

ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UMA PAREDE DOTADA DE TUBOS DE CALOR

João Pereira de Brito Filho

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Eletrônica e Sistemas, 50711-990, Recife, PE, Brasil. E-mail: jbrito@npd.ufpe.br

Resumo

As medidas normalmente adotadas para reduzir as perdas de calor através da(s) parede(s) externa(s) de recintos aquecidos artificialmente contribuem também, via de regra, para a redução do ganho de radiação solar direta. A alternativa freqüentemente adotada consiste na utilização de tubos de calor nesta(s) parede(s). Neste artigo, apresenta-se um modelo para a análise do problema de transferência de calor unidimensional e variante no tempo de um arranjo composto por dois discos metálicos acoplados pelo centro por uma barra de elevada condutividade térmica. O sistema de equações diferenciais foi resolvido numericamente pelo método dos elementos finitos. Os parâmetros de interesse nas diversas simulações realizadas foram: propriedades térmicas dos discos, condutividade térmica da barra condutora e radiação solar. Os resultados destas simulações revelaram que o fluxo de calor através do arranjo não é fortemente dependente da condutividade térmica da barra condutora.

Palavras-chave: Condução de calor, tubo de calor, energia solar.

1. INTRODUÇÃO

Em países de clima frio, a temperatura de conforto nos recintos é mantida com o uso de aquecimento interno adicional. Nas horas de baixo nível de radiação solar e temperatura ambiente, parte do calor entregue pelo sistema de aquecimento é transferida para o ambiente exterior em forma de perdas de calor, principalmente através da(s) parede(s) externa(s).

Entre as medidas utilizadas para reduzir estas perdas, o uso de uma camada isolante na face externa das paredes (a mais tradicional delas), que se por um lado reduz o fluxo de calor de dentro do recinto para o meio ambiente (perdas), por outro lado reduz também o fluxo de energia solar pela via direta (ganho). Este fato enseja a questão da possibilidade de construir-se uma parede externa que atenda aos seguintes requisitos (Fig.1):

- ❖ Apresentar elevada condutividade térmica em um sentido que possibilite um ganho de energia solar através do isolamento (de fora para dentro do recinto), protegendo ao mesmo tempo o ambiente interior contra sobreaquecimento.
- ❖ Apresentar uma baixa condutividade térmica no sentido oposto (de dentro do recinto para fora), reduzindo as perdas de calor.

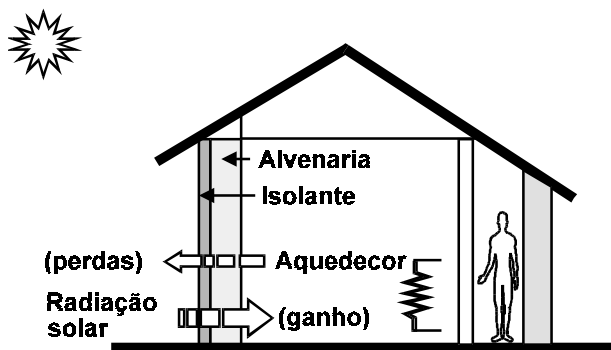


Figura 1. Fluxos de calor através de uma parede externa

Como possíveis soluções para este problema, foram feitas algumas propostas baseadas sobretudo no emprego de materiais isolantes transparentes (Gotzberger *et al.*, 1984) e no aproveitamento de tubos de calor (Corliss e Stickford, 1979; Maldonado e Woods, 1980; van Dijk *et al.*, 1983 e Meyer, 1987).

O uso de materiais isolantes transparentes apresenta uma série de problemas, sendo o mais importante o sobreaquecimento do recinto nos meses de verão. O uso de tubos de calor, apesar de não apresentar este inconveniente, ainda não foi plenamente aceito como uma solução viável, sobretudo por falta de estudos conclusivos nesta área.

