

Otimização Teórica/Experimental de um Coletor de Energia Solar Plano

Dalmo G. Gomes

Nide G. C. R. Fico Jr.

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Aeronáutica, 12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: nide@aer.ita.cta.br

Resumo

O presente trabalho apresenta resultados obtidos na otimização de um coletor de energia solar de placas planas. Usando equações disponíveis na literatura projetou-se um coletor de aleta com degrau. Este foi construído e ensaiado em laboratório com objetivo de se minimizar as perdas por convecção através da superfície superior do coletor.

Palavras-chave: energia solar, mecânica dos fluidos, transferência de calor

1. INTRODUÇÃO

Desde a pré-história a humanidade faz uso da energia solar. Civilizações antigas, como os Incas, sabiam como manter termicamente confortável o ambiente em suas moradias (Grolier,1993). Existe, até hoje, um grande interesse por parte dos pesquisadores no processo de absorção, armazenamento e utilização da energia solar, por ser esta uma fonte inesgotável de energia e de fácil obtenção, particularmente em um país como o Brasil. Um coletor de energia solar de placas planas, usualmente chamado de coletor solar, é um trocador de calor que pode ser projetado para aplicações que requerem temperaturas moderadas, ou seja, de até aproximadamente 100 °C acima da temperatura ambiente. Este tipo de equipamento pode ser utilizado em aquecimento de ambientes, mas sua principal aplicação é no aquecimento de água para uso doméstico. A energia solar incidente que é absorvida pelo coletor, I , é transferida para o fluido que escoar no seu interior (Duffie&Beckman,1980), conforme esquematizado na figura 1.

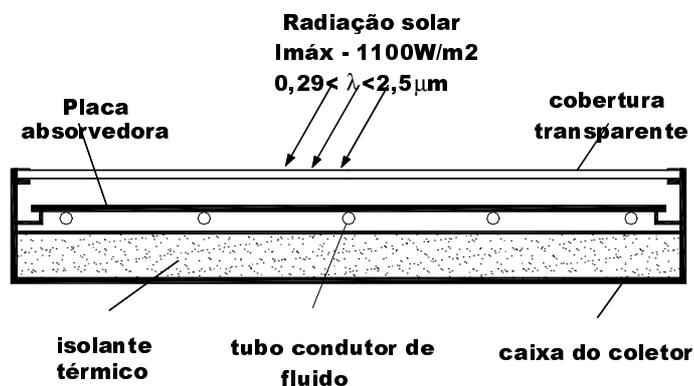


Figura 1. Esquema de um típico coletor de energia solar de placas planas.

Este processo começa pelo recebimento da energia solar radiante pela placa absorvedora a qual é transferida por condução para o tubo condutor de fluido e, finalmente, transferida por convecção do tubo para o fluido. As perdas de energia, que sempre existem, são provocadas

por processos de transferência de calor por convecção (natural e forçada) e radiação nas partes laterais, inferior e superior do coletor. A superfície superior é responsável pela maior parcela dessas perdas de energia (Agarwal& Larson,1981).

Segundo Duffie e Beckman (1980), o primeiro estudo detalhado da eficiência de coletores de energia solar de placas planas foi realizado por Hottel e Woertz (1942). O trabalho destes pesquisadores baseou-se no balanço de energia e nas medições experimentais em coletores de energia solar. Tabor (1958) modificou os cálculos das perdas de energia feitas, por Hottel e Woertz (1942), com o uso de novas correlações para transferência de calor por convecção entre duas placas planas e, incluindo também, valores de emitância dos vidros. Estas correlações permitiram estimar perdas de energia do coletor com superfícies seletivas, pois, pelo método anterior de Hottel e Woertz (1942), não eram obtidos resultados satisfatórios. Em 1959, no Laboratório de Energia Solar da Universidade do Arizona, Bliss (1959) combina em um “*fator de eficiência*” todas as variáveis que influenciam a eficiência de coletores de energia solar de placas planas. Este fator foi de extrema importância em projetos e cálculos de eficiência de vários tipos de coletores. Este trabalho ainda é importante fonte de referência.

