

ESTUDO TEÓRICO DA UTILIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA EM COLETORES SOLARES PLANOS

Diego Cunha Malagueta – diegomalagueta@yahoo.com.br

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Programa de Planejamento Energético/COPPE

Paulo Couto, Dr. Eng. – pcouto@petroleo.ufrj.br

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Industrial/POLI

2.2 Equipamentos e sistemas de aquecimento de água

Resumo. *O presente trabalho apresenta uma simulação computacional de um coletor solar plano operando com um nanofluido como fluido condutor de calor da placa coletora à água do reservatório. Nanofluidos são fabricados a partir da mistura de um fluido base e de partículas nanométricas de metais ou óxidos metálicos objetivando a intensificação de propriedades termofísicas do fluido base. Para a simulação foram utilizados dados solarimétricos de 16/12 a 22/12 e de 16/06 a 22/06 de 2005 da cidade de Florianópolis; foi também desenvolvida uma demanda diária de banhos com temperatura de banho em função da temperatura ambiente; os nanofluidos considerados nas simulações são à base de água, um com 0,2% de alumina e o outro com 0,1% de óxido de cobre, cujas propriedades foram geradas a partir de dados disponíveis na literatura. Com esses dados de entrada, foram então modelados no software Mathematica 5.2, dois sistemas de aquecimento de água: um tradicional e outro com trocador de passagem, ambos compostos por uma placa coletora padrão e um reservatório de 300 litros, e operando com circulação forçada através de uma bomba. O trocador de passagem é do tipo serpentina e por ele escoo o nanofluido. Para comparação de desempenho, o mesmo modelo foi também simulado com água na serpentina ao invés do nanofluido. As temperaturas da água nos reservatórios ao fim do dia e a energia absorvida pelos sistemas diariamente servem como parâmetros para a comparação dos modelos.*

Palavras-chave: Energia Solar, Coletor Solar, Nanofluidos, Energia Alternativa

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho visa comparar o tradicional aquecimento direto de água em coletores solares com o seu aquecimento através de um nanofluido aquecido nesses mesmos coletores, que transfere em seguida o calor à água no reservatório, objetivando assim aumentar a eficiência de tais sistemas. Espera-se que haja maior ganho por parte dos coletores no funcionamento com nanofluidos em função das nanopartículas acrescentadas ao fluido base, no caso a água, melhorarem certas propriedades termofísicas do fluido.

Devido à disponibilidade de dados atmosféricos e radiométricos qualificados segundo o padrão BSRN e fornecidos pelo Laboratório de Energia Solar (Labsolar) da UFSC, escolheu-se a cidade de Florianópolis para simulação dessas operações.

Foram modelados 2 sistemas distintos: um sistema de aquecimento de água através de um coletor solar plano e que é em seguida armazenada em um reservatório com isolamento térmico; o 2º sistema aquece um nanofluido em seu coletor, que é bombeado até uma serpentina imersa em um reservatório de água.

Os nanofluidos, fabricados a partir de um fluido base (em geral água ou etilenoglicol), acrescidos de nanopartículas metálicas e/ou de óxidos metálicos, apresentam melhorias em certas propriedades termofísicas e sua aplicabilidade em diversas áreas da engenharia é promissora e em fase de estudos e pesquisas.

As propriedades dos nanofluidos ainda não são bem compreendidas e devido ao tamanho das partículas (escala nanométrica), experimentos mostram que seu comportamento não é bem descrito pelas correlações existentes para misturas líquidos+sólidos, EASTMAN (2004), XUAN e LI (2000) e XUE (2003). Entretanto ainda são poucas as correlações específicas disponíveis na literatura.

2. MODELOS

2.1 Sistemas

Para a simulação foram considerados 2 arranjos: um sistema de aquecimento tradicional e um sistema de aquecimento com trocador de passagem (ver desenhos esquemáticos nas Fig. 1 a e b), ambos com circulação forçada e compostos pelos seguintes equipamentos:

1. painel coletor solar plano;
2. reservatório de água;
3. bomba;
4. trocador de calor tipo serpentina;

5. “alargamento da tubulação”.

A placa coletora considerada na simulação possui dimensões de 1,00 m × 1,20 m, 25 mm de altura e 7 dutos equidistantes paralelos ao eixo de maior extensão (1,20 m). Sua superfície de cobre é escurecida com tratamento que deposita uma camada de CuO (EDWARDS *et al.*, 1962 apud DUFFIE e BECKMAN, 1991), concedendo uma absorvância de 0,90, estabelecida para incidência normal à placa. Para a emitância também é considerado o valor de 0,90¹. Cada um dos 7 dutos tem diâmetro interno de 10 mm e externo de 11 mm, e a uma distância de 150 mm (entre os centros das circunferências). O coletor possui ainda uma cobertura de vidro de espessura 3 mm, constante de proporcionalidade arbitrada em 20 m⁻¹ para o espectro solar (a constante de proporcionalidade do vidro é o seu coeficiente de extinção, relacionando o quanto é absorvido pelo material por metro. É assumido que seu valor é constante para todo o espectro solar), emitância de 0,88 e índice de refração igual a 1,526. Na base e nas laterais, o coletor possui um isolamento com vidro celular cuja condutividade térmica considerada foi de 0,058 W/m.K (INCROPERA e DEWITT, 2003) e espessuras de 50mm e 25mm respectivamente.

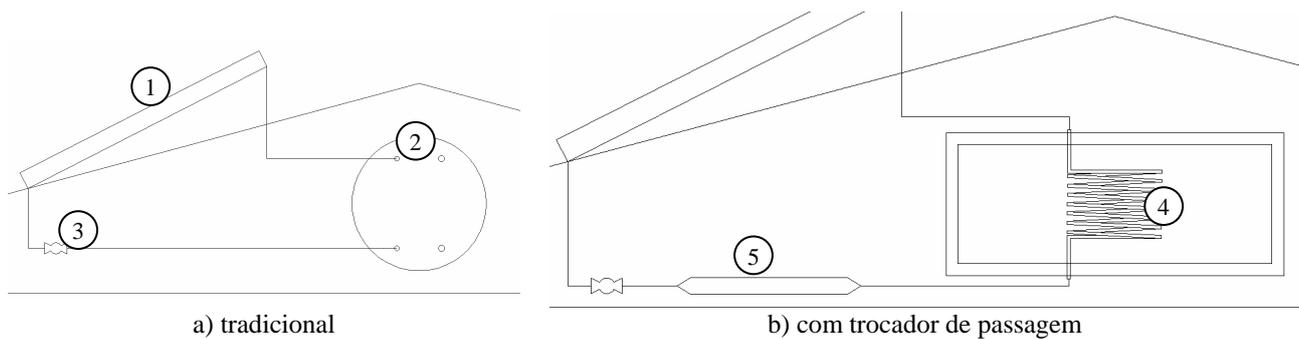


Figura 1 – sistemas de aquecimento

Para o armazenamento de água, foi considerado para o sistema tradicional um reservatório com capacidade aproximada de 300 litros e geometria de um cilindro na horizontal com dimensões externas de 0,60 m de diâmetro e 1,40 m de comprimento. Sua parede é composta de 3 camadas: a mais externa, de cobre, teve a espessura determinada em 4 mm, seguido de 30 mm de material isolante, espuma rígida de uretano (INCROPERA e DEWITT, 2003), e uma última camada interna de 4 mm de cobre novamente.