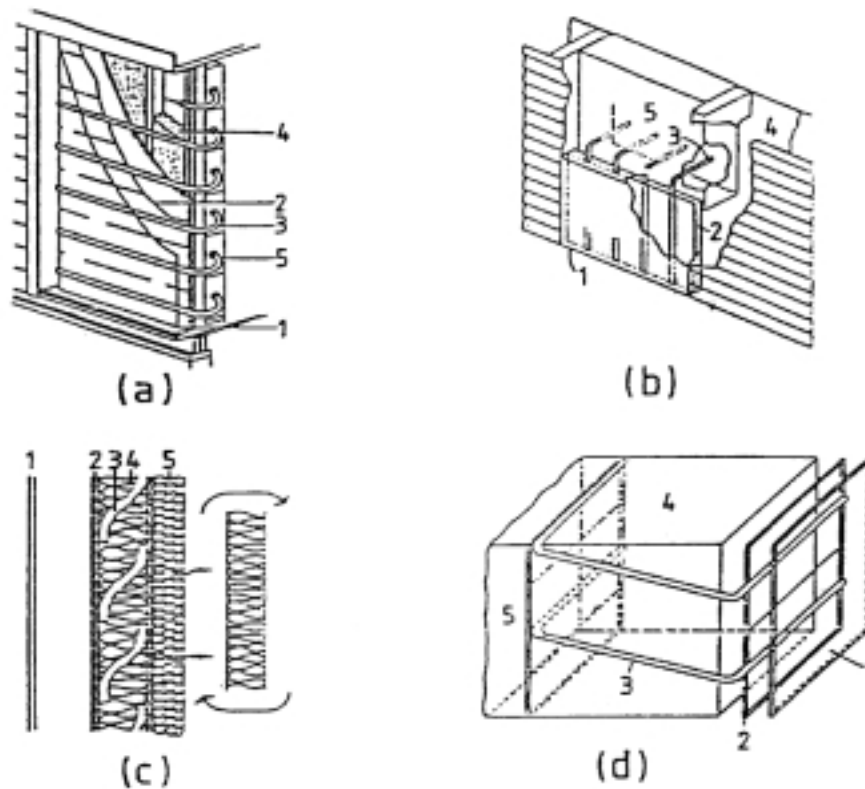
No presente artigo, procede-se a uma breve revisão sobre as propostas de utilização de tubos de calor como elementos passivos para o aquecimento de habitações, e em seguida apresenta-se um modelo teórico para a análise do problema de transferência de calor no sistema parede-tubo de calor ou parede-termossifão bifásico.

2. ANÁLISE DOS MODELOS EXISTENTES

O termossifão bifásico fechado é um sistema parcialmente cheio com um fluido refrigerante, utilizado para transferir calor (Andros, 1980). A superfície que delimita este sistema é a de um tubo metálico, cujo comprimento varia desde alguns centímetros até poucos metros, com um diâmetro não ultrapassa algumas dezenas de milímetros. O fluido de trabalho é, via de regra, um Freon, um álcool ou água. De acordo com o seu princípio de funcionamento, podem-se destacar duas regiões em um termossifão: a zona quente e a zona fria. Estas duas regiões são quase sempre separadas por uma terceira, a zona de transporte. Cede-se calor à zona quente, também denominada zona de ebulição, de um termossifão localizado em uma posição diferente da horizontal, e a fase líquida do fluido de trabalho evapora-se. O vapor gerado alcança a zona fria, também denominada zona de condensação, e lá se condensa com a entrega do calor latente de evaporação. A matéria condensada produzida escoar para a zona quente sob o efeito da força da gravidade. Com isto, completa-se um ciclo contínuo ebulição/condensação, mantido exclusivamente pela diferença de densidade entre as fases vapor e líquido do fluido de trabalho. O termossifão bifásico fechado diferencia-se do tubo de calor pelo princípio que governa o retorno do condensado à zona quente. No termossifão, o condensado retorna à zona de ebulição através da atuação da força de massa devida à gravidade. Este elemento deve operar, portanto, inclinado com respeito à horizontal. No tubo de calor, por outro lado, o condensado retorna à zona quente devido à ação da diferença de pressão entre as zonas quente e fria, proveniente da existência de estruturas capilares na superfície interna do tubo.

Os modelos propostos por Corliss e Stickford (1979) e Maldonado e Woods (1987) para o uso de tubos de calor em paredes de construções estão ilustrados nas Figs.2a e 2b, respectivamente. A placa coletora transmite, por condução, o calor recebido do sol diretamente para a zona quente do tubo. Desta zona, o calor é transferido para a zona fria pelos mecanismos de ebulição e condensação típicos dos tubos de calor, e de lá para a água armazenada em um tanque. Este calor é então transferido para o meio ambiente por convecção livre e radiação. A chapa de vidro colocada junto da placa absorvedora tem a mesma função daquela do coletor solar plano.