Estudos de minimização das perdas de energia por convecção natural entre a cobertura de vidro e a placa receptadora de calor de coletores de placas planas (ver Figura 1) foram feitos por Malhotra e Rani (1980). No mesmo ano, Duffie e Beckman editam o livro “*Solar Engineering of Thermal Processes*”, aprimorando o trabalho de 1974. Agarwal e Larson (1981) avançam ainda mais no estudo do cálculo do coeficiente de perdas de energia na parte superior do coletor de placas planas, utilizando as equações propostas por Klein (1975).

Procurando economizar material da aleta, sem prejudicar sua eficiência, foram desenvolvidos perfis não uniformes como, por exemplo, o circular e o triangular. Entretanto a dificuldade na manufatura destes perfis faz com que, na prática, o perfil retangular seja usado. Hollands e Stedman (1992) desenvolveram estudos na otimização de placas absorvedoras de calor de coletores de energia solar com degraus na espessura da aleta. O objetivo destes autores era manter a eficiência da placa coletora e, ao mesmo tempo, obter economia de material. Ao contrário das aletas com perfis não uniformes, a aleta com degrau no perfil é de fácil fabricação. A confecção das aletas com duas lâminas de larguras diferentes proporcionam a formação de um degrau no perfil. Este processo de fabricação foi desenvolvido a partir do método patenteado por Olson, Thundal e Wilson (1981).

O objetivo do presente trabalho é realizar a otimização de um coletor de energia solar de placas planas. Assim, primeiramente foi feita uma avaliação teórica *de custo / fator de eficiência* em coletores de energia solar de placas planas em função da distância entre os centros dos tubos. Em seguida foi realizada uma segunda avaliação de *custo / fator de eficiência*, agora para aleta com degrau. A partir deste estudo teórico foi confeccionado um coletor otimizado, com degrau na aleta. Ensaio experimentais foram realizados neste coletor de energia solar. É importante salientar que para determinação de sua eficiência térmica foi utilizado o método descrito pela norma ASHRAE. Finalmente, foi realizado um estudo experimental para redução de perdas de energia por convecção forçada na superfície superior do coletor confeccionado. Uma solução clássica para redução dessas perdas de energia é a colocação de camadas de vidro adicionais na superfície superior. Neste trabalho pretende-se melhorar a eficiência do coletor através da colocação de paredes verticais no perímetro do coletor. Estas paredes funcionam como barreiras, reduzindo a velocidade do vento sobre o coletor, e portanto, minimizando as perdas de energia por convecção forçada.

2. PROJETO DO COLETOR

A fim de se realizar os ensaios experimentais do presente trabalho foi projetado e construído um coletor solar. Como desejava-se um equipamento otimizado foram feitos

diversos estudos para minimizar a relação *custo / fator de eficiência* (Gomes, 1998). Os materiais considerados foram aço, aço galvanizado, alumínio e cobre. Uma primeira análise foi para o caso de aletas com perfis retangulares. Foram estudadas diversas placas com espessuras encontradas no mercado e também placas com espessuras diferentes, para análise da existência de uma espessura ótima em relação ao *custo / fator de eficiência* do coletor.

O fator de eficiência do coletor de energia solar, F' , representa a razão entre a energia líquida obtida e a energia adquirida se a superfície absorvedora do coletor estivesse na temperatura de entrada do fluido, com fluxo de calor uniforme (Bliss,1959):

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L (D + (W - D) F)} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]}, \quad (1)$$

onde três parâmetros adimensionais podem ser formados, são eles: $(U_L W / C_B)$, relativo à condutância da solda aleta-tubo, $(U_L W / \pi D_i h_{fi})$ relativo à transferência de calor ao fluido nos tubos e também a $(W / (D + (W - D) F))$, relativo ao fator de eficiência da placa. Nesses parâmetros, U_L é o coeficiente global de troca de calor, D e D_i representam o diâmetro externo e interno respectivamente, W é a distância entre tubos, C_B condutância da solda entre aleta e tubo, F é o fator de eficiência da aleta e h_{fi} representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo e o fluido.

