

DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO PARA COLETORES SOLARES TUBULARES A VÁCUO

Tiago F. Manea – e-mail: tiagomanea@ mecanica.ufrgs.br

Fábio N. da Rosa – e-mail: fabio.rosa@mecanica.ufrgs.br

Aryston L. Perin – e-mail: alperin@projatum.com.br

Arno Krenzinger – e-mail: arno.krenzinger@ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LABSOL – Laboratório de Energia Solar – PROMEC/UFRGS

Resumo. Para utilizar com melhor aproveitamento os coletores solares tubulares a vácuo no aquecimento de água para fins domésticos, é importante realizar a simulação computacional do comportamento dos mesmos em diferentes configurações. Para realizar as simulações de modo adequado é necessário conhecer diversos parâmetros sobre os tubos que compõe estes coletores. Este trabalho apresenta métodos experimentais utilizados no Laboratório de Energia Solar da UFRGS para determinar a eficiência óptica e o coeficiente global de perdas de um modelo destes tubos coletores. Os resultados obtidos com os métodos experimentais citados são também comparados com estimativas teóricas efetuadas para determinadas condições específicas. As propriedades das superfícies adotadas para que os resultados experimentais coincidisse com os resultados teóricos são compatíveis com dados anunciados pelos fabricantes do produto. Conclui-se que os métodos utilizados podem servir para determinar alguns parâmetros importantes, que serão muito úteis para os futuros trabalhos de simulação computacional.

Palavras-chave: coletor solar, tubular, vácuo, superfície seletiva

1. INTRODUÇÃO

Os coletores solares para aquecimento de água são sem dúvida um meio de obter energia térmica a um custo razoável e evitando maiores danos ao meio ambiente. Os coletores solares tradicionais, fabricados com chapa e tubos metálicos, mais conhecidos como coletores planos, tem demonstrado atender às necessidades de aquecimento de água para a maior parte das aplicações domésticas e industriais (pré-aquecimento). Coletores solares que utilizam superfícies seletivas no seu elemento absorvedor e vácuo para melhor isolamento térmico já são conhecidos há décadas, mas seu alto custo deixava reservada sua utilização para os casos em que realmente esta tecnologia fosse imprescindível, como para aquecimento industrial de média temperatura (entre 80°C e 150°C).

Nos últimos anos, no entanto, o uso de coletores tubulares, com isolamento a vácuo e com absorvedores seletivos tem se proliferado, principalmente a partir da participação massiva de coletores fabricados na China a um custo bastante competitivo. Assim, uma modalidade de coletor praticamente abandonada, pelo seu suposto alto custo, volta a participar das competições do mercado voltado ao aquecimento de água para uso doméstico. Na maior parte dos países onde é empregado, o coletor solar tubular com isolamento a vácuo é preferido ao coletor convencional por sua operação adequada nos meses de inverno, quando as perdas térmicas praticamente inviabilizam a utilização de um coletor solar mal isolado. São países que apresentam climas com invernos rigorosos, bastante diferentes da situação que ocorre na maior parte do território brasileiro.

Os coletores tubulares, apesar de apresentarem um desempenho muito bom para situações meteorológicas adversas, têm menor eficiência de conversão da energia solar em energia térmica do que os coletores convencionais em situações meteorológicas mais favoráveis (considerando a área ocupada pelo coletor). Na verdade fica difícil decidir, para uma localização específica, sem fazer um estudo mais aprofundado, qual seria o coletor mais apropriado (entre um tubular e um plano).

Tendo em vista a penetração no mercado de todos os países de coletores tubulares, o que já está ocorrendo em escala significativa, é primordial realizar um amplo estudo que considere aspectos técnicos com profundidade para concluir sobre os efetivos benefícios desta tecnologia para diferentes climas no Brasil e em outros países da América Latina. Este estudo envolve ensaios diferenciados, quando comparados com os ensaios praticados em coletores planos. Devem ser desenvolvidas algumas práticas experimentais que permitam identificar todos os parâmetros para a simulação computacional da operação destes coletores, incluindo ensaios de ordem óptica, calorimétrica e térmica.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho mostra resultados preliminares de ensaios realizados para caracterizar o elemento central deste tipo de coletor: o tubo absorvedor. Com a realização dos ensaios descritos neste trabalho e de outros que serão realizados posteriormente será possível montar adequadamente os modelos matemáticos de simulação computacional de diferentes tipos destes novos coletores. Pretende-se implementar estes modelos no programa TERMOSIM (Pozzebon e Krenzinger, 2008), o qual simula sistemas térmicos para aquecimento de água. Desta forma, estes modelos permitirão conhecer o comportamento dos sistemas, sem a necessidade de investir pesadas somas em pesquisa experimental do tipo “montagem de grandes protótipos” para depois descobrir que a vantagem esperada não era tão significativa, ou realmente era mais do que se esperava. A vantagem de caracterizar todos os modelos utilizados atualmente será a possibilidade de simular os mesmos em diferentes lugares e em diferentes condições de operação, de forma rápida e de baixo custo.