As Figs. 2c e 2d mostram os modelos propostos por van Dijk *et al.* (1983) e Meyer (1987). Como pode ser visto, estes modelos assemelham-se àqueles propostos por Corliss e Stickford (1979) e Maldonado e Woods (1987), no que diz respeito ao modo como a radiação solar incidente é absorvida, diferindo, no entanto, na escolha do meio armazenador intermediário. Segundo van Dijk *et al.* (1983), o calor transmitido pelo tubo de calor é coletado numa placa metálica e entregue a um material de mudança de fase (ponto de fusão de 27 ou 57 °C). O calor armazenado neste meio é entregue ao recinto por convecção livre e radiação. A concepção de Meyer (1987) prevê a parede como meio armazenador.



1. Vidro 2. Placa absorvedora 3. Tubo de calor 4. Isolante
5. Parede/armazenador 6. Placa distribuidora 7. Tanque

Figura 2. Modelos para o uso de tubos de calor em paredes: (a) Corliss e Stickford (1979), (b) Maldonado e Woods (1980), (c) van Dijk *et al.* (1983) e (d) Meyer, (1987)

Todos estes trabalhos são experimentais, com protótipos construídos em escala de laboratório. Em nenhum deles foi sugerida a substituição do tubo de calor pelo termossifão bifásico, apesar da simplicidade construtiva deste dispositivo.

O presente artigo tem como objetivo fornecer elementos para esta análise, ampliando assim a discussão sobre a viabilidade da utilização de tubos de calor ou termossifões fechados na aplicação já mencionada.

3. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Como ponto de partida para a análise, considere-se o arranjo ilustrado na Fig. 3. Esta figura mostra uma vista frontal e em corte de uma parede externa, tal como a da Fig.1, seccionada em "m x n" elementos, cada um dos quais constituído por dois discos metálicos acoplados pelo centro por um tubo ligeiramente inclinado com respeito ao plano horizontal.

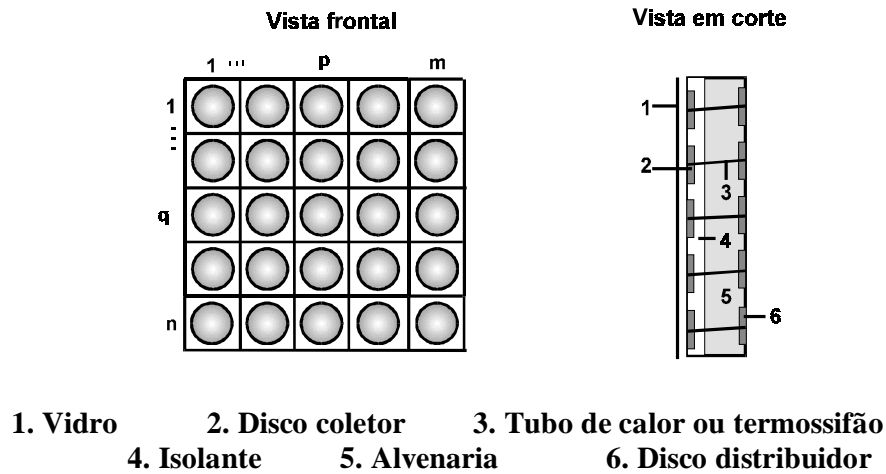


Figura 3. Modelo da parede com tubo de calor ou termossifão

Note-se que este arranjo contém todos os elementos básicos dos modelos apresentados na Fig. 2, com o próprio meio interior funcionando como armazenador. O problema proposto consiste em analisar a transferência de calor em um dos elementos da Fig.3.

4. MODELO TEÓRICO

A Fig. 4 mostra o elemento de ordem "pq" em detalhe, onde se admite que as faces internas de cada disco e a região intermediária do tubo estejam isoladas de modo a bloquear o fluxo de calor radial para dentro da parede.