O preço das placas não encontradas no mercado foram calculados proporcionais ao da espessura mais próxima encontrada no mercado. Em seguida foram escolhidas, para cada um dos quatro materiais, as espessuras ótimas para confecção do coletor com degrau no perfil, ver figura 2 (b). Em ambos os casos utilizou-se o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo e o fluido, h_{fi} , para coletores de energia solar que estejam funcionando com água e com sistema termossifão (Bliss,1959) .

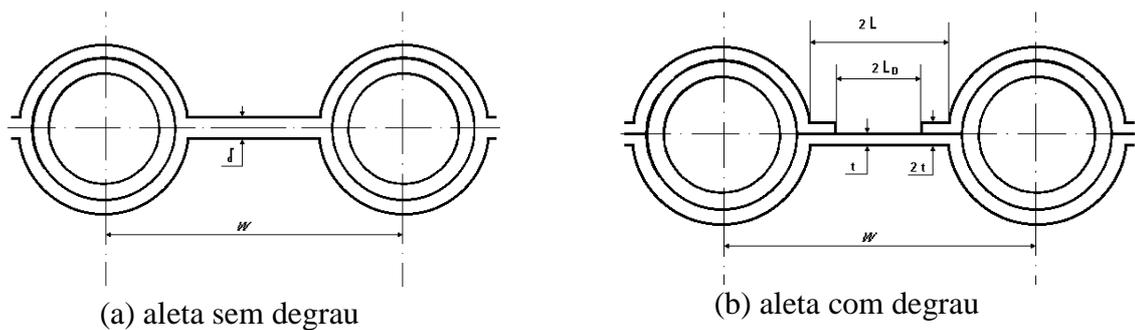


Figura 2. Perfis de um coletor de energia solar de placa plana.

Os resultados dos estudos teóricos mostraram que as aletas com degrau no perfil proporcionam valores do fator *custo / fator de eficiência* menores do que os obtidos para aletas retangulares. Isto significa que para todas as placas encontradas no mercado com perfil retangular, a quantidade de material das aletas pode ser reduzida e o fator *custo / fator de eficiência* ser ainda menor. Os resultados das otimizações dos quatro materiais analisados, no caso de aleta com degrau, estão na tabela 1 abaixo.

De acordo com a tabela 1, coletores confeccionados com aletas de alumínio com a introdução de um degrau no perfil da aleta foram os que obtiveram um valor *custo / fator de eficiência* menor (US\$ 63,79 / m²) entre os quatro tipos de materiais analisados. Houve uma

economia de 44 % de material utilizado na aleta causando uma diminuição no fator de eficiência do coletor de apenas 2,0 % em relação ao caso de aleta de espessura constante e igual a 0,8 mm. Esta queda de eficiência é considerada baixa em relação a economia de material obtida (ver figura 2).

Tabela 1. Espessuras e tamanhos dos degraus otimizados para os materiais encontrados nos mercados de São José dos Campos e São Paulo.

Material da aleta	Espessura da aleta, pt (mm)	Espessura da aleta, t (mm)	Valor(L_D/L) do degrau	Fator de eficiência do coletor %	Custo do coletor US\$/m ²	Custo / Fator de eficiência US\$/m ²
Aço	1,8	0,9	0,98	84,9	61,06	71,89
Aço galvanizado	1,0	0,5	0,72	85,6	60,80	70,97
Alumínio	0,8	0,4	0,88	86,1	54,96	63,79
Cobre	0,2	0,1	0,82	86,6	59,43	68,59

3. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Neste trabalho propõe-se uma alternativa para a minimização das perdas de energia por convecção forçada pela superfície do coletor. Ao invés da solução clássica de se adicionar placas de vidro coloca-se, em todo o perímetro do coletor, uma barreira (ou parede) vertical com o objetivo de diminuir a velocidade do vento sobre o coletor (ver figura 3). Esta barreira cria uma região de recirculação do escoamento sobre o coletor que é proporcional a altura da mesma. Lembrando(McAdams, 1954) que o coeficiente de película pode ser escrito como:

$$h_w = 5,7 + 3,8 \cdot V \quad (\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (2)$$

onde V é a velocidade do vento dada em metros por segundo. A região de recirculação sobre o coletor tende a diminuir o valor do coeficiente de filme, h_w , pois a velocidade do vento sobre o coletor é menor do que se não houvesse a parede ao longo do perímetro do coletor, portanto, o efeito da “barreira” é o de diminuir as perdas de energia pela parte superior do coletor. É importante salientar que neste trabalho apenas a barreira frontal foi utilizada.

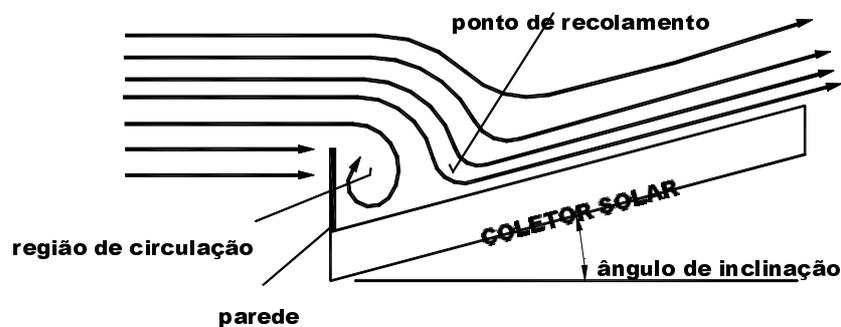


Figura 3. Linhas de corrente na parte superior do coletor solar com parede vertical.

3.1 Métodos e procedimentos utilizados

O método experimental usado para verificar as perdas de energia no coletor foi desenvolvido pelo monitoramento das temperaturas de entrada e saída no sistema em regime permanente. O objetivo é verificar as perdas de energia pela diferença de temperatura na entrada e saída do coletor submetido a várias condições preestabelecidas.

Foram feitos ensaios nos quais a diferença entre a temperatura de entrada, T_e , e a do ambiente, T_a , foi fixada em $30\text{ }^\circ\text{C}$ e outros nos quais essa diferença era de $60\text{ }^\circ\text{C}$. O ângulo do coletor em relação a horizontal também foi variado. Os valores utilizados foram 0 , 15 e 30 graus. Um outro parâmetro importante é a altura da parede, L_p . Os seguintes valores de L_p foram testados: 0 , 5 , 11 , 14 , 18 e 22 cm. Finalmente, a velocidade do vento, V , foi variada de 2 em 2 m/s, na faixa de 0 a 8 m/s.

O procedimento para medição das perdas de energia por convecção forçada pela parte superior do coletor foi o seguinte: inicialmente, sem vento atuando sobre o coletor, circula-se a água por dentro do coletor com uma vazão de $0,020$ kg/s, e número de Reynolds baseado no diâmetro interno, $Re_{Di} = 3150$. Na entrada do coletor existe uma resistência térmica que aquece a água até que a temperatura desejada ($30\text{ }^\circ\text{C}$ ou $60\text{ }^\circ\text{C}$ acima da temperatura ambiente) seja alcançada. O fluxo de massa é o mesmo utilizado pela norma ASHRAE para o cálculo de desempenho do coletor. Aguarda-se o tempo suficiente para que a temperatura da água na entrada e na saída do coletor se estabilize, caracterizando o regime permanente. No coletor testado, tempo mínimo aguardado foi de 30 minutos, que é muitas vezes superior a sua constante de tempo. Depois anota-se as temperaturas de entrada, saída e ambiente além do fluxo de massa e o ângulo de inclinação. Ver esquema na figura 4.

