

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE BOMBAS CAPILARES INTEGRADAS A COLETORES SOLARES PLANOS

Edson Bazzo - ebazzo@emc.ufsc.br

Fernando Marcelo Pereira

Luciano Heinen

Gabriel I. Medina Tapia - gabriel@emc.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

88.040-900, Florianópolis – SC

***Resumo.** O presente trabalho aborda aspectos relativos ao desempenho térmico de uma bomba capilar integrada a um coletor solar plano. Resultados teóricos e experimentais são apresentados para um sistema de aquecimento solar de escala reduzida, constituído de uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais montada sobre uma placa plana de cobre de 46 cm de comprimento e 6 cm de largura. Testes realizados em laboratório apontam para resultados concordantes com valores calculados através de modelos teóricos, analítico e numérico, propostos para determinação do campo de temperaturas e potência solar absorvida pela placa coletora. Capacidades de absorção de calor da ordem de 500 W/m^2 são calculadas.*

***Palavras-chave:** Bomba capilar, CPL, Aquecimento solar, Coletor solar.*

1. INTRODUÇÃO

Bombas capilares foram originariamente desenvolvidas para garantir o trabalho de bombeamento de líquido no interior de circuitos de transferência de calor de dupla-fase, com o propósito de substituir tubos de calor em aplicações espaciais que requeiram altas taxas de demanda térmica. Circuitos de Bombas Capilares (CPL-Capillary Pumped Loop) têm o princípio de funcionamento similar ao de tubos de calor. A estrutura capilar por si só proporciona o trabalho de bombeamento requerido para deslocamento de líquido entre condensador e evaporador. A opção por bombas capilares garante menor peso estrutural, flexibilidade de projeto e ausência de componentes mecânicos, além do atendimento da maior demanda de carga térmica. As linhas de líquido e de vapor têm paredes lisas. O condensador pode ser projetado também com tubos lisos e, qualquer que seja a concepção adotada, deverá apresentar perdas de carga equivalentes às de trocadores de calor convencionais. Tubos ou placas planas de alumínio são geralmente utilizados para a fabricação das bombas capilares. A estrutura capilar pode ser constituída por material poroso de polietileno de alta densidade (Ku, 1993), material metálico sinterizado (Reimbrecht et al., 1999), ou simplesmente por ranhuras internas circunferenciais

(Bazzo et al., 1999). Tubos de polietileno vêm sendo especificados com tamanho de poros variáveis entre 6 e 13 μm , o que têm correspondido a pressões de bombeamento capilar de até 4 kPa. Aço inoxidável e pó de níquel sinterizado vêm sendo especificados com tamanho de poros variáveis entre 0,5 e 15 μm . Nesses casos, dependendo da distribuição e do tamanho efetivo dos poros, a pressão de bombeamento capilar pode alcançar valores da ordem de 40 kPa ou mais. Estudos prosseguem também com bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Nesse caso, problemas de fabricação e de montagem da bomba capilar têm limitado a pressão de bombeamento para valores inferiores a 1 kPa. Embora possuam menor capacidade de bombeamento capilar, esse tipo de bomba não tem apresentado problemas de partida (startup), são menos sensíveis à presença de gases não condensáveis ou às oscilações de carga e tem sido relativamente fácil recuperá-la de uma condição eventual de colapso (Camargo & Bazzo, 2000).

Diversos estudos vêm sendo sistematicamente realizados, na expectativa de resolver problemas pendentes relacionados com a operação do circuito e de se buscar alternativas de projeto ou tipos de materiais, que ampliem a capacidade de bombeamento capilar. Estudos recentes revelam a tendência de também desenvolver CPL de pequeno porte, com o objetivo de atender sistemas criogênicos, refrigeração de componentes eletrônicos e sistemas em geral, que envolvam aspectos relacionados com o transporte, isotermação e conservação de energia.

Há uma forte tendência para uma pesquisa continuada sobre bombas capilares, com diversos trabalhos publicados em revistas indexadas e congressos internacionais. Embora não seja ainda evidente nos trabalhos publicados até agora, há também a tendência de se estender a tecnologia até então já desenvolvida em aplicações espaciais, também para aplicações industriais. Neste contexto, o presente trabalho objetiva apresentar resultados teóricos e experimentais de bombas capilares integradas a coletores solares planos, com o propósito de flexibilizar o transporte da energia para uso residencial e industrial.