Como resultado extra das simulações, será possível entender melhor os mecanismos pelo qual os resultados apresentados foram atingidos, isto é, ao poder modificar separadamente os parâmetros em uma simulação computacional, é possível determinar onde estão os fatores mais efetivos que fazem com que um determinado componente possa interferir de forma mais significativa.

Assim os objetivos do presente trabalho são limitados a determinar o coeficiente global de perdas térmicas e a eficiência óptica dos tubos coletores testados, bem como discutir a metodologia experimental utilizada para esta determinação.

3. DESCRIÇÃO DO MATERIAL ENSAIADO

Para este trabalho foram utilizados coletores com tubos à vácuo fabricados pela empresa chinesa Jiangsu Sunshore (2010). Trata-se de um coletor solar tipo tubo coletor evacuado, para baixa pressão de água, construção termosifão direto, construído por tubos concêntricos de vidro borossilicato 3.3, espessura do vidro $e=1.5$ mm, diâmetro do tubo externo $D_5=58$ mm, diâmetro do tubo interno $D_2=44$ mm, comprimento do tubo de vidro $L_1=1800$ mm, e superfície absorvedora com comprimento de $L_{ab}=1713$ mm e diâmetro $D_3=47$ mm. A superfície absorvedora é revestida por um filme AlN-Al depositado sobre o vidro, com absorvância solar $\alpha_3 > 0,86$ (espectro solar com massa de ar 1,5) e emitância $\varepsilon_3 < 0,08$ (a 85 °C), segundo dados exibidos em TÜV, 2007. O tubo externo de vidro possui transmitância de $\tau_{45} \sim 0,89$ (espectro solar com massa de ar 1,5). Entre os tubos concêntricos tem-se um ambiente com pressão inferior a 5×10^{-3} Pa.

Para desenvolvimento dos experimentos e modelagem matemática foram necessárias informações adicionais as do fabricante, sendo a massa do tubo de vidro coletor, previamente medida, $m_v=2$ kg ($m_e=1,1$ kg tubo de vidro externo e $m_i=0,9$ kg tubo de vidro interno), a massa de água que preenche o interior do tubo aquecedor, $m_a=2,7$ kg e dimensões apresentadas na Fig. 1, sendo a área de projeção plana do tubo absorvedor $A_{pp}=0,0805$ m² (1,713 m x 0,047 m), a área da superfície externa cilíndrica do tubo absorvedor de 0,252 m² (1,713 m x π x 0,047m), a área de semi-circunferência do tubo absorvedor $A_a=0,126$ m².

Utilizaram-se ainda dados disponíveis na literatura, como emitância do vidro $\varepsilon_v=0,84$, a condutividade térmica do vidro $k_v=1,4$ W/mK, calor específico da água $c_a=4186$ J/kgK e calor específico do vidro $c_v=784$ J/kgK. A capacidade térmica do elemento central (tubo de vidro cheio de água) é $(m_a \cdot c_a + m_v \cdot c_v)=12000$ J/K.

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para determinar os parâmetros citados nos objetivos, foram realizados alguns ensaios calorimétricos. Alguns trabalhos apresentados na literatura avaliaram os coletores solares de maneira completa (tubos coletores montados no tanque coletor), realizando simulações numéricas e experimentais para avaliação de desempenho, influência do fluxo de água forçado no tanque coletor no termosifão. Budihardjo et al. (2002) propuseram o desenvolvimento de um modelo numérico para avaliação de desempenho térmico de coletores de maneira completa com tanque de termoacumulação acoplado aos tubos coletores isolados a vácuo, com refletor traseiro difuso. Para validação do modelo proposto efetuaram experimentos em bancada externa exposta ao sol. Zhiyoung et al. (2010) mostram modelos de transferência de calor para coletores com tubos de vácuo.