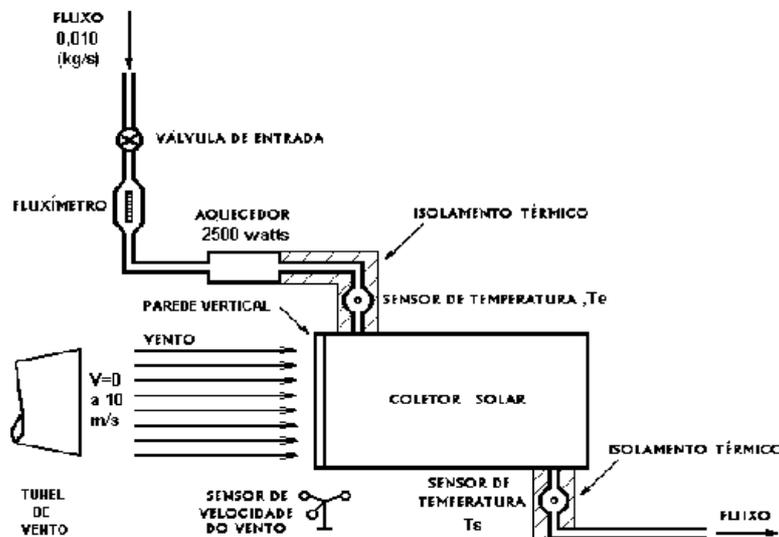


Figura 4. Esquema para ensaio das perdas de energia do coletor solar confeccionado.

Após esta etapa do ensaio, liga-se o túnel de vento e regula-se a velocidade ($0 \leq V \leq 8$ m/s) desejada sobre o coletor de energia solar. É preciso também colocar a parede na altura em que se deseja realizar o ensaio ($0 \leq L_p \leq 22$ cm). Mantendo sempre constante a temperatura de entrada, T_e , aguarda-se o tempo suficiente para que a temperatura da água na saída do coletor se estabilize, caracterizando novamente o regime permanente. Mais uma vez, o tempo mínimo aguardado foi também de 30 minutos. De novo anota-se: as temperaturas de entrada, saída e ambiente, além do fluxo de massa, ângulo de inclinação do coletor, altura da parede e

velocidade do vento. O ensaio deve ser feito sem incidência de energia solar direta no coletor para que não haja interferência pela variação da intensidade solar.

3.2 Resultados experimentais

São apresentados a seguir resultados referentes às condições: velocidades de vento 5 m/s, $T_e - T_a = 60\text{ }^\circ\text{C}$, ângulos de inclinação, β , 0, 15 e 30 graus e uma cobertura de vidro.

Na tabela 2 é apresentada a redução de perdas por convecção forçada devido a colocação da parede na parte frontal do coletor. As condições de ensaio foram: velocidade de 5 m/s, $T_e - T_a = 60\text{ }^\circ\text{C}$ e uma cobertura de vidro. Pode-se observar que para a parede de 5 cm de altura a incerteza dos resultados experimentais é grande o suficiente para impossibilitar qualquer tipo de análise.

Tabela 2. Redução percentual das perdas por convecção forçada pela parte superior do coletor em função da altura da parede, L_P . Velocidade do vento = 5 m/s, $T_e - T_a = 60\text{ }^\circ\text{C}$.

Altura da Parede L_P (cm)	Redução das Perdas (%)		
	$\beta = 0\text{ grau}$	$\beta = 15\text{ graus}$	$\beta = 30\text{ graus}$
5	$0,7 \pm 0,7$	$1,3 \pm 0,7$	$0,7 \pm 0,7$
11	$2,0 \pm 0,7$	$3,3 \pm 0,6$	$2,6 \pm 0,6$
14	$6,0 \pm 0,6$	$6,5 \pm 0,6$	$5,8 \pm 0,6$
18	$7,3 \pm 0,6$	$7,1 \pm 0,6$	$7,1 \pm 0,6$
22	$9,9 \pm 0,6$	$8,4 \pm 0,6$	$8,4 \pm 0,6$

A tabela 3 apresenta as reduções de perdas de energia causadas pela introdução da parede na parte superior do coletor de energia solar para velocidades de 2, 4, 5, 6 e 8 m/s, $T_e - T_a = 60\text{ }^\circ\text{C}$ e uma cobertura de vidro. A redução das perdas foi calculada comparando-se diferença entre a temperatura do fluido na entrada e na saída do coletor, $(T_e - T_s)$, para os casos com e sem barreira de vento, mantendo-se os demais parâmetros constantes. Os resultados obtidos demonstram que a parede de 22 cm é mais eficiente pois cria uma maior região de recirculação maior do que a parede mais baixa.