A aplicação de bombas capilares se apresenta como mais uma alternativa de projeto para aproveitamento da energia solar em sistemas de aquecimento de água, sobretudo no Brasil, onde há expressivo número de chuveiros elétricos operando principalmente no horário de pico. Mais do que em outros lugares do mundo, no Brasil parte significativa da energia elétrica gerada é destinada para aquecimento residencial de água. Apesar dos custos para instalação serem ainda relativamente altos, sistemas de aquecimento solar se caracterizam por sua elevada confiabilidade e pela pouca manutenção. Seu elevado custo inicial é parcialmente compensado pelo baixo custo de operação e manutenção.

2. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

O sistema de aquecimento solar proposto está mostrado na Figura 1. O sistema é basicamente constituído pela placa coletora, um reservatório térmico e linhas para transporte de líquido e de vapor. Uma bomba capilar é localizada na placa coletora.

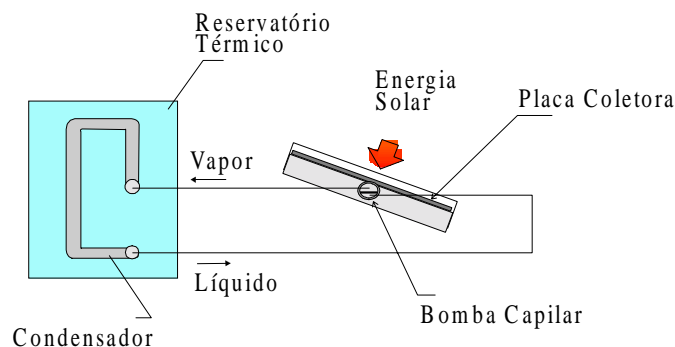


Figura 1- Esquema simplificado do sistema de aquecimento solar proposto.

O princípio de funcionamento do sistema de aquecimento solar se baseia no transporte de calor com mudança de fase da placa coletora para o condensador localizado no reservatório térmico. O calor aplicado junto à bomba capilar promove a formação de vapor. A pressão de vapor tende a aumentar, forçando o deslocamento deste vapor para a região do condensador. No condensador calor é rejeitado por convecção ao reservatório de água quente, de onde líquido retorna ao evaporador unicamente por ação capilar. A utilização de uma bomba mecânica poderá ser necessária se a perda de carga ao longo do circuito for igual ou superior à capacidade de bombeamento da bomba capilar. Acetona tem sido selecionada como fluido de trabalho devido suas propriedades serem compatíveis com a temperatura desejada (aproximadamente 60 °C) para o reservatório de água. Acetona é disponível comercialmente e não oferece riscos à segurança pessoal. A placa coletora é orientada para a direção norte e ajustada com ângulo equivalente à latitude local mais 10°.

Para realização dos testes de laboratório, optou-se pela montagem de uma bancada simplificada que permitisse avaliar basicamente o comportamento térmico da placa coletora e da bomba capilar. O sistema de aquecimento solar proposto está mostrado na Figura 2, consistindo basicamente de uma placa de cobre de dimensões 0,3x60x460 mm, uma bomba capilar de alumínio ϕ 19 mm, um tubo de vidro ϕ 65 mm para cobertura da placa e um reservatório de acetona para alimentação da bomba capilar. Espuma de espessura igual a 20 mm é utilizada como isolante térmico para a parte inferior da placa. A partida é dada abrindo-se a válvula de saída do reservatório, de modo que líquido ocupe totalmente o canal de alimentação da bomba capilar. O líquido é puxado e distribuído ao longo das ranhuras circunferenciais por efeito capilar, para a parte superior da bomba capilar, onde evapora e segue caminho em direção à linha de vapor. O sistema funciona até o limite em que a pressão de bombeamento capilar seja igual ou inferior à perda de carga no circuito somada à pressão hidrostática correspondente ao desnível de líquido no reservatório, relativamente à linha de contato entre o perfil e parede interna da bomba capilar. O sistema é aberto, de modo que não há reaproveitamento da acetona evaporada na bomba capilar. Os trabalhos estão sendo redirecionados, agora com a preocupação de operar o sistema em circuito fechado.