4.1. Avaliação do coeficiente de perdas térmicas

Foi construído um aparato experimental que permite avaliar as perdas térmicas de um tubo absorvedor com água aquecida no seu interior. Espera-se com este experimento determinar o grau de isolamento térmico do tubo operando em condições próximas às usuais encontrando o coeficiente global de transferência de calor da água aquecida no interior do tubo para um ambiente externo com temperatura inferior.

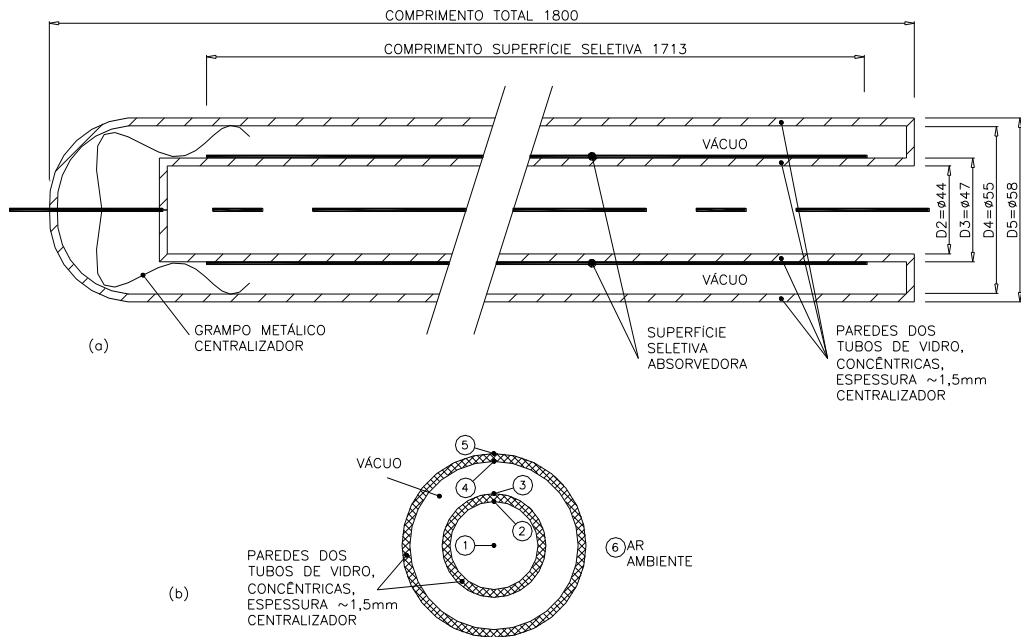


Figura 1. Tubo coletor solar isolado a vácuo (a) Vista lateral; (b) Corte transversal: (1) água a ser aquecida, (2) superfície interna vidro, (3) superfície seletiva absorvedora, (4) superfície de vidro externo da câmara de vácuo, (5) superfície de vidro externa

A Fig. 2 apresenta duas fotografias da montagem utilizada nos ensaios. Na Fig. 2(a) pode-se ver o tubo de PVC montado para receber o tubo do coletor com vácuo no seu interior, e na Fig. 2(b) aparece o banho termostático utilizado para circular água a aproximadamente 20°C pela superfície externa do coletor tubular. A Fig. 3 mostra o esquema de montagem desta bancada.

O coletor também é preenchido internamente com água com temperatura conhecida e uniforme. Um aquecedor elétrico, com potência de aquecimento medida durante o experimento, é inserido neste banho interno permitindo o aquecimento até a temperatura de interesse. A determinação do coeficiente global de perdas térmicas foi feita a partir de medições em regime permanente, sendo posteriormente seu efeito confirmado em regime transiente.



(a)



(b)

Figura 2. Bancada para avaliação de perdas térmicas.

Foram utilizados 5 sensores do tipo PT100 com ligação a 4 fios para determinação das temperaturas ambiente, da água de circulação externa, e da água sendo aquecida no interior do tubo coletor. Nos volumes de água interno e externo foram colocados sensores próximo ao topo e próximo ao fundo. Desta forma foi possível a obtenção da temperatura média de ambos. O volume externo é controlado por aquecimento e refrigeração automáticos do banho termostático, com circulação em baixa velocidade. O volume interno obtém uniformidade porque o aquecedor elétrico está junto ao fundo do mesmo, sendo que as correntes de circulação natural produzidas pelo aquecimento se encarregam de uniformizar a temperatura.

