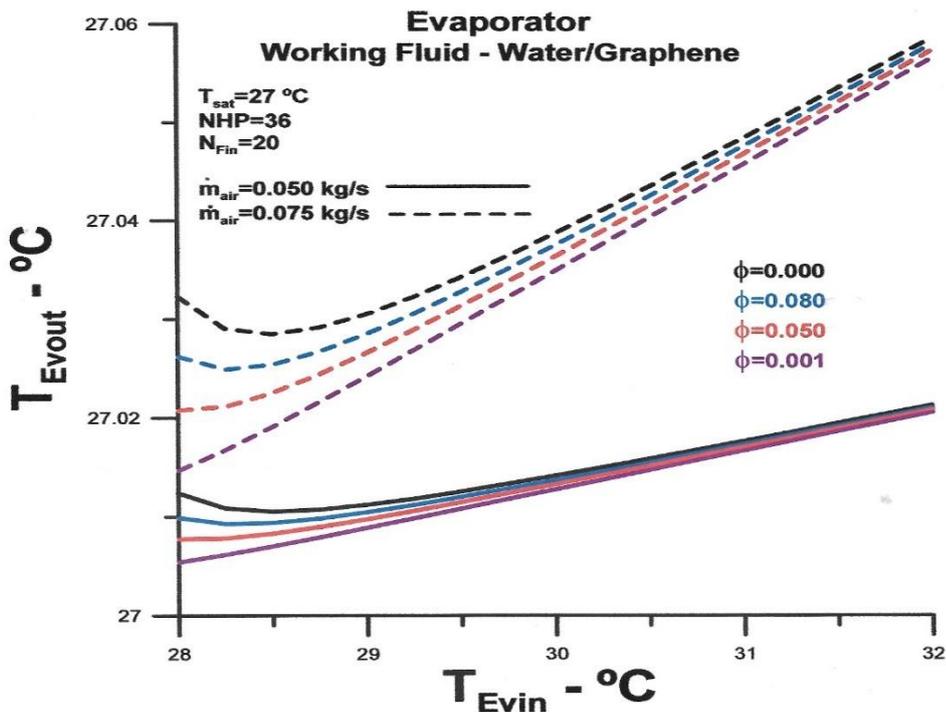


Figura 7: Temperatura de saída no evaporador em função da temperatura de entrada do ar, para fração volumétrica do nanofluido variando e NHP=36

As Figuras 6 e 7 apresentam resultados de temperatura de saída para números de tubos de calor respectivamente iguais a 24 e 36. As vazões mássicas analisadas são de 0,050 kg/s e 0,075 kg/s, com variações na fração volumétrica de 0,001 a 0,080. Os resultados obtidos teoricamente reforçam o que já foi observado, ou seja, uma menor fração volumétrica permite uma menor temperatura de saída do ar, independente da vazão do ar. Embora os valores obtidos para as situações analisadas não tenham variado significativamente, demonstram a importância do número de heat pipes, associado ao número de aletas. Além disso, os resultados demonstram, mais uma vez, como ocorre a influência da fração de nanopartículas no fluido de trabalho, ressaltando que são mais efetivas para menores temperaturas de entrada do ar.

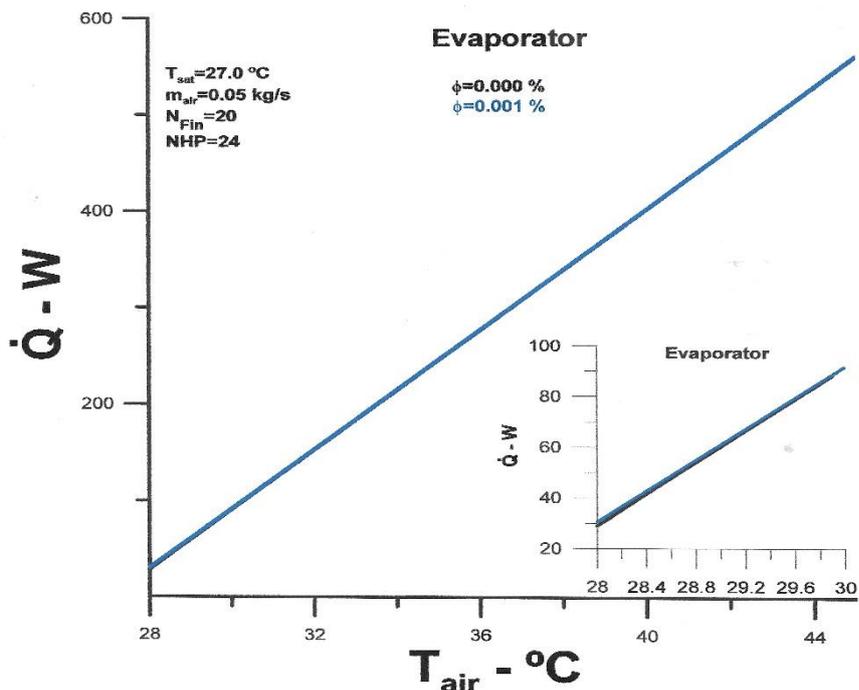


Figura 8: Taxa de transferência de calor no evaporador em função da temperatura de entrada do ar, para fração volumétrica do nanofluido igual a 0.001 e NHP=24