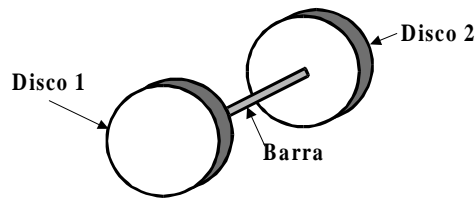


Figura 4. Elemento de ordem "pq" em detalhe

Um balanço de energia em um elemento diferencial do disco 1 e do disco 2, resulta nas seguintes equações diferenciais parciais de segunda ordem:

$$\frac{\alpha^* \dot{\mathbf{q}}}{\lambda_1} + \frac{\alpha_1}{\lambda_1} (\vartheta_{\mathbf{a}} - \vartheta_1) + \delta_1 \left[\frac{\partial^2 \vartheta_1}{\partial \mathbf{r}^2} + \frac{1}{\mathbf{r}} \frac{\partial \vartheta_1}{\partial \mathbf{r}} \right] = \frac{\delta_1}{\mathbf{a}_1} \frac{\partial \vartheta_1}{\partial \mathbf{t}} \quad (1)$$

$$-\frac{\alpha_2}{\lambda_2} (\vartheta_2 - \vartheta_{\mathbf{r}}) + \delta_2 \left[\frac{\partial^2 \vartheta_2}{\partial \mathbf{r}^2} + \frac{1}{\mathbf{r}} \frac{\partial \vartheta_2}{\partial \mathbf{r}} \right] = \frac{\delta_2}{\mathbf{a}_2} \frac{\partial \vartheta_2}{\partial \mathbf{t}} \quad (2)$$

Nestas equações, α^* representa o coeficiente de absorção, $\vartheta_{\mathbf{a}}$ e $\vartheta_{\mathbf{r}}$ as temperaturas dos ambientes exterior e interior, respectivamente, \mathbf{a} representa a difusividade térmica dos discos, α o coeficiente de transferência de calor por convecção, ϑ e δ a temperatura e a espessura dos discos, respectivamente e $\dot{\mathbf{q}}$ a radiação solar direta incidente na parede, assumida, por simplicidade, como sendo da forma

$$\dot{\mathbf{q}} = \dot{\mathbf{q}}_{\max} \sin(\omega t - \varphi_0) \quad (3)$$

com $\omega = \pi/12$ e $\varphi_0 = \pi/6$. Os índices 1 e 2 referem-se aos discos voltados para o exterior e interior do recinto, respectivamente, submetidos às seguintes condições de contorno:

Disco 1

$$r = r_e \text{ (raio do disco)} \quad -\lambda_1 \frac{\partial \vartheta_1}{\partial r} = 0 \quad (4)$$

$$r = r_i \text{ (raio da barra)} \quad \vartheta_1 = \vartheta_1(r_i, t) \quad (5)$$

Disco 2

$$r = r_e \text{ (raio do disco)} \quad -\lambda_2 \frac{\partial \vartheta_2}{\partial r} = 0 \quad (6)$$

$$r = r_i \text{ (raio da barra)} \quad \vartheta_2 = \vartheta_2(r_i, t) \quad (7)$$

Admita-se ainda que o tubo de calor ou termossifão possa ser substituído por uma barra de elevada condutividade térmica. Neste caso, as temperaturas ϑ_1 na Eq.(1) e ϑ_2 na Eq.(2) medidas em $r = r_i$ são relacionadas entre si pela equação

$$\vartheta_1(r_i) - \vartheta_2(r_i) = R \dot{\mathbf{Q}} \quad (8)$$

com

$$R = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{r_i h_1 \delta_1} + \frac{2L}{r_i^2 \lambda_B} + \frac{1}{r_i h_2 \delta_2} \right) \quad (9)$$

$$\dot{\mathbf{Q}} = 2\pi r_i \delta_2 \lambda_2 \left. \frac{\partial \vartheta_2}{\partial r} \right|_{r=r_i} \quad (10)$$

Na Eq.(9), λ_B e L representam a condutividade térmica da barra e o seu comprimento, respectivamente, e h a resistência de contato entre a barra e o disco.

Impondo-se as condições iniciais

$$\vartheta_1(r,0) = \vartheta_1(0) \quad (11)$$

$$\vartheta_2(r,0) = \vartheta_2(0) \quad (12)$$

o problema proposto consiste na determinação das temperaturas $\vartheta_1(r,t)$ e $\vartheta_2(r,t)$ para diversas situações de interesse.

5. RESULTADOS

O sistema de equações diferenciais 1e 2, sujeito às condições impostas pelas Eqs.(4-12), foi resolvido numericamente pelo método dos elementos finitos de Galerkin. Os dados utilizados nas simulações realizadas por meio de um programa em linguagem FORTRAN (Lasalvia, 1997) podem ser encontrados na Tabela 1.