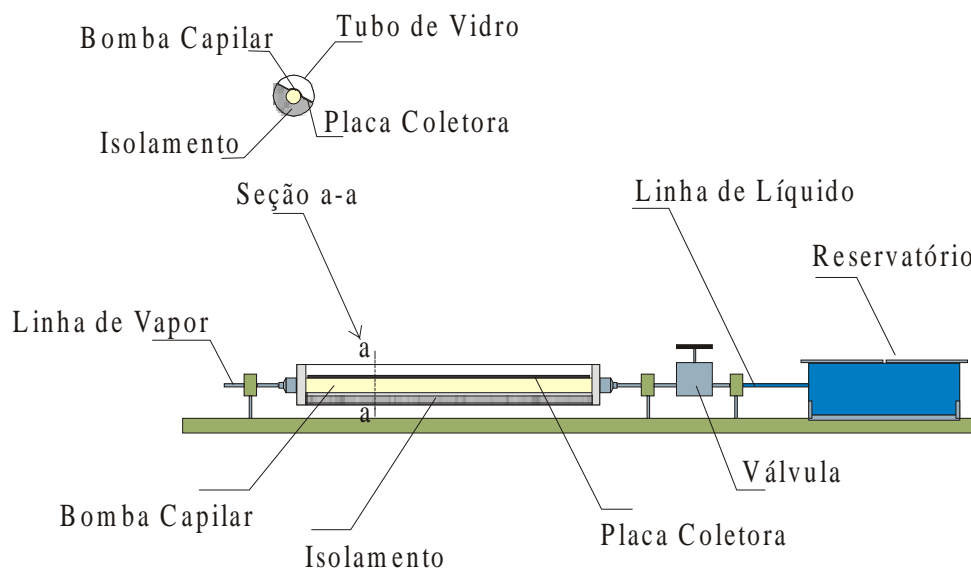


Figura 2- Esquema simplificado da bancada experimental.

As dimensões da placa foram escolhidas de acordo com as dimensões da bomba capilar e tubo de vidro disponíveis em laboratório. A bomba capilar consiste de um tubo de alumínio

de superfície interna ranhurada, de comprimento útil igual a 460 mm e já foi testada com sucesso em circuito fechado, como parte do trabalho de doutorado já defendido por Teles (1996). As dimensões características da bomba capilar são:

$$\begin{array}{ll} L = 460 \text{ mm} & w = 66,7 \text{ }\mu\text{m} \\ d_e = 19 \text{ mm} & \delta = 85 \text{ }\mu\text{m} \\ d_i = 15,6 \text{ mm} & a = 215 \text{ }\mu\text{m} \end{array}$$

onde L representa o comprimento útil, d_e o diâmetro externo, d_i o diâmetro interno, w a largura do topo da ranhura, δ a profundidade e a representa o espaçamento entre ranhuras. As ranhuras têm formato triangular. A pressão de bombeamento capilar foi medida em laboratório na ordem de 450 Pa. A Figura 3 mostra a configuração interna da bomba capilar utilizada.

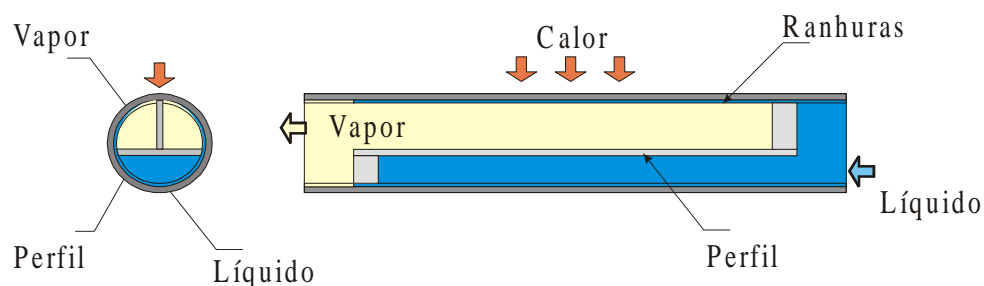


Figura 3- Esquema da bomba capilar

O sistema foi projetado para absorver potências de até 20 W. O número de bombas capilares, bem como as dimensões da placa podem ser alteradas de acordo com a potência desejada. Um sistema de aquisição de sinais (HP Data Acquisition/Switch Unit) e 12 termopares do tipo K são instalados para levantamento dos dados durante os testes de laboratório. A

Figura 4 mostra uma fotografia da bancada experimental obtida durante os testes de laboratório. O sistema de aquisição de sinais foi associado ao programa computacional fornecido pelo próprio fabricante.