Os resultados apresentados, Figura 8, demonstram que a introdução de nanopartículas, no caso em análise, não afeta de forma significativa a taxa de transferência de calor, em toda faixa de vazão. Entretanto, como esperado, para baixas vazões há evidência de sua influência, como mostra a Figura em destaque, para faixa de temperatura de entrada entre 28°C e 30°C. Esta pequena influência pode ser justificada em função da baixa troca de calor que ocorre neste trocador de calor, na faixa de vazão analisada.

Conforme já mencionado na introdução, a avaliação do papel do nanofluido associados aos tubos de calor requer mais estudos que contribuam para os diversos fatores que afetam o desempenho térmico, especialmente para aplicações onde o campo de pressão e o calor trocado entre os fluidos são relativamente baixos, que é o caso em análise.

4. CONCLUSÃO

O objetivo é analisar teoricamente a influência da fração volumétrica do nanofluido constituído por água destilada e nanopartículas de grafeno no desempenho térmico de um evaporador composto por conjuntos de tubos de calor. O evaporador original utiliza água destilada como fluido de trabalho e faz parte de um trocador de calor projetado para funcionar como sistema de ar-condicionado em salas cirúrgicas^[1].

Foram apresentados poucos resultados obtidos através da análise, em função do espaço disponível. Entretanto, pode-se concluir que o nanofluido afeta a troca de calor entre o fluido de trabalho e o ar quente que entra no evaporador.

A conclusão mais importante da análise realizada é que existe uma faixa de fração volumétrica para que o nanofluido funcione para melhorar o desempenho térmico do trocador de calor. Os resultados demonstram que a partir de um determinado valor mínimo, há maior troca de calor entre os fluidos até que uma determinada fração volumétrica do nanofluido seja atingida onde a troca de calor seja igual à troca de calor do evaporador original. Acima deste valor limite superior, na fração volumétrica do nanofluido, a troca de calor é inferior à troca de calor do evaporador original.

Segundo a literatura acessada^[1-17], muitos fatores podem levar a uma alta resistência térmica entre o fluido de trabalho e a superfície do tubo de calor, prejudicando a troca de calor. Uma delas é a deposição de nanopartículas na superfície, e outra, também viável e relacionada, é a baixa pressão e o nível de energia envolvido no processo, ou seja, pequenos trocadores de calor são mais afetados.

5. REFERENCIAS

[1] **Ragil Sukarno, Nandy Putra, Imansyah Ibnu Hakim, Fadhil Fuad Rachman, and Teuku Meurah Indra Mahlia.** Multi-Stage Heat-Pipe Heat Exchanger for Improving Energy Efficiency of the HVAC System in a Hospital Operating Room. *International Journal of Low-Carbon Technologies* 2021, 16, 259–267.

[DOI:10.1093/ijlct/ctaa048](https://doi.org/10.1093/ijlct/ctaa048)

[2] **Élcio Nogueira.** Theoretical thermal performance of crossflow finned heat pipe heat exchanger used for air conditioning in surgery rooms. *Mechanical Engineering Advances*, 2023; 1(1): 131.

[doi: 10.59400/mea.v1i1.131](https://doi.org/10.59400/mea.v1i1.131)

[3] **Khaled Elsaïda, Mohamma Ali Abdelkareem, Hussein M. Maghrabie, Enas Taha Sayed, Tabbi Wilberforce, Ahmad Baroutaji, A.G. Olabi.** Thermophysical Properties of Graphene-Based Nanofluids. *International Journal of Thermofluids* 10, 2021, 100073.

<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100073>

[4] **Ali, Nasser.** Graphene-Based Nanofluids: Production Parameter Effects on Thermophysical Properties and Dispersion Stability. *Nanomaterials*, 2022, 12, 357.

<https://doi.org/10.3390/nano12030357>

[3] **Nandy Putra, Trisno Anggoro, and Adi Winarta.** Experimental Study of Heat Pipe Heat Exchanger in Hospital HVAC System for Energy Conservation. *International Journal on Advanced Science Engineering and Information Technology* Vol.7, 2017, No. 3.