O reservatório do sistema com trocador de passagem possui a mesma capacidade aproximada e as mesmas camadas de isolamento. A diferença está na geometria, um cilindro na posição vertical com 1,08 m de diâmetro externo e 0,46 m de altura externa.

A serpentina teve seu diâmetro previamente determinado em 0,01 m, e foi dimensionada para um caso extremo, onde supostamente o nanofluido de alumina a concentração mássica de 0,2% e a uma vazão de 0,01 kg/s entrasse com temperatura de 32°C na serpentina, imersa no reservatório a 30°C, e saísse com 30,01°C, segundo a hipótese de que a serpentina estaria a uma temperatura uniforme igual à média entre a temperatura de entrada e a de saída do nanofluido. Portanto, foi utilizada a correlação de Manlapaz-Churchill, presente em KAKAÇ & LIU (1998) para a obtenção do número de *Nusselt* para condição de temperatura uniforme na parede. Sendo a temperatura de filme, a média entre a temperatura infinito e a temperatura média do tubo, e assumindo para o lado externo da serpentina convecção natural ao redor de um tubo reto na horizontal com temperatura infinito (T_{∞}), calculou-se então o comprimento necessário para o tubo em 7,45 m. Arbitrando o diâmetro da espira em 0,3 m, o número de voltas na espira para que seu comprimento exceda ou iguale ao citado acima é de 8 espiras e resulta em um comprimento total de 7,54 m.

De acordo com as dimensões aproximadas da tubulação, é possível calcular o volume total da mesma e com isso dimensionar o alargamento da tubulação de modo a que todo o volume de nanofluido no sistema passasse pela bomba a cada 10 minutos, resultando nas dimensões apresentadas na Tab.1.

Tabela 1. dimensões do “alargamento-reservatório”

vazão	massa total de nanofluido ²	diâmetro	comprimento
0,01 kg/s	6 kg	0,10 m	0,60m
0,015 kg/s	9 kg	0,12 m	0,80m
0,07 kg/s	42 kg	0,24 m	1,00m

2.2 Nanofluidos

Foram considerados dois tipos de nanofluidos: nanopartículas de óxido de alumínio + água, e nanopartículas de óxido de cobre + água. Suas propriedades foram geradas a partir das propriedades do fluido base, água.

¹ Apesar desses valores variarem em função da frequência da onda, serão usados valores iguais tanto para a absorção da frequência da radiação solar quanto do infravermelho emitido.

² Para simplificação foi considerado 1kg equivalente a 1 litro.

Portanto, dados de tabelas termodinâmicas disponíveis na literatura foram utilizados para a interpolação de funções que representam as propriedades termofísicas da água em função da temperatura (MORAM e SHAPIRO, 2002). As propriedades utilizadas foram: densidade (kg/m^3), calor específico (J/kg.K), condutividade térmica (W/m.K), viscosidade cinemática (m^2/s) e número de Prandtl.

A viscosidade dinâmica - μ_f (kg/m.s) e a difusividade térmica - α_f (m^2/s) foram calculadas através das seguintes relações:

$$\mu_f = \nu_f \cdot \rho_f \quad (1)$$

$$\alpha_f = k_f / (\rho_f \cdot C p_f) \quad (2)$$

A densidade (ρ_{nf}) e o calor específico ($C p_{nf}$) dos nanofluidos considerados para esta análise foram obtidos através de leis de mistura (WYLEN e SONNTAG, 1973):

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_p \quad (3)$$

$$C p_{nf} = [(1 - \varphi)(\rho_f C p_f) + \varphi(\rho_p C p_p)] / \rho_{nf} \quad (4)$$

onde ρ_p e $C p_p$ são a densidade e o calor específico das nanopartículas que compõe o nanofluido, e φ é a concentração mássica das nanopartículas. Para uma mistura de partículas sólidas em um meio líquido, as leis de mistura fornecem resultados bastante precisos no cálculo da densidade e calor específico (MORAM e SHAPIRO, 2002).

A condutividade térmica do nanofluido (k_{nf}) foi calculada através da expressão proposta por WASP *apud* XUAN e ROETZEL (2000):

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \varphi(k_f - k_p)} \quad (5)$$

onde k_p é a condutividade térmica das nanopartículas. Esta expressão é derivada daquela proposta por HAMILTON e CROSSER, em 1962, para misturas heterogêneas de sólido e líquido onde a esfericidade das nanopartículas sólidas é 1 (também citado por XUAN e ROETZEL, 2000).

A viscosidade dinâmica do nanofluido (μ_{nf}) foi calculada pela correlação de DREW e PASSMAN, citada por XUAN e ROETZEL (2002). Esta correlação foi obtida a partir de dados experimentais:

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi) \quad (6)$$

As demais propriedades foram calculadas a partir de suas definições físicas:

$$\alpha_{nf} = k_{nf} / (\rho_{nf} \cdot C p_{nf}) \quad (7)$$

$$\nu_{nf} = \mu_{nf} / \rho_{nf} \quad (8)$$

$$\text{Pr}_{nf} = \nu_{nf} / \alpha_{nf} \quad (9)$$

A Fig.2 apresenta o calor específico e a viscosidade absoluta do nanofluido de alumina a 0,2%, enquanto na Tab. 2 são apresentadas a densidade, o calor específico e a condutividade térmica das nanopartículas acrescidas ao fluido base. As alterações no fluido devido a esse acréscimo podem ser observadas pela variação em relação às propriedades da água, também presentes na Tab. 2.

3. SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DOS SISTEMAS

3.1 Considerações gerais

Foram simuladas uma semana no mês de dezembro³ (de 16 a 22) e outra no mês de junho (de 16 a 22). Foram escolhidas essas datas por incluírem os solstícios de verão, 22/12/05, e de inverno, 22/06/05, casos extremos de máximo e mínimo de horas de sol.

³ Para as medições atmosféricas e radiométricas é desconsiderado o horário de verão. Portanto os horários apresentados nos textos e nos gráficos referentes às simulações de dezembro correspondem à hora real em função da posição do sol.