Os sensores PT100 e a medição da corrente e tensão sobre a resistência elétrica foram feitos através de um equipamento de aquisição de dados da marca Agilent, modelo 34970A ligado a um computador para armazenamento dos dados ao longo de todo o período de testes. A potência elétrica na resistência é mantida constante por uma fonte de corrente contínua de alta estabilidade, marca KEPCO modelo BOP 2020.

O experimento é realizado aplicando-se uma potência elétrica constante com temperatura externa também constante e aguardando que a temperatura interna se estabilize. Em regime permanente a potência dissipada no resistor será transferida em idêntica taxa ao volume de água externo no fundo e nas laterais do calorímetro e ao ambiente através de perdas de energia térmica pelo topo. Estes valores são estimados através da modelagem teórica do experimento. Em um segundo momento, a fonte é desligada e se observa a taxa de resfriamento da água no interior do tubo coletor que é também resultante da energia transferida para o exterior do coletor tubular.

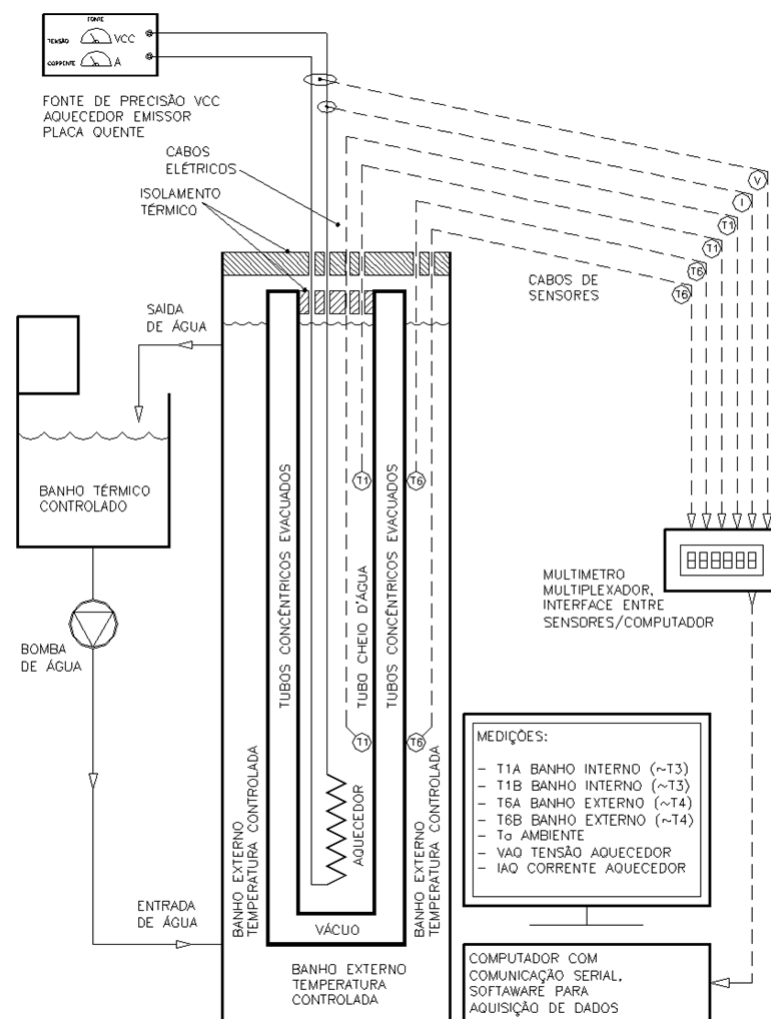


Figura 3. Esquema de bancada experimental para medidas do coeficiente de perdas térmicas

4.2. Avaliação da eficiência óptica

Um segundo ensaio calorimétrico foi realizado para a obtenção do parâmetro de transmitância-absortância solar efetiva.

A Fig. 4 apresenta uma fotografia e, de forma esquemática, a montagem desenvolvida para estas avaliações. Com o absorvedor do coletor tubular na temperatura ambiente, as perdas térmicas são quase nulas e

se mede a taxa de aumento de energia interna no volume sendo aquecido. Com este resultado é possível determinar a eficiência óptica do coletor.