[DOI: 10.18517/ijaseit.7.3.2135](https://doi.org/10.18517/ijaseit.7.3.2135)

[5] **Agnieszka Kujawska, Robert Mulka, Samah Hamze, Gawel Żyła, Bartosz Zajackowski, Matthias H. Buschmann, Patrice Estelle.** The Effect of Boiling in a Thermosyphon on Surface Tension and Contact Angle of Silica and Graphene Oxide Nanofluids. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, Volume 627, 20 October, 2021, 127082.

<https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2021.127082>

[6] **Amir Akbari, Erfan Mohammadian, Seyed Ali Alavi Fazl, Mehdi Shanbedi, Mahtab Bahreini, Milad Heidari, and Goodarz Ahmadi.** Comparison between Nucleate Pool Boiling Heat Transfer of Graphene Nanoplatelet- and Carbon Nanotube- Based Aqueous Nanofluids. *ACS Omega*, 2019, 4, 19183–19192.

[DOI: 10.1021/acsomega.9b02474](https://doi.org/10.1021/acsomega.9b02474)

[7] **K. N. Shukla A. Brusly Solomon, B. C. Pillai, and Mohammed Ibrahim.** Thermal Performance of Cylindrical Heat Pipe Using Nanofluids. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* · October 2010.

<https://doi.org/10.2514/1.48749>

[8] **Mohammed Salah Hameed, Abdul Rahman Khan, A. A. Mahdi.** Modeling a General Equation for Pool Boiling Heat Transfer. *Advances in Chemical Engineering and Science*, 2013, 3, 294-303.

<http://dx.doi.org/10.4236/aces.2013.34037>

[9] **Élcio Nogueira.** Thermo-Hydraulic Optimization of Shell and Externally Finned Tubes Heat Exchanger by the Thermal Efficiency Method and Second Law of Thermodynamics. *International Journal of Chemical and Process Engineering Research*, 2022, Vol. 9, No. 1, pp. 21-41.

[DOI: 10.18488/65.v9i1.3130](https://doi.org/10.18488/65.v9i1.3130)

[10] **Élcio Nogueira**. Effects of R134a Saturation Temperature on a Shell and Tube Condenser with the Nanofluid Flow in the Tube Using the Thermal Efficiency and Effectiveness Concepts. *World Journal of Nano Science and Engineering*, 2021, 11, 1-24.

<https://doi.org/10.4236/wjnse.2021.111001>

[11] **Warren M. Rohsenow**. A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids. Technical Report N° 5, The Office Naval Research Contract N5ori-07827, Massachusetts Institute of Technology, 2051

[12] **Kapilan Natesan, Shashikantha Karinka**. A Comprehensive Review of Heat Transfer Enhancement of Heat Exchanger, Heat Pipe and Electronic Components Using Graphene. *Case Studies in Thermal Engineering* 45, 2023, 102874.

<https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102874>

[13] **Grzegorz Górecki, Marcin Łęcki, Artur Norbert Gutkowski, Dariusz Andrzejewski, Bartosz Warwas, Michał Kowalczyk and Artur Romaniak**. Experimental and Numerical Study of Heat Pipe Heat Exchanger with Individually Finned Heat Pipes. *Energies* 2021, 14, 5317.

<https://doi.org/10.3390/en14175317>

[14] **Hussam Jouhara, Sulaiman Almahmoud, Daniel Brough, Valentin Guichet, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, Lujean Ahmad, Nicolas Serey**. “Experimental and Theoretical Investigation of the Performance of an Air to Water Multi-Pass Heat Pipe-Based Heat Exchanger.” *Energy* 219, 2021, 119624.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119624>

[15] **Kamyar, K.S. Ong, R. Saidur**. Effects of Nanofluids on Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 65, 2013, 610–618.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.046>

[16] **Jacqueline Barber, David Brutin, and Lounes Tadrist**. A Review on Boiling Heat Transfer Enhancement with Nanofluids. *Nanoscale Research Letters*, 2011, 6:280.

<http://www.nanoscalereslett.com/content/6/1/280>

[17] **A. Suriyawong, A. S. Dalkilic, and S. Wongwises**. Nucleate Pool Boiling Heat Transfer Correlation for TiO₂-Water Nanofluids. *Journal of ASTM International*, Vol. 9, 2012, No. 5.

<https://www.researchgate.net/publication/254200345>

Doi: [10.21272/jes.2020.7\(2\).f1](https://doi.org/10.21272/jes.2020.7(2).f1)