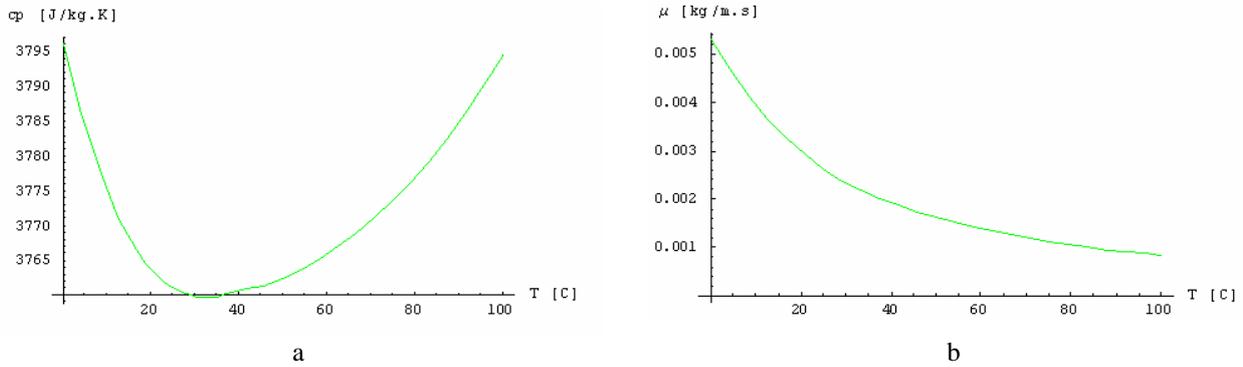


Figura 2 – Calor específico (a) e viscosidade absoluta (b) do nanofluido de alumina a 0,2%

Tabela 2 – propriedades das nanopartículas e razão entre as propriedades do nanofluido em relação a água

Propriedade da partícula	Valor	Razão entre as propriedades (fluido/água)	Valor
ρ	3970 [kg/m ³]	$\rho_{nano}/\rho_{água}$	1,3
cp	0,76 [J/kg.K]	$cp_{nano}/cp_{água}$	0,9
k	36 [W/m.K]	$\mu_{nano}/\mu_{água}$	2,96
		$k_{nano}/k_{água}$	1,32
		$Pr_{nano}/Pr_{água}$	2,01

Além disso foi determinada a operação do coletor sem consumo da água durante os 3 primeiros dias da semana e com demanda de banhos nos 4 dias subseqüentes, diminuindo assim a influência da estimativa da temperatura inicial do tanque nos resultados, como que se funcionasse similar a um regime permanente do sistema. A demanda de banhos é detalhada no item 3.7. Assim, as simulações feitas foram:

- de 16 a 22 de dezembro 2005,
 - Tradicional, com vazões de 0,015 kg/s, 0,01 kg/s e 0,005 kg/s
 - Alumina a 0,2%, com vazões de 0,015 kg/s e 0,01 kg/s
 - Óxido de cobre a 0,1%, com vazão de 0,01 kg/s
 - Serpentina água-água, com vazão de 0,01 kg/s
- de 16 a 22 de junho 2005,
 - Tradicional, com vazões de 0,015 kg/s, 0,01 kg/s e 0,005 kg/s
 - Alumina 0,2%, com vazões de 0,015 kg/s e 0,01 kg/s

Foram simulados mais casos para o mês de dezembro, pois o objetivo das simulações com óxido de cobre e com água circulando dentro da serpentina era para comparação com o sistema com alumina. Portanto foi considerada desnecessária a simulação destes no mês de junho.

Também foi simulado um único dia de operação com alumina a 0,1% e foi observado que seu desempenho ficou entre o da água e o do nanofluido. O que era esperado, já que uma menor concentração de partículas resulta em um nanofluido com propriedades mais próximas as do fluido base, água.

Os dados solarimétricos necessários para o modelo foram fornecidos pelo LABSOLAR/UFSC e correspondem às medições minuto a minuto da radiação total incidente sobre uma superfície inclinada de 27°; da temperatura em °C; e da umidade relativa em percentuais. Destes, foram calculadas as médias horárias para uso nas simulações.

A temperatura inicial do reservatório no primeiro dia de operação é estipulada em 30°C e são desconsideradas quaisquer perdas para o ambiente antes do início da operação da bomba e conseqüente funcionamento do coletor.

3.2 Partida da bomba

Para que a bomba seja ligada, considera-se um sensor medindo a temperatura média da placa, que deve atingir uma temperatura em torno de 20 a 25°C acima da temperatura de entrada do fluido (recomendado por DUFFIE & BECKMAN, 1991). Para estas simulações foi escolhido o valor de 20°C.

Com isso é possível então calcular a radiação mínima necessária para que a temperatura média da placa atinja o valor pré-determinado anteriormente, o que é dado pela Eq. (10):

$$S_{on} = U_L (T_{pm} - T_a) \tag{10}$$

A cada hora compara-se a radiação absorvida pela placa, S , com S_{on} . Quando $S \geq S_{on}$, a bomba é ligada automaticamente e dá-se início ao aquecimento do fluido.

3.3 Cálculo do coeficiente de transferência de calor em cada duto da placa (h_{fi})

No instante da partida da bomba, para vazão no coletor de 0,01 kg/s, os modelos tradicional e o do nanofluido de alumina a 0,2% apresentaram um Reynolds laminar respectivamente de: 229,43 e 31,09.

Devido ao comprimento de entrada hidrodinâmico ser pequeno e ao fato do fluido vir de um duto sem troca térmica, será considerado que este entra hidrodinamicamente completamente desenvolvido.

Já para as correlações do número de Nusselt serão necessárias duas: a de Hagen-Poiseuille, válida para a zona de entrada térmica em um tubo circular com fluxo de calor constante (presente em BEJAN, 1995) e outra para o trecho, quando necessário, onde o escoamento se encontra plenamente desenvolvido, válida para um fluxo de calor constante e $Pr \geq 0,6$ (presente em INCROPERA & DEWITT, 2003).

Como o comprimento total do tubo é de 1,2 m pode-se estimar o coeficiente de transferência de calor médio ao longo do tubo como a média ponderada dos coeficientes da zona de entrada térmica com o da zona plenamente desenvolvida.

3.4 Determinação do ganho útil de energia do coletor (Q_u) e da temperatura de saída do fluido oriundo do coletor (T_s)

Para a simulação deste projeto foi considerado um coletor solar plano, de dimensões já apresentadas e com uma cobertura de vidro. Conforme DUFFIE & BECKMAN (1991), o ganho útil de energia do coletor é dado pela Eq. (11):

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (11)$$

onde A_c é a área do coletor, F_R o fator de remoção de calor do coletor, S a radiação absorvida pela placa, U_L representa a perda de energia térmica pelo coletor para o ambiente por condução, convecção e radiação, T_i a temperatura de entrada do fluido e T_a a temperatura ambiente.

Toda a modelagem do funcionamento do coletor segue a metodologia proposta em DUFFIE & BECKMAN (1991).

3.5 Reservatórios

A cada 10 minutos é feito o balanço de energia dos reservatórios⁴. Primeiramente são calculadas as perdas para o ambiente externo e em seguida o ganho de temperatura em função do coletor quando em operação.

Quanto ao reservatório do modelo tradicional foi utilizada a aproximação multinodal (DUFFIE & BECKMAN, 1991), que considera o tanque dividido em nós. No caso, o tanque foi dividido em 3 nós. E de acordo com a metodologia do trabalho, a cada 10 minutos é adicionada uma massa de água quente proveniente do coletor (T_s), que altera as temperaturas de cada nó do reservatório, inclusive da camada mais fria, determinando assim a temperatura de entrada no coletor (T_i) nos próximos 10 minutos.