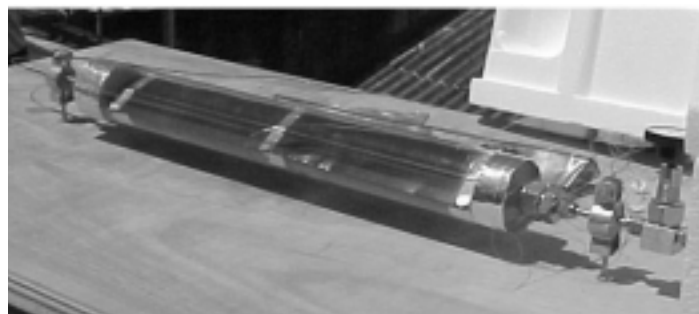


Figura 4 - Vista da placa coletora e bomba capilar na bancada experimental.

3. FORMULAÇÃO ANALÍTICA

O problema de transferência de calor é resolvido analiticamente para a condição de regime permanente, assumindo fluxo de calor uniforme e considerando a placa como uma aleta de simetria longitudinal. A Figura 5 mostra o modelo físico para uma das metades da placa de largura W .

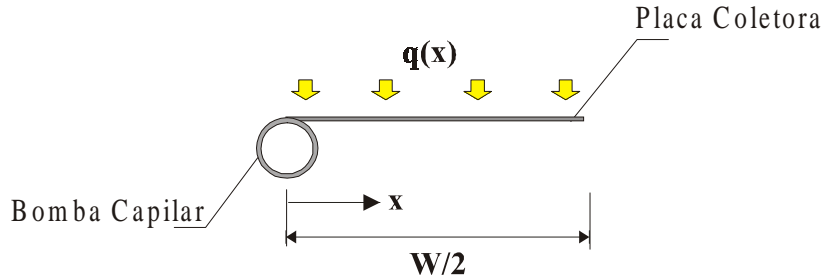


Figura 5- Modelo físico adotado para solução do problema de transferência de calor na placa absorvedora

De acordo com a Fig. 5, onde W corresponde à largura total da placa e $q(x)$ representa a energia solar líquida absorvida pela placa [W/m^2], tem-se

$$q(x) \Delta x + \left(-k \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_x \right) - \left(-k \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+\Delta x} \right) = 0 \quad (1)$$

onde

$$q(x) = \alpha \tau(x) G_s - U_L [T(x) - T_a] \quad (2)$$

onde $T(x)$ corresponde à temperatura na placa [K], T_a à temperatura ambiente, k à condutividade térmica do material (Cobre: $k= 393 \text{ W/m.K}$), δ à espessura da placa coletora, α corresponde à absorvidade para a radiação solar incidente, $\tau(x)$ corresponde à transmissividade do vidro, G_s corresponde ao valor da radiação global incidente por unidade de área, U_L corresponde ao coeficiente global das perdas térmicas do coletor [$W/m^2 \text{ K}$]. A rigor dois domínios diferentes devem ser considerados para cálculo de $q(x)$, uma vez que pequena parte da placa, na interface com a bomba capilar, ocorre a transferência de calor para evaporação do fluido de trabalho. Entretanto, para o cálculo analítico, assume-se que o calor absorvido pela placa seja integralmente transferido para a bomba capilar em $x=0$. Dessa forma, resolvendo a Equação 1, tem-se,

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{1}{k \delta} q(x) \quad (3)$$

Assumindo-se que τ possa ser considerado constante e igual a 0,92 (Ver Anexo), tem-se,

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L}{k \delta} \left(T - T_a - \frac{\tau \alpha G_s}{U_L} \right) \quad (4)$$

sujeita às condições de contorno

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=\frac{w}{2}} = 0; \quad T|_{x=0} = T_b \quad (5)$$

onde T_b é a temperatura na interface da aleta com a bomba capilar. Fazendo agora

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k \delta}} \quad \text{e} \quad \psi = T - T_a - \frac{\tau \alpha G_s}{U_L} \quad (6)$$

tem-se,

$$\frac{d^2 \psi}{dx^2} - m^2 \psi = 0 \quad (7)$$

para as condições de contorno

$$\left. \frac{d\psi}{dx} \right|_{x=\frac{w}{2}} = 0; \quad \psi|_{x=0} = T_b - T_a - \frac{\tau \alpha G_s}{U_L} \quad (8)$$

Resolvendo a Eq. 7, obtém-se

$$T = T_a + \frac{\tau \alpha G_s}{U_L} + \left(T_b - T_a - \frac{\tau \alpha G_s}{U_L} \right) \frac{\cosh mx}{\cosh m(W/2)} \quad (9)$$

onde T representa a distribuição de temperatura na placa coletora ao longo de x .