Tabela 1. Dados utilizados nas simulações

h	L	r_i	r_e	α^*	α	δ	Δr	Δt	$\vartheta(0)$	ϑ_a	ϑ_r
(W/m ² K)	(m)	(m)	(m)	(-)	(W/mK)	(m)	(m)	(s)	(°C)	(°C)	(°C)
6000	0.3	0.01	0.09	0.9	20	0.005	0.02	300	18	18	18
\dot{q}_{max}			λ_B			λ					
(W/m ²)			(W/mK)			(W/mK)					
100	600	1100	100	1000	10000	1	63	393			

Efeito da condutividade térmica da barra. A Fig. 5 mostra a evolução das temperaturas nos discos 1 e 2 em função do tempo na isoterma que passa por $r/r_i = 5$ (isoterma central) para duas barras de diferentes condutividades térmicas. Como pode ser visto nesta figura, o efeito da utilização de uma barra imaginária de elevadíssima condutividade térmica (aproximadamente duas ordens de grandeza maiores que a do cobre, como é comum encontrar--se em termossifões bifásicos fechados, por exemplo) sobre a temperatura média do disco 2 é relativamente pequeno (elevação da temperatura média de 19 para 23 °C).

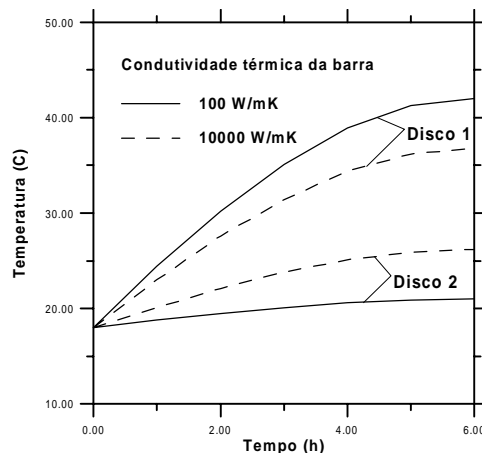


Figura 5. Efeito da condutividade térmica da barra sobre as temperaturas dos discos 1 e 2 na isoterma que passa por $r/r_i = 5$ ($\dot{q}_{max} = 600$ W/m², e $\lambda = 63$ W/mK (ferro))

Efeito do material do disco. As Figs. 6a e 6b mostram a distribuição radial de temperatura ao longo dos discos 1 e 2, respectivamente, em dois instantes de tempo (a 3h e a 6h após o início da incidência de radiação solar na parede) para discos de materiais distintos ($\lambda = 1 \text{ W/mK}$ (concreto) e $\lambda = 393 \text{ W/mK}$ (cobre)).

Estas figuras revelam que o gradiente de temperatura ao longo do disco de baixa condutividade térmica é muito elevado. Este superaquecimento tem como conseqüências diretas elevadas perdas e com isso um baixo fluxo de calor através do arranjo.

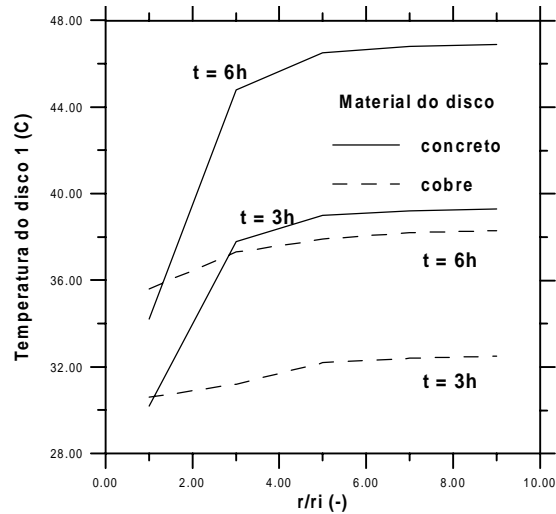


Figura 6a. Efeito do material do disco 1 sobre a sua temperatura em diferentes posições radiais ($\dot{q}_{\max} = 600 \text{ W/m}^2$, $\lambda_B=1000 \text{ W/mK}$)