Enquanto que no reservatório com trocador de calor, a temperatura de saída do coletor (T_s) é igual à de entrada na serpentina (T_{s1}) e a de saída da serpentina será a de entrada no coletor ($T_{s2} = T_i$). E para obtenção do quanto de calor é transferido do nanofluido para a água do tanque, a serpentina é tratada como um tubo reto imerso em um reservatório de T_∞ , utiliza-se, portanto, a correlação de CHURCHILL & CHU (1975) apud INCROPERA & DEWITT (2003) para um cilindro longo na horizontal e ampla faixa do número de Rayleigh, $Ra \leq 10^{12}$.

3.6 A operação do coletor

Quando o coletor começa a operar, calculam-se então Q_u e T_s (T_{s1} para o modelo com a serpentina). Esses valores são válidos para um intervalo de 10 minutos e é feito então o balanço térmico do tanque. Um contador com valor inicial de zero é criado para estimar o ganho do coletor ao longo de sua operação (a partir do ganho útil do coletor (Q_u), definido por DUFFIE & BECKMAN (1991) é calculado o ganho diário do coletor), assim como do consumo da bomba,

$$Ganho_{co} = Ganho_{co} + Q_u \times 60 \times 10 \quad (12)$$

$$Cons_{bomba} = Cons_{bomba} + \frac{g \times m \times 60 \times 10 H}{\eta} \quad (13)$$

Para a hora seguinte calcula-se S e são repetidos os procedimentos do parágrafo anterior. Isso é feito até que a bomba se desligue automaticamente em função das medições feitas pelos sensores segundo o critério apresentado em DUFFIE & BECKMAN (1991) e dado pela equação:

⁴ Após simulações com diferentes intervalos de tempo (1, 5, 10, 20, 30 e 60 minutos) verificou-se que intervalos muito pequenos não resultavam em variação de temperatura do reservatório, pois o volume de fluido aquecido proveniente do coletor era insignificante perante o volume do reservatório. Enquanto que intervalos de tempo muito grande apresentariam um T_i de entrada no coletor bem abaixo do real, pois o reservatório já teria aquecido suficientemente, mas o modelo não consideraria ainda essa variação.

$$\Delta T_{off} = \frac{A_c F_R U_L \Delta T_{on}}{\dot{m} c_p} \quad (14)$$

Após desligada a bomba, são simuladas apenas as trocas térmicas entre o reservatório e o meio até o término do dia, também de 10 em 10 minutos.

O 2º dia de simulação, diferentemente do 1º, contempla as trocas do tanque com o meio a partir da meia-noite e são calculadas até as 6 horas da manhã. Instante no qual, para o modelo tradicional, considera-se que a água no tanque entrou em equilíbrio, estando toda ela a temperatura média das 3 camadas estratificadas. Com isso são repetidos todos os procedimentos feitos para o 1º dia a partir da identificação do instante em que a bomba será acionada, ou seja, é verificado pelo notebook a cada hora se a radiação é suficiente para acionar a bomba, se não for, são calculadas as trocas térmicas até a hora seguinte e repetido tais operações até que a bomba seja acionada. A partir de então não há mais diferenças entre os métodos de solução e o mesmo procedimento é feito para 3º dia.

A partir do 4º dia acrescenta-se a demanda de banhos. De modo a se encaixar com os balanços de energia, a duração dos banhos foi determinada em 10 minutos também.

3.7 Banhos diários

Para observar o funcionamento do sistema de aquecimento quando submetido a uma demanda, esta teve de ser criada, desde a determinação dos horários, duração e frequência dos banhos, assim como da vazão do chuveiro e da temperatura da água do banho, uma variável logicamente ligada à temperatura ambiente, entretanto altamente subjetiva.

Como tal subjetividade foge ao propósito desse trabalho, foi então determinada uma curva (ver Fig. 3) com base em uma curva de dados experimentais de temperaturas de conforto da água do banho em função da temperatura do ar, em Maláui, presente num artigo de ZINGANO (2001).

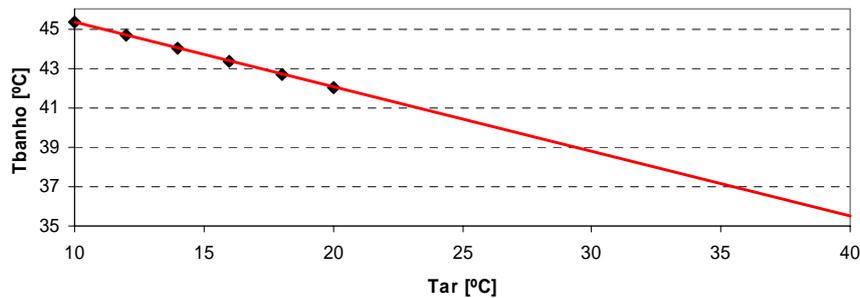


Figura 3 – temperatura de conforto para o banho

Para a vazão de chuveiros domésticos, após encontrar valores de 3,5 litros/min (Sociedade do Sol, 2006), 4 litros/min (SALAZAR *et al.*, 2004) e 15 litros/min (Deca, 2006), foi estipulado para este projeto o valor de 4kg/min a partir da uma aproximação de que 1 quilograma de água equivalha a 1 litro.

Foram determinados os horários e o tempo do banho. Não foi levado em conta que o seu número diário usualmente varia, inclusive em função das estações do ano. Sendo assim o consumo fixado para todas as simulações deste projeto foram 4 banhos diários de 10 minutos com horários também fixos, quais sejam: de 6:00 as 6:10; de 6:50 as 7:00; de 18:00 as 18:10; e de 20:00 as 20:10.

Para simular o banho, basta atribuir um valor a \dot{m}_L [kg/10min], a vazão de demanda que é retirada do tanque com destino ao banho é função da temperatura ambiente e da vazão do chuveiro e calculado da seguinte forma:

se $T[1] > T_{banho}$ para o modelo tradicional ou $T_{res} > T_{banho}$ para o sistema com a serpentina, respectivamente,

$$\dot{m}_L = chuv \frac{T_{banho} - T_L}{T[1] - T_L} \quad (15)$$

$$\dot{m}_L = chuv \frac{T_{banho} - T_L}{T_{res} - T_L} \quad (16)$$

Caso contrário,

$$\dot{m}_L = chuv \quad (17)$$

Sendo $chuv = 40$ kg/10 min a vazão do chuveiro ao longo de todo o banho.

Foi determinado que a quantidade de água consumida para banho era reposta com água da rede de abastecimento sempre a 15°C, tanto no inverno quanto no verão.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Considerações gerais

Ao fim de cada dia, foram catalogados alguns parâmetros simulados de modo a servir de comparação entre os sistemas, o que foi feito sempre às 22h. Os parâmetros foram: as temperaturas máxima (nó mais quente) e média da água no tanque do sistema tradicional; a temperatura média do tanque no sistema com trocador de calor; o ganho diário de energia do coletor; a energia perdida pelo tanque para o meio⁵; a média da radiação incidente⁶ por m²; e a radiação total incidente ao longo do dia por m².

À guisa de exemplificação, são apresentados os dados de uma semana em dezembro da operação do sistema tradicional; do sistema com trocador de calor e nanofluido de alumina a 0,2%; e do sistema com trocador de calor com água ao invés de nanofluido dentro da serpentina, todos para uma vazão de 0,01 kg/s (ver Fig. 4 e 5).