O coeficiente global de perdas U_L , corresponde à soma das perdas térmicas, pela parte superior do coletor U_t [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$] e pela parte de trás do coletor U_b [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]. Esta equação é apresentada com detalhes em Duffie and Beckman (1991).

$$U_L = U_t + U_b \quad (10)$$

onde

$$U_t = \left\{ \frac{1}{\frac{C}{T_m} \left[\frac{T_{pm} - T_a}{1+f} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} - T_a) (T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\epsilon_p + 0,00591 h_w)^{-1} + \frac{1+f-0,133 \epsilon_p}{\epsilon_g} - 1} \quad (11)$$

$$f = 1,07866(1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \epsilon_p) \quad (12)$$

$$C = 520(1 - 0,00051 \beta^2) \quad (13)$$

$$e = 0,430(1 - 100/T_{pm}) \quad (14)$$

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (15)$$

As constantes f , C e e são valores adimensionais, T_{pm} é a temperatura média da placa, h_w o coeficiente de transferência de calor por convecção devido ao vento [W/m^2K], σ a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma=5,6697 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$), ε_p a emissividade da placa coletora, ε_g a emissividade do material da cobertura (vidro), e β a inclinação do coletor [graus]

4. FORMULAÇÃO NUMÉRICA

Retomando a equação da conservação de energia e assumindo novamente transferência de calor unidimensional no sentido transversal da placa, tem-se

$$\frac{d^2T(x)}{dx^2} + \frac{1}{k \cdot \delta} \cdot q(x) = 0 \quad (16)$$

Os dois domínios são agora considerados para cálculo de $q(x)$. Para a região da placa fora da área de contato com a bomba capilar, vale a Eq. 17. Para a região da placa em contato com a bomba capilar vale a Eq. 18, onde considera-se que o calor líquido seja entregue para a acetona no interior da bomba capilar,

$$q(x) = \alpha \cdot \tau(x) \cdot G_s - \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T(x)^4 - T_{ext}^4] - h_e \cdot [T(x) - T_{ar}] \quad (17)$$

$$q(x) = \alpha \cdot \tau(x) \cdot G_s - \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T(x)^4 - T_{ext}^4] - h_e \cdot [T(x) - T_{ar}] - h_f \cdot [T(x) - T_f] \quad (18)$$

onde α corresponde à absorvidade para a radiação solar incidente, $\tau(x)$ corresponde à transmissividade do vidro, sendo função de x (Ver Anexo) devido a dependência que essa propriedade apresenta com relação ao ângulo de incidência dos raios solares. G_s corresponde ao valor da radiação global incidente [W/m^2], ε à emissividade da placa, σ à constante de Stefan-Boltzmann e T_{ext} à temperatura média do exterior para trocas radiativas (277 K). Ainda, T_{ar} corresponde à temperatura do ar ambiente, h_e corresponde ao coeficiente global de transferência convectiva de calor [W/m^2K] da placa para o ar externo ao tubo de vidro, T_f representa a temperatura do fluido no interior da bomba capilar e h_f é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido e a região da placa em contato com a bomba capilar [W/m^2K]. A temperatura T_f corresponde à temperatura de saturação do fluido na pressão atmosférica, assumida constante, sendo uma das condições de contorno.

Além da temperatura de saturação do fluido tem-se como condições de contorno a hipótese de isolamento térmico nas bordas da placa e a condição de simetria no centro da mesma. Tais condições de contorno são representadas respectivamente como

$$\frac{dT(W/2)}{dx} = 0 \text{ e } \frac{dT(0)}{dx} = 0 \quad (19)$$

onde W é a largura da placa absorvedora.

5. LEVANTAMENTO DE DADOS

Os testes foram realizados durante quatro horas em bancada experimental instalada na plataforma externa do Labsolar/UFSC (S 27° 36'; W 48° 30'), em dia parcialmente nublado.