Neste trabalho o tubo coletor solar foi preenchido com 2.7 kg de água a temperatura ambiente. Este foi exposto ao sol e mantido nesta condição durante um tempo pré-determinado de 600s, após este tempo foi removido e o aumento de temperatura da água foi determinado. O dia e horário escolhido para o ensaio esteve com a irradiância solar aproximadamente constante durante todo o período do ensaio. A estrutura utilizada no experimento mantém os tubos inclinados a aproximadamente 45°.

A bancada contou com uma medição de radiação solar direta através de um pireliômetro modelo NIP da marca Eppley e a radiação solar total através de um piranômetro modelo CM11 da marca Kipp&Zonen. Também foi medida a velocidade do vento durante todo o período de ensaios. Para a medição da temperatura ambiente e da água foram utilizados sensores PT100 com ligação a 4 fios. Todos os sensores foram devidamente calibrados e para assegurar respostas iguais em condições iguais.

A estratificação da água dentro do tubo é um problema que foi considerado quando medida a temperatura da água interna. Portanto para anular o efeito da estratificação, a determinação do ganho térmico foi realizada utilizando um recipiente mantido a temperatura equivalente a da água, onde ao final do tempo de exposição ao sol a água interna do tubo foi despejada para homogeneização da temperatura para aquisição dos dados.



Figura 4. Imagem da bancada experimental para medidas do parâmetro transmitância-absortância solar

5. MODELAGEM TEÓRICA DOS EXPERIMENTOS

Para uma adequada interpretação do significado dos resultados obtidos nos experimentos referidos na seção anterior, foram montados modelos matemáticos de transferência de calor que ajudam a determinar, além dos parâmetros já definidos pelos métodos experimentais, também algumas propriedades de superfícies, como a emissividade e a absorptância do absorvedor. O modelo considera fluxo de calor unidimensional (radial) entre dois tubos cilíndricos concêntricos, superfícies isotérmicas com propriedades radiantes cinzas e difusas. O modelo permite avaliar as perdas térmicas indesejáveis de origem experimental e perdas de calor inerentes ao coletor devido às características construtivas. A Fig. 5 apresenta o circuito térmico correspondente ao modelo matemático do experimento, constituído por sete pontos de referência (seis nós representando as superfícies de interesse e um nó representando o ar ambiente).

Este circuito térmico proposto para o experimento é composto pelas diversas parcelas de fluxo de calor, apresentados na Eq. 1, a qual define o taxa de calor líquida:

$$q = q_{cond,23} = q_{rad,34} + q_{topa,34} + q_{grampa,34} = q_{cond,45} = q_{eletrico} - q_{perdasexperimentais} \quad (1)$$

onde q é a taxa de calor líquida, $q_{cond,23}$ é a taxa de calor por condução através das superfícies 2 e 3, $q_{rad,34}$ é a taxa de calor radioativo entre as superfícies 3 e 4, $q_{topo,34}$ é a taxa de calor perdida no topo do tubo para o ambiente, $q_{grampa34}$ é a taxa de calor conduzida pelo grampo da superfície 3 para a 4, $q_{cond,45}$ é a taxa de calor por condução entre as superfícies 4 e 5, $q_{eletrico}$ é a taxa de calor injetada na água do interior do tubo, $q_{perdasexperimentais}$ é a taxa de calor conduzida pelos cabos elétricos.