4.2 Comparações entre os modelos tradicionais de 16 a 22/12

Primeiramente foram simuladas uma semana de dezembro para o modelo tradicional com 3 vazões diferentes, 0,005 kg/s; 0,01 kg/s; 0,015 kg/s; determinadas a partir de exemplos em DUFFIE & BECKMAN (1991). Com isso foi observado que com o aumento da vazão há um aumento da temperatura média no tanque e conseqüente aumento no ganho do coletor acompanhado de uma diminuição da estratificação do tanque. Ou seja, uma vazão maior retira mais energia do coletor, porém atinge menores temperaturas, o que acarreta em uma maior temperatura média da água do reservatório, mas de forma mais uniforme (menos estratificado).

Foi simulado também um único dia, 16/12, do modelo clássico com uma vazão bem maior, 0,07 kg/s. O ganho através do coletor e as temperaturas do tanque às 22 horas do dia 16/12 para cada vazão estão na Tabela 3:

Tabela 3 – temperaturas do tanque, °C, e ganho do coletor do modelo tradicional para o dia 16/12 em função da vazão

vazão [kg/s]	T[1]	T[2]	T[3]	T média	Qu total [MJ]
0,005	49,26	38,24	32,51	40,00	13,19
0,01	45,93	40,66	35,70	40,76	14,10
0,015	44,17	41,07	37,50	40,91	14,30
0,07	41,83	41,18	41,06	41,36	14,74

A Tab. 3 confirma a afirmativa de que maiores vazões resultam em menores estratificações do tanque. Por outro lado, como a água do banho é proveniente da camada mais quente (T[1]), maiores vazões resultam em água mais quente para banho. A otimização da vazão em função da demanda de banho foge ao escopo deste trabalho.

Além disso foram observadas algumas coerências esperadas, como:

- uma relação entre a radiação média e as temperaturas do tanque: quando a radiação média num dia é superior a do anterior, suas temperaturas também são, quando é inferior, as temperaturas também são;
- menores temperaturas máximas e médias nos dias com banho em relação aos demais, com exceção do dia 19, que além de ter sido o dia com maior radiação, seu tanque já estava a uma temperatura bastante alta em função dos dias sem banho imediatamente anteriores e não corresponde ao funcionamento usual do sistema, já que é esperada uma demanda diária como padrão.

Sendo assim, os últimos 3 dias da semana seriam mais próximos do real. Pode-se ressaltar também que as diferenças entre os desempenhos do coletor nos dias sem banho para a vazão de 0,005 kg/s em relação às outras é maior do que para os dias com banho. O que pode ser interpretado disso é que pela massa total de água aquecida ao longo do dia ser menor e por haver consumo para o banho e conseqüente reabastecimento do tanque com água a 15°C, uma vazão muito baixa não é interessante. Em função disso e também das diferenças das temperaturas médias e dos ganhos entre as diferentes vazões ser maior entre a simulação de vazão de 0,005 kg/s e a de 0,01 kg/s do que entre a de 0,01 kg/s e a de 0,015 kg/s, apesar da mesma variação de vazão, optou-se por simular o modelo com trocador de calor com nanofluido de alumina 0,2% apenas às vazões de 0,01 kg/s e 0,015 kg/s.

Observou-se também que o ganho do coletor aumenta com o aumento da vazão. Outro detalhe é o dia 17/12, que teve uma radiação tão baixa que juntamente com o grande aquecimento do dia anterior, não atingiu em hora alguma do dia as condições para acionamento da bomba, não tendo ganho de energia nesse dia. Constatou-se também que as perdas do tanque variam pouca coisa entre os modelos de diferentes vazões.

⁵ Para o cálculo das perdas térmicas diárias do reservatório para o meio foi considerado o intervalo entre as 22h do dia anterior e as 22h do próprio dia.

⁶ Essa média da radiação incidente foi definida como a soma das radiações horárias do dia, quando positivas, divididas pelo número de horas no dia em que foi positiva.

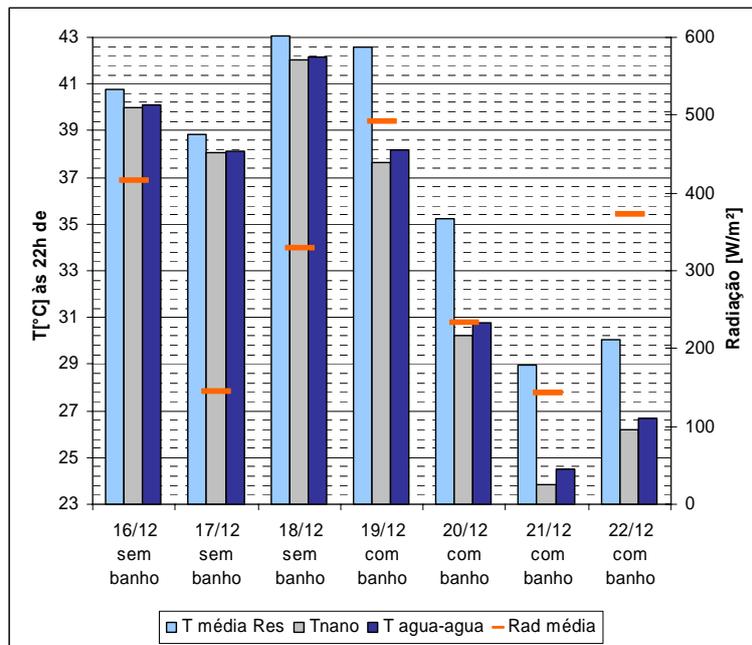


Figura 4 – Temperaturas da água do reservatório para vazão de 0,01 kg/s

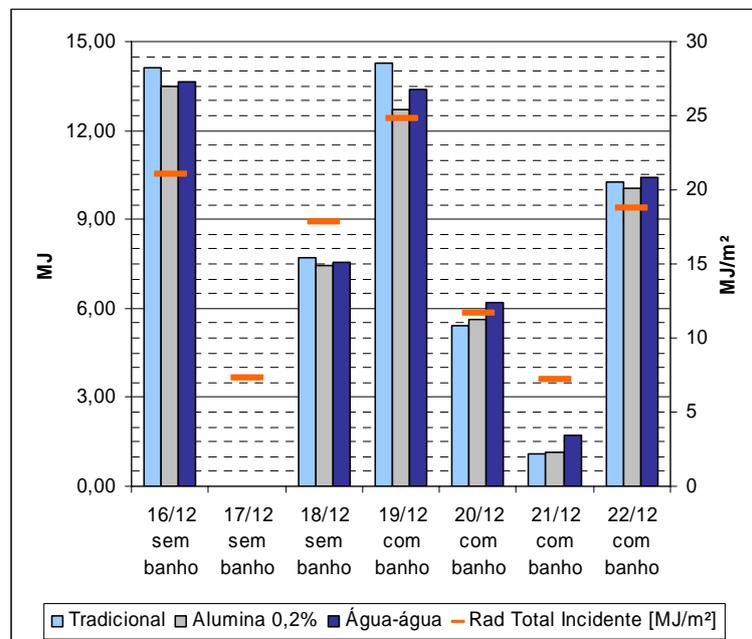


Figura 5 – Ganhos do coletor para vazão de 0,01 kg/s

4.3 Comparações entre os sistemas com trocador tipo serpentina de 16 a 22/12

Conforme citado anteriormente, foi simulada uma semana do sistema com trocador de passagem utilizando nanofluido de alumina a 0,2% para duas vazões: 0,01 kg/s e 0,015 kg/s. Devido às hipóteses consideradas, estes reservatórios estão a uma temperatura homogênea. Foi evidente o pior desempenho em relação aos modelos tradicionais de respectiva vazão, porém inicialmente são comentados apenas os sistemas com nanofluido.