Dados obtidos pelo Labsolar/UFSC indicam uma radiação solar incidente global entre 5400 e 6000 Wh/m²/dia. As temperaturas foram lidas e armazenadas em computador com o auxílio do sistema de aquisição de sinais. A Figura 6 mostra as temperaturas T_3 e T_5 , medidas na placa absorvedora ($x=W/4$) e na interface entre placa e bomba capilar ($x=0$). T_2 é a temperatura medida no interior do canal de vapor. Não foi possível registrar a quantidade de acetona evaporada, devido ao arraste de líquido observado na saída da bomba capilar.

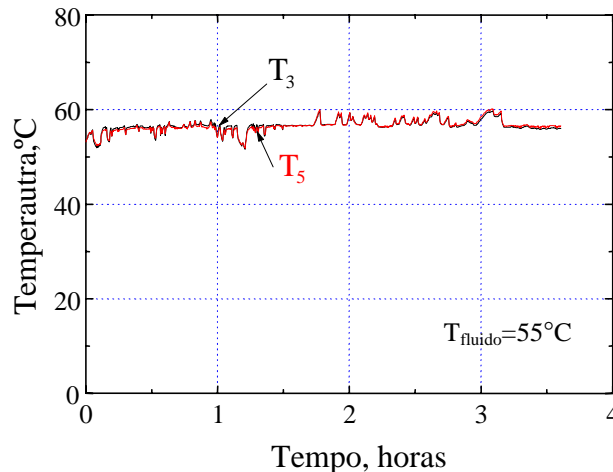


Figura 6- Distribuição de temperaturas na placa absorvedora.

Dificuldades inerentes ao projeto da bancada experimental, associadas ao arraste de líquido observado na linha de vapor, inviabilizaram uma leitura confiável da quantidade de acetona evaporada e, conseqüentemente, da energia solar total absorvida pela bomba capilar ao longo dos testes.

6. ANÁLISE DE RESULTADOS

Para solução do problema de transferência de calor, os seguintes parâmetros foram considerados:

$\delta = 0,0003 \text{ m}$	$T_{\text{ext}} = 4 + 273,15 \text{ K}$	$G_S = 800 \text{ W/m}^2$
$\alpha = 0,85$	$T_a = 25 + 273,15 \text{ K}$	$h_c = 1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$
$\varepsilon = 0,20$	$T_f = 54,9 + 273,15 \text{ K}$	$h_f = 6500 \text{ W/m}^2\text{K}$
$k = 393 \text{ W/m.K}$		

A Figura 7 mostra a distribuição de temperatura encontrada para ambos os métodos, analítico e numérico. Pode-se observar que os resultados analíticos e numéricos apresentaram boa concordância. As curvas obtidas mostraram a mesma tendência e mesma faixa de temperaturas para ambos os métodos. A diferença de temperatura entre os dois métodos no ponto sobre a bomba ($x=0$) se deve ao fato de que o método analítico usa a temperatura nesse ponto como uma das condições de contorno, desprezando a resistência térmica da superfície externa da bomba até o ponto de evaporação do fluido em seu interior. O método numérico considera essa resistência, porém considera também uma área de contato da placa com a bomba ($0 < x < 5$) o que acaba compensando a consideração da resistência térmica em relação ao método analítico de forma que as curvas acabam coincidindo em $x=5\text{mm}$.

Desse ponto em diante a pouca diferença apresentada indica boa concordância entre o método numérico e a equação (11) que engloba todas as perdas térmicas especialmente a radiativa que no modelo numérico envolve temperaturas na quarta potência. Os resultados experimentais se mantiveram na mesma faixa de temperaturas calculadas, confirmando assim a validade dos modelos teóricos.