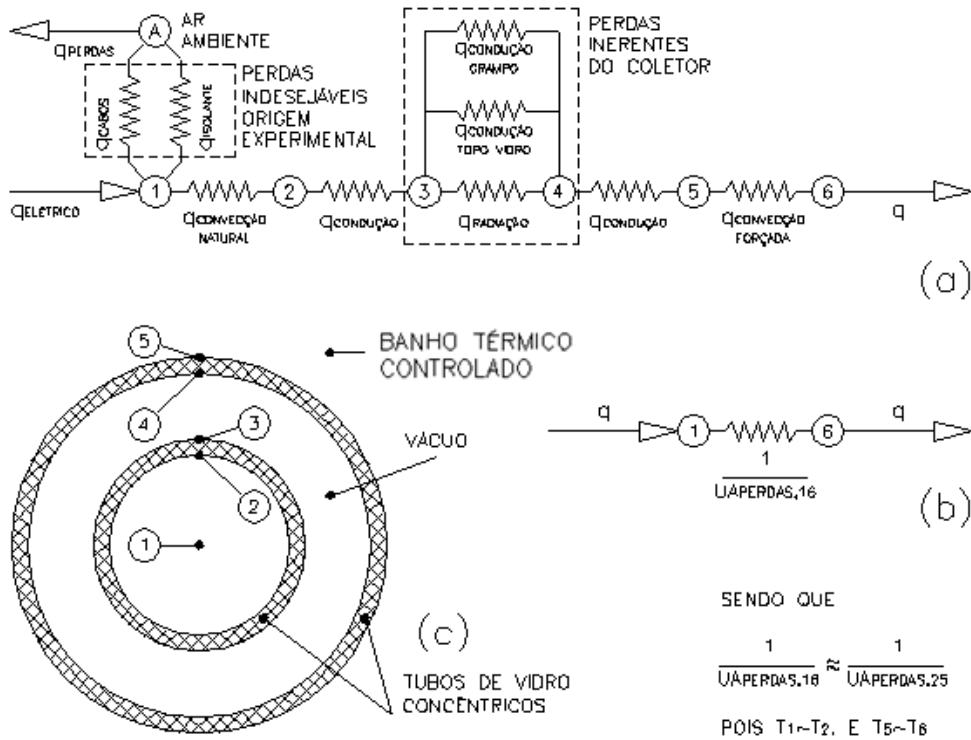


Figura 5. Modelo do calorímetro, representação do circuito térmico correspondente ao experimento de perdas térmicas (a) circuito completo, (b) circuito simplificado com coeficiente global de perdas UA_P determinado experimentalmente, (c) corte transversal dos tubos concêntricos

A Eq. 2 mostra o fluxo de calor por condução que ocorre através das paredes de vidro “23” e “45”,

$$q = q_{cond,23} = \frac{2\pi L_1 k_{23}}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} \cdot (T_3 - T_2) = q_{cond,45} = \frac{2\pi L_1 k_{45}}{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \cdot (T_4 - T_5) \quad (2)$$

A Eq. 3 representa o fluxo de calor por radiação que ocorre entre as superfícies “3” e “4”

$$q_{rad,34} = \frac{\sigma \cdot A_3}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1-\varepsilon_4)}{\varepsilon_4} \cdot \frac{D_3}{D_4}} \cdot (T_3^4 - T_4^4) \quad (3)$$

A Eq. 4 representa o fluxo de calor por condução que ocorre através da junção de vidro no topo dos tubos de vidro “34”,

$$q_{topo,34} = \frac{2\pi k_{34}}{\ln\left(\frac{D_4}{D_3}\right)} \cdot (T_3 - T_4) \quad (4)$$

A Eq. 5 representa o fluxo de calor por condução que ocorre através da junção do grampo metálico entre os tubos de vidro “34”,

$$q_{\text{grampq34}} = n \cdot \frac{k_{\text{grampo}}}{L_{\text{grampo}}} \cdot (T_3 - T_4) \quad (5)$$

A Eq. 6 representa o fluxo de calor perdido indesejável decorrentes do experimento

$$q_{\text{perdasexperimentais}} = q_{\text{isolamentda}} + q_{\text{cabosla}} = UA_{p,\text{exp,la}} \cdot (T_1 - T_a) \quad (6)$$

sendo o coeficiente global de perdas indesejáveis decorrentes do experimento “ $UA_{p,\text{exp,la}}$ ” determinado a partir das equações 7 e 8. A Eq. 7 representa o fluxo de calor perdido através do isolamento térmico no topo do tubo avaliado através da equação da lei de Fourier

$$q_{\text{isolamentda}} = \frac{k_{\text{isolamento}}}{L_{\text{isolamento}}} \cdot (T_1 - T_a) \quad (7)$$

e a Eq. 8 representa a estimativa de perda térmica ocorrida pelos cabos elétricos avaliada através da equação da aleta infinitamente longa

$$q_{\text{cabosla}} = \sum_j \sqrt{h_j \cdot P_j \cdot k_j \cdot Ac_j} \cdot (T_1 - T_a) \quad (8)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção dos cabos com o ar ambiente, P é o perímetro do cabo, k é a condutividade térmica do cabo, Ac a área da secção transversal do cabo, j representa o número e o tipo de cada cabo.