Similar ao modelo tradicional, estas simulações também mostraram um aumento da temperatura média do tanque e do ganho do coletor com o aumento da vazão. Baseado nessa constatação e como a modelagem não prevê a estratificação, poder-se-ia então cogitar que uma maior vazão que as testadas melhoraria o desempenho do sistema. Foi simulado então um único dia, 16/12, para a vazão de 0,07 kg/s.

Pelo contrário, a esta vazão o sistema mostrou um pior desempenho, como se pode ver na Tabela 4. Isso se deve a vários fatores: a maior viscosidade do nanofluido (rever Fig. 2) resulta em um comprimento de entrada térmico muito grande, acima do comprimento total do coletor; além disso a serpentina fora projetada para um escoamento bem mais lento e que quando acelerado resulta numa menor transferência de calor para a água presente no tanque, saindo conseqüentemente mais quente da serpentina a caminho novamente da placa coletora fazendo com que esta opere com uma temperatura média da superfície (T_{pm}) mais alta. Explicações mais detalhadas a respeito das conseqüências desse

aumento de T_i e T_{pm} são dadas no item 4.5. Outra desvantagem apresentada por esta simulação foi o consumo da bomba, que também é discutido no item 4.5.

Tabela 4 – temperatura do tanque e ganho do coletor do sistema com nanofluido de alumina a 0,2% para o dia 16/12 em função da vazão

Vazão [kg/s]	T média [°C]	Qu total [MJ]
0,01	40,01	13,48
0,015	40,28	13,95
0,07	39,10	13,65

Outra observação com base nessa tabela é a de que apesar do sistema a uma vazão de 0,07 kg/s apresentar uma temperatura mais baixa que o de vazão 0,01 kg/s, ele apresentou um ganho no coletor maior. Isso ocorre porque o ganho do coletor é o quanto de calor é transferido para o fluido, no caso o nanofluido de alumina, e que pelas razões apresentadas no parágrafo anterior ele não foi capaz de transferir todo este calor para o tanque, ou seja, há uma massa de nanofluido aquecida, cerca de 42 kg contra 6 kg e 9 kg.

Além do nanofluido de alumina, foi simulada uma semana para um nanofluido de óxido de cobre a 0,1% a uma vazão de 0,01 kg/s. Em função do seu desempenho ter sido pior que o do nanofluido de alumina, não foi simulado um modelo com este nanofluido para junho.

4.4 Resultados de 16 a 22/06

Para a semana de 16 a 22 de junho, foram feitas as simulações citadas no item 3.1. Como esperado, as temperaturas e os ganhos foram bem menores que os das simulações de dezembro, assim como a radiação total incidente. Já a radiação média mostrou um perfil similar ao do verão, o que leva a crer que a grande diferença entre o verão e o inverno não é a intensidade da radiação, e sim as horas do dia em que há sol. (ver Tab. 5 e 6).

Além disso, as tabelas mostram o tempo que operaram a bomba e o coletor em cada dia para a água e o nanofluido de alumina a 0,2%, ambos à vazão de 0,01 kg/s. Deixadas as observações entre os modelos tradicional e com trocador de calor para o item seguinte, 4.5, são observadas primeiramente as diferenças entre os meses de dezembro e de junho.

Verificou-se que nos dias de junho de maiores ganhos, dias 21 e 22 o modelo tradicional operou durante 7 horas, valor similar aos melhores dias da semana de dezembro.

Tabela 5 – tempo de operação do coletor por dia ao longo da semana de 16 a 22/12

0,01kg/s	horas	16/12	17/12	18/12	19/12	20/12	21/12	22/12
água	coletor	7:10	0	5:10	7:50	5:10	1:20	6:10
nanofluido (0,2% Al ₂ O ₃)	coletor	7:10	0	5:10	6:20	5:10	1:20	5:40
	rad.*	14	14	15	14	14	14	14

Tabela 6 – tempo de operação do coletor por dia ao longo da semana de 16 a 22/06

0,01kg/s	horas	16/06	17/06	18/06	19/06	20/06	21/06	22/06
água	coletor	5:10	0	3:10	4:10	4:10	7	7
nanofluido (0,2% Al ₂ O ₃)	coletor	4:20	0	3:10	5:10	3:20	5:10	6:10
	rad.*	11	10	11	11	11	11	11

* horas de radiação positiva incidente sobre a placa

4.5 O porquê do pior desempenho do sistema com nanofluidos

Primeiramente vale salientar que este estudo necessita de um complemento experimental que comprove ou contrarie as estimativas teóricas calculadas e assim contribua para uma maior compreensão do comportamento e da aplicabilidade dos nanofluidos.

Entretanto, a seguir são discutidas as possíveis razões para o pior desempenho do sistema com nanofluidos dentro das hipóteses e modelos apresentados e simulados neste trabalho.

Observações quanto às temperaturas e os ganhos do coletor. É observado em todos os experimentos, para as mesmas datas e com a mesma vazão, que o modelo indireto teve um pior desempenho que o tradicional. Foi escolhido então um dia para uma comparação mais detalhada, o dia 16/12 a uma vazão de 0,01 kg/s.

Retorna-se então a principal equação, Eq. (11), e faz-se uma análise dos seus termos. Como as condições ambientes e atmosféricas são idênticas, os termos S e T_a são os mesmos, A_c também é, já que é a mesma placa com as mesmas dimensões, portanto os outros 3 termos é que podem variar e influenciar no ganho do coletor.

A temperatura de entrada do fluido, T_i , influencia diretamente o ganho do coletor, Q_u , pois quanto maior seu valor, maior a diferença em relação à temperatura ambiente e menor o Q_u . Além dessa influência direta há também uma

indireta, no cálculo de U_L , pois com T_i maior, maior são T_{pm} e T_v , o que aumenta os coeficientes de transferência de calor, que por conseguinte aumenta U_i , resultando assim em um maior U_L . Vale observar que na Eq. (11), U_L multiplica $(T_i - T_a)$, mostrando assim a grande influência de T_i no ganho do coletor.

Realmente foi observado um T_i maior nos modelos com trocador, pois o tanque do modelo tradicional é considerado estratificado, e portanto a água que é bombeada para o coletor vem de sua base e é mais fria que a do modelo com a serpentina, cujo reservatório é considerado a uma temperatura uniforme. Logo, 2 dos 3 termos da Eq. (11) variaram no modelo indireto de forma a diminuir seu desempenho.