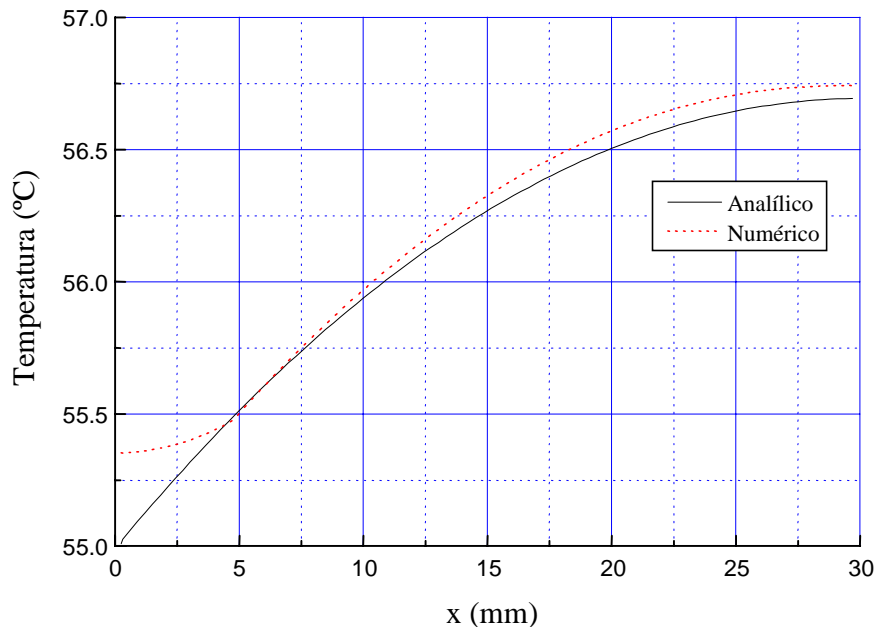


Figura 7- Distribuição de temperaturas na placa absorvedora.

Trabalhos prosseguem em laboratório, no sentido de viabilizar a medição também da energia absorvida pela bomba capilar e estimar o coeficiente global de transferência de calor entre a placa e fluido de trabalho. De acordo com cálculo pelo método numérico, o calor absorvido é igual a 13,8 W (498 W/m^2) e pelo modelo analítico igual a 14,0 W (507 W/m^2).

7. CONCLUSÃO

O estudo do comportamento térmico de bombas capilares integradas a coletores solares planos, inicia uma linha de pesquisa inédita na área de energia solar, contribuindo para a formação de recursos humanos e para o desenvolvimento de tecnologia nacional. Resultados preliminares obtidos neste trabalho mostram um comportamento térmico satisfatório, apontando para capacidades de absorção de calor da ordem de 500 W/m^2 de área de placa, já demonstrando a viabilidade técnica do uso de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Testes realizados em laboratório apontam para resultados concordantes com valores calculados através de modelos teóricos propostos para determinação do campo de temperaturas e potência solar absorvida pela placa coletora. Em termos mais específicos, prosseguem estudos no sentido de estudar o comportamento térmico transiente, limites operacionais, vida útil e capacidade de reativação da bomba capilar em caso de colapso.

Agradecimentos

Os autores agradecem aos engenheiros Helio Neves da Silva e Fabrício Colle pelo apoio prestado na preparação do experimento.

REFERÊNCIAS

- Bazzo, E. Colle S. and Groll. M., 1999, *Theoretical and Experimental Study of a CPL Using Freon 11 as the Working Fluid*, RBCM–Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Vol. XXI, N^o.1 1999, pp. 17-28
- Camargo, H.V.R e Bazzo, E., 2000 Comportamento térmico e hidrodinâmico de bombas capilares com e sem a presença de gases não condensáveis, Artigo submetido para apresentação no CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica
- Duffie, J., Beckman, W., 1991, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc, New York.
- Ku, J., 1993, *Overview of capillary pumped loop technology*. ASME 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, HTD-Vol. 236.
- Reimbrecht, E.G., Bazzo, E. e Fredel, M., 1999, *Qualificação de Elementos Porosos para Uso em Bombas Capilares*. COBEM 99, Águas de Lindóia, São Paulo, Artigo em CD

ANEXO

De acordo com Duffie and Beckman (1991), a transmissividade do tubo de vidro τ depende do ângulo de incidência como se apresenta na Figura 8. Mediante ajuste de curva obteve-se as seguintes equações utilizadas no modelo numérico,

$$\tau(\theta) = 0,92 \quad \theta < 20^\circ$$

$$\tau(\theta) = 0,92 + 1,61 \cdot 10^{-3} \theta - 1,38 \cdot 10^{-4} \theta^2 + 3,48 \cdot 10^{-6} \theta^3 - 2,25 \cdot 10^{-8} \theta^4 - 1,72 \cdot 10^{-10} \theta^5, \quad \theta > 20^\circ$$

Para o intervalo de 0 a 20° a Fig. 8 mostra que a transmissividade permanece constante. Nesse caso a melhor opção é o valor constante de 0,92. Assim pode-se definir dois domínios para o problema.