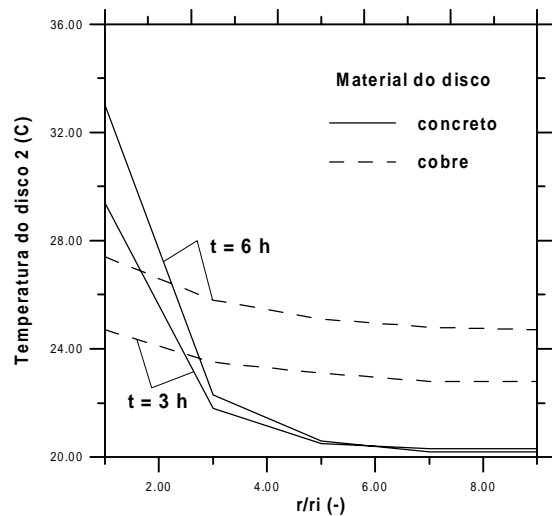


Figura 6b. Efeito do material do disco 2 sobre a sua temperatura para diferentes posições radiais ($\dot{q}_{\max} = 600 \text{ W/m}^2$, $\lambda_B=1000 \text{ W/mK}$)

Efeito da radiação solar. A Fig. 7 mostra o efeito da radiação solar máxima sobre as temperaturas dos discos 1 e 2, onde se pode verificar que enquanto a temperatura média do disco 1 se eleva de 26 para 41 °C, a elevação de temperatura média do disco 2 é apenas de 19 para 20 °C.

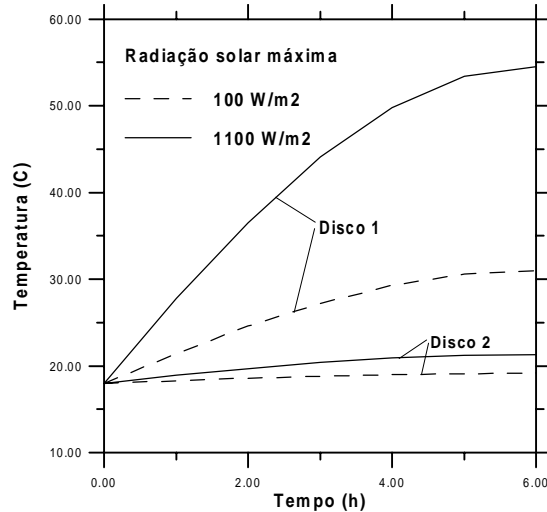


Figura 7. Efeito da radiação solar máxima ($\lambda_B = 1000 \text{ W/mK}$, $\lambda = 63 \text{ W/mK}$ (ferro))

6. CONCLUSÕES

Tubos metálicos comerciais que podem ser utilizados na fabricação de tubos de calor e termosifões apresentam, via de regra, áreas de secção transversal pequenas. Deste modo, para a aplicação analisada na presente contribuição, faz-se indispensável a utilização de placas coletoras. Apesar da elevada condutividade térmica dos tubos de calor e termosifões bifásicos, os resultados obtidos mostraram que devem ser esperados baixos fluxos de calor através dos arranjos ilustrados na Fig.2, devidos principalmente às limitações impostas pelas propriedades térmicas dos discos.

7. REFERÊNCIAS

- Andros, F. E., 1980, "Heat transfer characteristics of the two-phase closed thermosyphon including direct flow observations", Ph.D. Thesis, Arizona State University.
- Corliss, J. M. and Stickford, G.H., 1979, "Analytical and economical evaluation of heat pipe augmented passive solar heating systems", Proceedings, Int. Solar Energy Society, Atlanta, pp. 1642-1646.
- Lasalvia, V.C., 1997, "Modelo para análise do problema de transferência de calor unidimensional e variante no tempo entre dois discos metálicos acoplados pelo centro por uma barra de elevada condutividade térmica", Tese de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, PE, Brasil, 102p.
- Maldonado, E. A. B. and Woods, J.E., 1980, "Performance of a passive heat-pipe solar energy system", Proceedings, Int. Congress on Building Energy Management, Porto, Portugal, pp. 1-11.
- Meyer, K., 1987, "Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur passiven Solarenergienutzung an Hausfassaden", Dissertation, Universität Kassel.
- Gotzberger, A., Schmid, J. and Wittwer, V., 1984, "Transparent insulation system for passive solar energy utilization in buildings", Int. J. of Solar Energy, Vol. 2, pp. 289-308.
- van Dijk, H. A. L.; Galen; E.; Hensen, J. and Wit, M., 1983, "High performance passive solar heating system with heat pipe energy transfer and latent heat storage", Solar Energy R+D in the European Community. Serie A: Solar Energy Applications to Dwellings, pp. 118-130.