Tabela 3. Redução das perdas por convecção forçada pela parte superior do coletor em função de L_P . Velocidades do vento = 2, 4, 5, 6, 8 m/s, $T_e - T_a = 60\text{ }^\circ\text{C}$, e uma cobertura de vidro.

Velocidade do Vento (m/s)	Redução das Perdas (%)	
	$L_P = 14\text{ cm}$	$L_P = 22\text{ cm}$
2	$5,7 \pm 0,8$	$12,9 \pm 0,8$
4	$5,8 \pm 0,7$	$10,2 \pm 0,7$
5	$6,0 \pm 0,6$	$9,9 \pm 0,6$
6	$7,1 \pm 0,6$	$11,5 \pm 0,6$
8	$8,2 \pm 0,6$	$11,4 \pm 0,6$

3.3 Análise comparativa dos métodos utilizados para redução de perdas de energia

A fim de se avaliar o potencial da parede como elemento redutor da perda de energia, na parte superior do coletor, por convecção forçada, os dados da figura 5 são bastante interessante. São apresentados três curvas: uma para o coletor com uma camada de vidro sem parede, outra para o coletor com uma camada de vidro e com uma parede frontal de 22 cm e finalmente com o coletor com duas camadas de vidro.

A velocidade do vento incidente foi variado de 0 a 8 m/s e a temperatura da água na entrada do coletor, T_e , é mantida fixa em 60 °C acima da temperatura ambiente, T_a . A diferença entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido, $T_e - T_s$, está relacionada com as perdas por convecção através da superfície superior do coletor. Quanto maior $T_e - T_s$, maior a troca de calor entre o coletor e a corrente de ar que escoava sobre ele.

Para as condições do ensaio experimental nota-se que a pior situação é a do coletor sem parede e com apenas uma cobertura de vidro. Fato este, bastante conhecido na literatura. A colocação de uma segunda cobertura de vidro vem contribuir para um melhor desempenho do coletor principalmente, pois esta diminui as perdas de energia por convecção forçada (a segunda cobertura tem pouca influência nas perdas por radiação (Duffie&Beckman,1980). Finalmente, a colocação de uma barreira frontal ao escoamento mostra-se, nas condições ensaiadas, mais eficaz do que a solução clássica de se colocar uma segunda cobertura de vidro sobre o coletor de energia solar de placa plana.

É importante também salientar que este se trata de um primeiro estudo e que proporciona uma colaboração no avanço do estudo das perdas de energia por convecção forçada na parte superior do coletor de energia solar. Novos ensaios devem ser realizados, inclusive os de campo, fora do laboratório, a fim de que se possa avaliar mais profundamente os ganhos que poderão ser obtidos através do conceito introduzido nesse trabalho.