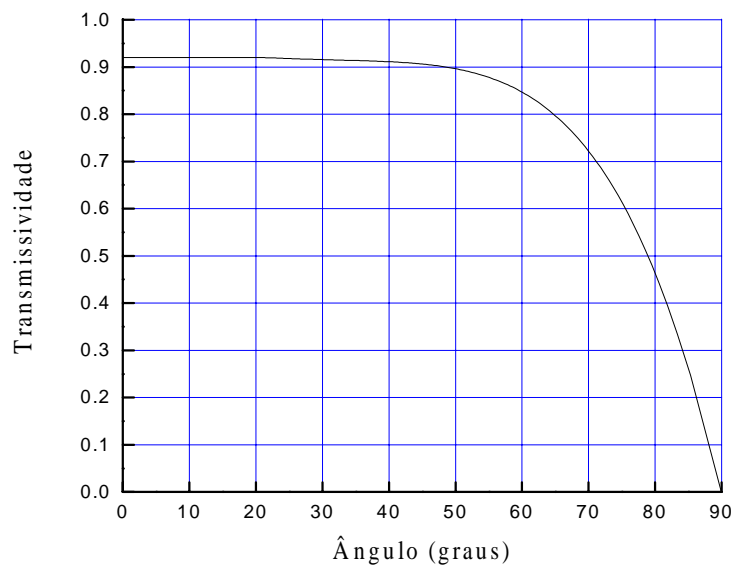


Figura 8 - Transmissividade do vidro em função do ângulo de incidência solar

Como o problema de troca de calor é tratado na superfície da placa e não do vidro, deve-se empregar o valor da transmissividade em função de x e não de θ . Dessa forma,

$$\theta(x) = \text{arc sen}\left(\frac{2 \cdot x}{w}\right)$$

A Figura 9 apresenta a curva obtida para a transmissividade em função da posição x sobre a placa

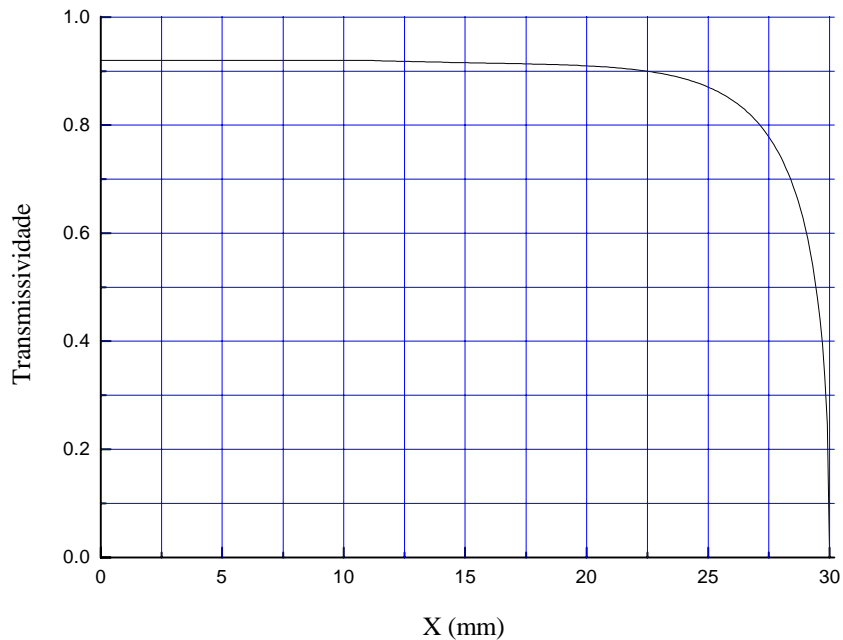


Figura 9 - Transmissividade da cobertura em função da posição x

PERFORMANCE ANALYSIS OF CAPILLARY PUMPS INTEGRATED TO FLAT SOLAR COLLECTORS

This paper presents the thermal performance of a circumferentially grooved capillary pump integrated into a solar plate collector. Experimental results are obtained for a solar heating system in small scale, consisting of a circumferentially grooved capillary pump mounted on a copper flat plate of 46 cm length and 6 cm width. Tests carried out in the laboratory showed good agreement with theoretical results, found out from analytical and numerical models. Heat loads capacities up to 500 W/m^2 are expected.