6. RESULTADOS

6.1 Estimativas das perdas térmicas indesejáveis de origem experimental

Inicialmente estimaram-se as perdas térmicas indesejáveis que não puderam ser evitadas durante os experimentos. Para $T_2=20^\circ\text{C}$, $T_5=80^\circ\text{C}$ e $T_{\text{ambiente}}=20^\circ\text{C}$ estima-se a perda de calor de $\sim 2,5$ W através dos cabos elétricos (sensores e alimentadores do aquecedor) que entram no tubo pela parte superior, e ainda a perda de calor da ordem de 0,1 W através do isolamento térmico no topo dos tubos e do calorímetro. Estima-se então que as perdas térmicas indesejáveis inerentes ao experimento totalizam aproximadamente 2,6 W.

6.2 Estimativas das perdas térmicas inerentes ao coletor.

Considerando as mesmas condições $T_2 \sim 20^\circ\text{C}$, $T_5 \sim 80^\circ\text{C}$ e $T_{\text{ambiente}} \sim 20^\circ\text{C}$, estimaram-se ainda perdas devido a características construtivas do coletor. Tem-se a perda de calor de $\sim 0,04$ W por condução através dos grampos metálicos centralizadores (aço inox), que existem na extremidade inferior interna do coletor, e a perda de calor de $\sim 0,6$ W por condução através da junção de vidro no topo dos tubos. A perda térmica por convecção no interior dos tubos concêntricos foi desprezada devido ao vácuo. A perda de calor de $\sim 7,29$ W por radiação entre as superfícies internas “3” e “4” estimada através da Eq. 3 Estima-se que as perdas térmicas inerentes ao coletor totalizam 7,95 W,

6.3 Medição das perdas térmicas em regime permanente

Com o sistema posto em funcionamento busca-se manter as temperaturas dos dois banhos em temperaturas próximas a da operação usual deste coletor. Mantem-se a temperatura do banho externo próxima a 20°C , e a temperatura do banho interno próximo a 80°C . Aguarda-se atingir o regime quase-permanente. Medem-se estas duas temperaturas e a potência de aquecimento necessária para manter esta condição de equilíbrio. O baixo fluxo de calor (~ 40 W/m²), alto coeficiente de transferência de calor por convecção na interface água/vidro e realização de medidas de temperatura dos dois banhos de água T_1 e T_6 feitas junto a cada parede de vidro, permitem considerar que a parede está na mesma temperatura do banho, isto é $T_2=T_1$ e $T_5=T_6$ (sendo a diferença entre elas menor que $0,02$ °C). Atinge-se o equilíbrio em regime quase-permanente com $T_2 \sim 20,1^\circ\text{C}$, $T_5 \sim 77,8^\circ\text{C}$.

Considerando o fluxo de calor prescrito “q” de 7,95 W (10W de potência de aquecimento elétrico menos 2,05 W de perdas inerentes ao experimento) pode-se determinar o coeficiente global de perdas térmicas $UA_{25} = 0,138 \pm 0,027$ W/K, através da equação

$$q = UA_{25} \cdot (T_2 - T_5) \quad (9)$$

O tubo coletor ensaiado foi submetido a vários regimes de operação. A tabela 1 apresenta os resultados obtidos nos quatro ensaios realizados. Em cada um destes experimentos a potência elétrica de aquecimento do banho central era prescrita e aguardava-se o sistema atingir um ponto de equilíbrio (em regime quase-permanente).

A Eq. 10 é o modelo matemático proposto para este experimento. Esta equação foi obtida a partir da Eq. 1 com a substituição das constantes teóricas estimadas, somado a um valor residual que serve de indicador de concordância do modelo matemático proposto com as observações experimentais

$$q_{eletrico} = 0,035 \cdot (T_2 - T_a) + 9,404 \cdot 10^{-10} \cdot ((273 + T_3)^4 - (273 + T_4)^4) + 0,011 \cdot (T_3 - T_4) + q_{residual} \quad [W] \quad (10)$$

onde as temperaturas estão em graus Celcius, e $q_{eletrico}$ representa a potência em Watt.