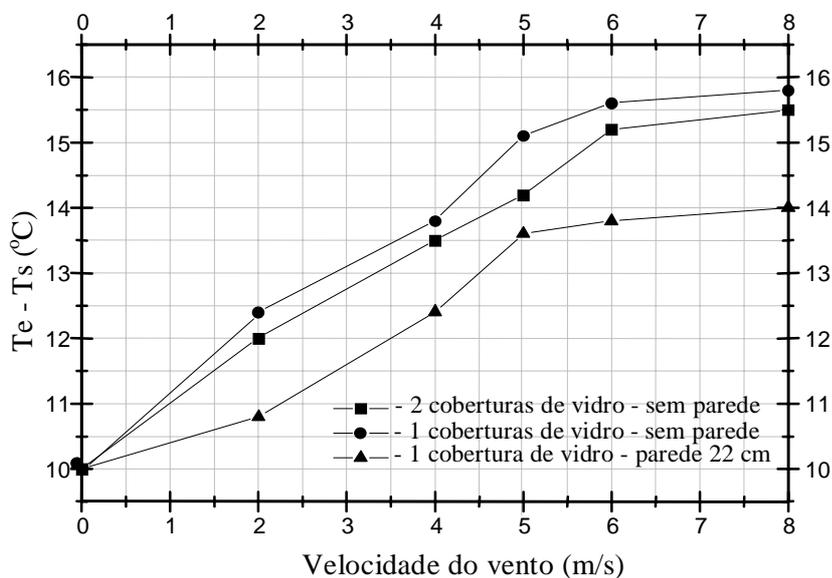


Figura 5. Gráfico comparativo dos métodos utilizados para redução das perdas de energia com valores de $T_e - T_s$ por velocidade do vento com $T_e - T_a = 60$ °C.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi introduzido um conceito novo para se minimizar as perdas de energia por convecção forçada através da superfície superior de um coletor de energia solar de placas

planas. A idéia é a de se criar uma região de recirculação de escoamento sobre o coletor, diminuindo assim a velocidade do vento e, conseqüentemente o coeficiente de filme h_w . A introdução desta barreira proporciona uma diminuição nas perdas de energia, devido a uma região de recirculação de escoamento sobre o coletor. Notou-se uma melhor eficácia da barreira para velocidades de vento com ângulo de inclinação do coletor de 0 grau. Para as outras inclinações, 15 e 30 graus, as regiões de recirculação foram pouco menores. Observou-se também que para as condições estudadas, a introdução da parede é a melhor solução para minimizar as perdas de energia, com uma melhoria na redução das perdas de energia chegando até 9,7 % em comparação com o coletor com duas coberturas de vidro, e de até 12,9% em comparação com o coletor com uma cobertura de vidro e sem parede, para velocidade de vento de 2 m/s. Estes resultados podem ser considerados promissores e certamente são satisfatórios para o atual estágio da presente pesquisa.

5. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem o apoio da FAPESP que possibilitou a realização do presente trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Agarwal, V. K. and Larson, D. C., 1981, "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat-Plate Collector", *Solar Energy*, Vol 27, pp 69-71.
- Bliss, Raymond W., Jr., 1959, "The Derivations of Several 'Plate-Efficiency Factors' Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors", *Solar Energy Laboratory, Institute of Atmospheric Physics, University of Arizona, Tucson, Solar Energy*, Vol 3, pp 55-64.
- Duffie, John A., and Beckman, William A., 1980, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience, New York.
- Gomes, Dalmo G., 1998, "Estudo de Otimização em Coletores de Energia Solar de Placas Planas", Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 127p.
- G. Olson, B. Thundal, and G. Wilson, 1981, "Advanced Solar absorber of Metallurgically Bonded Copper and Aluminum", *Proceedings, Solar World Forum, Brighton, England, Pergamon Press, Vol. 1, pp 163-168.*
- Hollands, K. G. T., and Stedman, B.A., 1992, "Optimization of an Absorber Plate Fin Having a Step-Change in Local Thickness", *Solar Thermal Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada, N2L 3G1, Solar Energy*, Vol. 49, No. 6, pp 493-495.
- Hottel, H.C. and Woertz, B.B., 1942, "Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors", *Transactions of the American Society Mechanical Engineers*, 64, 91.
- Klein S. A., 1975, "Calculation of Flat-Plate Collector Loss Coefficients", *Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, U.S.A., Solar Energy*, Vol 17, pp 79-80.
- Malhotra, A., Garg, H. P. and Rani, U., 1980, "Minimizing Convective Heat Losses in Flat Plate Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol. 25 , pp 521-526.
- McAdams, W. H., 1954, "Heat Transmission", 3ª Edição, McGraw-Will Inc., New York.
- New Grolier Multimedia Encyclopedia, 1993, 6ª Ed., Versão 6.03 – Grolier Inc.
- Tabor, H., 1958, "Radiation, Convection and Conduction Coefficients in Solar Collectors", *Bulletin of the Research Council of Israel*, 6C, 155.