Resta comparar os valores de F_R em cada sistema. Este fator apresentou um valor menor no modelo com trocador em relação ao tradicional. O que também diminui o desempenho do modelo com nanofluido.

Foi observado que ao longo de todo o dia 16/12 o modelo tradicional operou com um h_f em torno de 180 a 200 W/m²C enquanto o modelo com nanofluido operou entre 380 e 400 W/m²C, com isso o nanofluido de alumina a 0,2% apresentaria um pequeno aumento em F_R . Porém esse pequeno aumento foi mais do que descompensado pela influência do calor específico (em torno de 4177 a 4178 J/kgK no tradicional e 3342 a 3344 J/kgK no sistema com nanofluido). Como resultado F_R foi um pouco pior no sistema com nanofluido quando comparado ao tradicional.

Conclui-se que uma maior temperatura de entrada e um menor calor específico são os principais fatores responsáveis pelo pior desempenho do sistema de aquecimento através de um nanofluido. Porém a ordem de grandeza deles difere, enquanto no dia 16/12 com vazão de 0,01 kg/s foi observado entre o tradicional e o nanofluido de alumina uma variação na segunda casa decimal de F_R , a T_i começou com uma pequena diferença, devido às mesmas condições iniciais, mas operou a maior parte do dia entre 4 e 5°C acima do modelo clássico.

Tal importância de T_i pode ser mostrada também pela simulação do aquecimento do sistema com trocador de passagem, porém com a substituição do nanofluido por água. Essa simulação também apresentou um desempenho pior que o do modelo tradicional, mesmo operando na mesma faixa de calor específico. O F_R nesse caso também foi menor, porém bem mais próximo do tradicional, já a T_i foi pouco menor que a do modelo com nanofluido de alumina. O que resultou numa operação pouco melhor que o sistema com nanofluido.

Além dos termos da equação, o sistema com trocador, exatamente por possuir um fluido intermediário, diminui a eficiência do sistema como um todo se comparado ao modelo clássico, pois parte da energia “fica pelo caminho”, já que aquece a massa de nanofluido e que se encontra no fim da operação a uma temperatura mais alta que quando iniciada a operação.

Observações quanto à operação da bomba. Apesar do nanofluido ser mais viscoso do que a água, o que demandaria um maior consumo por parte da bomba, as diferenças de projeto dos 2 sistemas (Fig. 1), fez com que a bomba nos sistemas com nanofluido tenha consumido menos energia do que a bomba no sistema tradicional. Pois o sistema tradicional tem uma altura a ser “vencida” pela bomba enquanto o com trocador de passagem possui um circuito fechado, restrito assim às perdas de carga.

Porém no dia 19/12 com o nanofluido de alumina vê-se que foi a maior diferença de consumo da bomba entre os 2 sistemas expostos no gráfico, Fig. 6. Nesse dia, o modelo indireto ligou a bomba às 10 horas e se auto-desligou às 10:10, voltando a funcionar às 11 horas e se desligando às 17:10, enquanto o modelo tradicional, para o mesmo dia, funcionou das 10 horas até as 18:00, ou seja, praticamente 2 horas a menos de funcionamento.

Eis outra influência da T_i mais alta se comparado ao modelo tradicional. Com o aumento da temperatura de entrada do fluido no coletor, há um aumento da temperatura de acionamento automático da bomba e consequentemente de desligamento da mesma, ocasionando em alguns dias um desligamento precoce da bomba se comparados à mesma data no modelo tradicional.

O acionamento seguido de um desligamento nos primeiros 10 minutos de operação ocorreu tanto para simulações do modelo tradicional quanto para o com trocador de passagem, porém com maior incidência no segundo. Pois devido a maior transferência de calor pelo nanofluido na placa coletora e da sua maior condutividade térmica, é removido da placa nos instantes iniciais, até que este entre em regime permanente, uma quantidade maior de calor, atingindo às vezes o critério para desligamento, ΔT_{off} . Talvez para um sistema com o nanofluido um maior ΔT_{on} fosse recomendado.

Devido a maior viscosidade do nanofluido, quanto maior a vazão, maior as perdas de carga. O que acarreta em um consumo maior da bomba se comparado ao sistema tradicional em vazões mais altas. Vide Tab. 7

Observações quanto ao isolamento dos reservatórios. Quanto às perdas, estas apresentaram valores próximos entre si quando comparados sistemas submetidos às mesmas condições. Porém foi observado que nos dias 17 e 18 o sistema com nanofluido de alumina apresentou maiores perdas, apesar de apresentar menores temperaturas, o que leva a conclusão de que o tanque do sistema com trocador perde mais calor para o meio, possivelmente devido a diferenças na geometria. Porém, mesmo apresentando pequenas diferenças, seus valores estiveram em ordens de grandeza aproximadas e constata-se que não tiveram importância significativa na diferença entre os desempenhos dos sistemas simulados neste projeto.

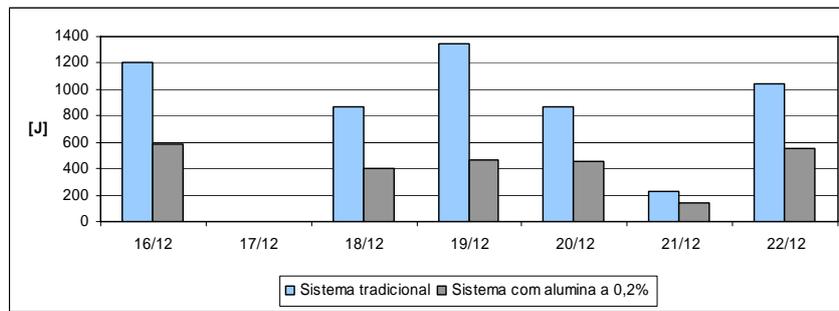


Figura 6 – consumo diário da bomba no modelo tradicional e com alumina a 0,2%, ambos com vazão de 0,01kg/s
 Fonte: Elaboração própria

Tabela 7 – consumo da bomba no dia 16/12 para diferentes fluidos e vazões

Vazão [kg/s]	16/12	Bomba [J]
0,01	água	>1200
	nanofluido de alumina a 0,2%	<600
0,07	água	>10400
	nanofluido de alumina a 0,2%	>34000

5. CONCLUSÕES

Após apresentação e discussão dos resultados gerados, foi visto que o desempenho dos modelos que utilizaram os nanofluidos propostos foi pior que o desempenho do modelo de aquecimento direto da água, para as condições e hipóteses aqui sugeridas e simuladas. Porém considera-se que, devido a diferenças entre os modelos simulados e a falta de correlações específicas para nanofluidos, não é possível afirmar que o desempenho de nanofluidos venha a ser pior caso sejam realmente realizados experimentos.

Entretanto, quanto às hipóteses apresentadas, conclui-se portanto que o modelo de aquecimento indireto com o nanofluido de alumina deveria ser reavaliado com uma modelagem que contemplasse a estratificação do reservatório, que certamente haverá, para avaliar se haveria uma redução significativa na T_i de modo a aumentar o ganho do coletor e talvez assim superar o ganho do modelo clássico.

Outra sugestão é a avaliação da viabilidade do uso de um trocador de calor externo ao invés da serpentina, o que estratificaria o tanque de maneira similar a do modelo clássico, porém tal sistema demandaria uma segunda bomba, no caso de ater-se aos modelos de circulação forçada, e verificar se as dimensões desse trocador seriam de pequeno porte.

Na operação do coletor, o cálculo aqui apresentado para o coeficiente médio de transferência de calor nos tubos, apresenta discrepância considerável quando comparado com experimentos, e uma nova simulação com uma correlação mais apropriada (CHURCHILL & OZOE, 1973 apud CARDOSO 2005) é sugerida.

O principal motivo para que este trabalho não seja conclusivo talvez tenha sido a utilização de correlações inadequadas para os nanofluidos. É sabido que os nanofluidos propiciam um ganho convectivo, ainda sem muita explicação, e já existem, para certas condições, algumas correlações próprias para nanofluidos como a apresentada em KHANAFER et. al. (2003), além de outras, que poderiam ser utilizadas para a convecção interna no coletor. Já para a convecção interna na serpentina, o ganho devido ao escoamento secundário em nanofluidos é menor do que em fluidos comuns, portanto é esperada uma pequena diferença de desempenho nesse caso.

Para a simplificação considerada na convecção natural externa à serpentina, mesmo sendo esperada uma pequena diferença, seria indicada refazer-la com uma correlação própria para serpentinas.

Os critérios de acionamento e de desligamento da bomba para sistemas com nanofluido deveriam ser revistos, com o intuito de evitar um desligamento pouco depois de ser ligada, e também um possível desligamento mais tardio a fim de fazer com que toda a massa de nanofluido, mesmo que não esteja absorvendo mais uma grande quantidade de calor no coletor, passasse novamente pela serpentina para transferir o máximo de calor possível para o tanque antes de parar de circular e perdê-lo para o meio. Porém tal recomendação deve ser acompanhada também de uma comparação com esse consumo extra da bomba para certificação de que é realmente vantajoso térmica e economicamente.

Deve-se ressaltar também que quanto maior as vazões maiores as perdas de carga no sistema com nanofluido, portanto caso seja possível um maior ganho térmico através de um nanofluido, provavelmente seria recomendado para baixas vazões.

Além disso, uma comparação mais adequada seria entre potências e não entre vazões, como foi feito neste trabalho.

Seria interessante também simular a operação de sistemas sem o uso de bombas, ou seja, com circulação natural da água no modelo tradicional e do nanofluido no sistema com trocador e comparar seus desempenhos.

Por último é sugerido que sejam feitos experimentos em coletores solares operando com nanofluido para verificar se há concordância com o esperado teoricamente.

Referências

- Bejan, A. 1995. Convection Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc.
- Cardoso, C. R. 2005. Análise teórico-experimental da convecção forçada de líquidos em microcanais, Rio de Janeiro.
- Deca, 2006. www.deca.com.br/port/uso_agua/dicas_economia.asp, acessado em 28/11/2006
- Duffie, J. A.; Beckman, W. A. 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, USA.
- Eastman, J. A. et al. 2004. Thermal Transport in Nanofluids. Annu. Rev. Mater. Res. n. 34, p. 219-246.
- Incropera, F. P.; Dewitt, D. P. 2003. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 5ª Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro.
- Kakaç, S.; Liu, H. 1998. Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Raton, USA.
- Khanafar, K.; Vafai, K.; Lighthstone, M. 2003. Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer n. 46, p. 3639-3653.
- Moran, M. J.; Shapiro, H. N. 2002. Princípios de Termodinâmica para Engenharia, 4ªed., Livros técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, RJ.
- Salazar, J. P. L. C. 2004. Economia de Energia e Redução do Pico da Curva de Demanda para Consumidores de Baixa Renda por Agregação de Energia Solar Térmica. Florianópolis.
- Salazar, J. P. L. C. et al. 2004. Optimization of compact solar domestic hot water system for low-income families with peak demands and total cost constraints, In: Mercofrio.
- Sociedade do Sol, 2006. www.sociedadedosol.org.br/reuso_sosol.htm, acessado em 10/04/2006
- Wylen, V. et al. 2000. Fundamentos da termodinâmica, Edgard Blücher LTDA, Brasil.
- Wylen, G. J.; Sonntag, R. E. 1973. Fundamentals of Classical Thermodynamics, John Wiley & Sons, Inc.
- Xuan, Y.; Li Q. 2000. Heat transfer enhancement of nanofluids. International Journal of Heat and Fluid Flow, n. 21, p. 58-64.
- Xuan, Y.; Roetzel, W. 2000. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer, n. 43, p. 3701-3707.
- Xue, Q. 2003. Model for effective thermal conductivity of nanofluids. Physics Letters A, n. 307, p. 313-317, 2003.
- Zingano, B. W. 2001. A discussion on thermal comfort with reference to bath water temperature to deduce a midpoint of the thermal comfort temperature zone, Renewable Energy, n. 23, p. 41-47.

Sites

- <http://alvaro.lima.vieira.50megs.com/photo.html> acessado em 08/02/2006
- http://pt.wikipedia.org/wiki/Ponto_de_orvalho acessado em 22/02/2007
- www.cdcc.sc.usp.br/cda/aprendendo-basico/estacoes-do-ano/estacoes-do-ano.html acessado em 28/12/2006
- www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo6A/Histsol.htm acessado em 01/11/2006
- www.cresesb.cepel.br/tutorial/solar/apstenergiasolar.htm#item-22 acessado em 22/02/2007
- www.geocities.com/Augusta/7135/ acessado em 27/02/2007
- www.rockyboy.org/powwow/News%20Pages/Rez%20Size/Rez%20Size.htm acessado em 01/11/2006

THEORETICAL STUDY OF THE USE OF NANOFLUIDS FOR WATER HEATING IN FLAT-PLATE COLLECTORS

Abstract. *This paper presents a computational simulation of a flat-plate collector that operates with a nanofluid as a heat transfer fluid from the flat-plate to the water in the reservoir. Nanofluids are composed of a mixture of a base fluid and nanoparticles of metals or metal oxides, aiming to improve some thermophysical properties of the base fluid. In this work, it was used solar data from 16/12 to 22/12 and 16/06 to 22/06 of 2005 from the city of Florianópolis. It was also developed a bath demand with its temperature as a function of the ambient temperature. There were used 2 nanofluids, both based on water: 0,2% of alumina and 0,1% of copper oxide. Their properties were generated from data available on the literature. Than it has been modeled in the software named Mathematica 5.2 two different heating water systems: a traditional one and the other with a passage heat exchanger. Both operate with forced circulation. The flat-plate is standard and the reservoir has 300 liters of capacity. The passage heat exchanger is of the coil type, in which flows the nanofluid. For performance comparison, the same system was simulated with water in the heat exchanger instead of the nanofluid. It was used as comparison parameters the temperatures in the water reservoir at the end of each day and the diary energy absorbed by the systems.*

Key words: Solar Energy, Flat-plate collector, Nanofluid, Alternative Energy