Tabela 1. Resumo de medidas efetuadas nos quatro ensaios em regime permanente

Medidas calorimétricas		Símbolo	Unidade	Origem	Resultados			
Potência prescrita para aquecimento da água (banho central)		$q_{eletrico}$	W	Medido	10	7	6	5
Temperatura banho interno		T_2	°C	Medido	77,8	61,9	52,4	48,2
Temperatura banho externo		T_5	°C	Medido	20,1	19,8	20,2	20,0
Temperatura do ar ambiente		T_A	°C	Medido	19,5	14,1	21,1	18,3
Coeficiente global de perda térmica	Medidas efetuadas em regime permanente	UA_{25}	W/°C	Calculado	0,14	0,13	0,12	0,12
Perda de calor indesejáveis (estimativa devido características construtivas)	Coroa de vidro no topo	$q_{topo,34}$	W	Calculado	0,60	0,43	0,33	0,29
	Grampos metálicos centralizadores	$q_{grampo,34}$	W	Calculado	0,04	0,03	0,02	0,02
	Radiação entre superfícies “3” e “4”	$q_{rad,34}$	W	Calculado	7,29	4,91	3,58	3,08
Perda de calor inerentes ao experimento	Cabos elétricos	$q_{cabos,1a}$	W	Calculado	1,95	1,59	1,05	1,00
	Isolamento térmico no topo do tubo	$q_{isolamento,1a}$	W	Calculado	0,1	0,08	0,05	0,05
Fluxo de calor líquido		q	W	Calculado	7,93	5,37	3,94	3,39
Resíduo do balanço térmico do modelo proposto		$q_{residual}$	W	Calculado	0	0	0,95	0,55

6.4 Medição das perdas térmicas em regime transiente

Iniciou-se novo experimento para determinação das perdas térmicas, agora de forma dinâmica. Desligando-se o aquecimento elétrico, observou-se a curva de resfriamento onde após 1200 segundos tem-se um decréscimo de temperatura no interior do tubo de 1,0°C (de 77,8 para 76,8°C). Determina-se o coeficiente global médio de perdas térmicas $UA_{25,m} = 0,132 \text{ W/K}$, através da equação

$$UA_{25,m} = \frac{(m_v \cdot c_v + m_a \cdot c_a) \cdot (T_{2,t=0} - T_{2,t=1200s}) - q_{perdas} \cdot t_{resfriamento}}{t_{resfriamento} \cdot (T_{2,medio} - T_5)} \quad (11)$$

6.5 Medição da eficiência óptica

Para caracterização da eficiência ótica será avaliado o parâmetro $\tau\alpha$ (o produto da transmitância da cobertura de vidro e a absortância solar efetiva da superfície seletiva). A radiação total média com incidência normal medida durante este tempo foi de 735 W/m^2 , enquanto a radiação direta média é 4545 W/m^2 . Inicialmente a água estava na temperatura de mistura de $18,0 \text{ }^\circ\text{C}$, e após a exposição de 600s à radiação solar, o tubo é retirado do sol e a água interna derramada em um tanque adiabático onde mede-se a temperatura de mistura de $20,7^\circ \text{C}$ (aumentando $2,7 \text{ }^\circ\text{C}$). Nestas condições as perdas térmicas podem ser consideradas nulas. Propõe-se então a Eq. 12 para determinar o parâmetro $\tau\alpha$, a qual representa o balanço térmico entre a energia média fornecida pela radiação de sol incidente (ver Fig. 6), durante o tempo “ $t_{exposição}$ ” e a energia absorvida e armazenada na água e no tubo de vidro interno. Este tubo absorvedor é inerentemente bi-facial, porém neste experimento a parcela de radiação refletida pela vizinhança que incide pela parte de trás do tubo absorvedor foi desconsiderada, devido a blindagem anti-refletiva colocada atrás do referido tubo, conforme pode ser visto na Fig. 3.

$$\tau\alpha \cdot (G_{direta} \cdot A_{pp} + G_{difusa} \cdot A_a) \cdot t_{exposição} = (m_v \cdot c_v + m_a \cdot c_a) \cdot \Delta T \quad (12)$$

Considerando então $\Delta T = 2,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{exposição} = 600$ segundos, e a radiação solar difusa incidente $G_{difusa} = 280 \text{ W/m}^2$ ($G_{global} = 734,8 \text{ W/m}^2$ menos $G_{direta} = 455 \text{ W/m}^2$), determina-se o parâmetro $\tau\alpha \sim 0,78 \pm 0,10$, cerca de 2% maior que o valor indicado pelo fabricante $0,765$ ($\tau \sim 0,89$ x $\alpha \sim 0,86$).

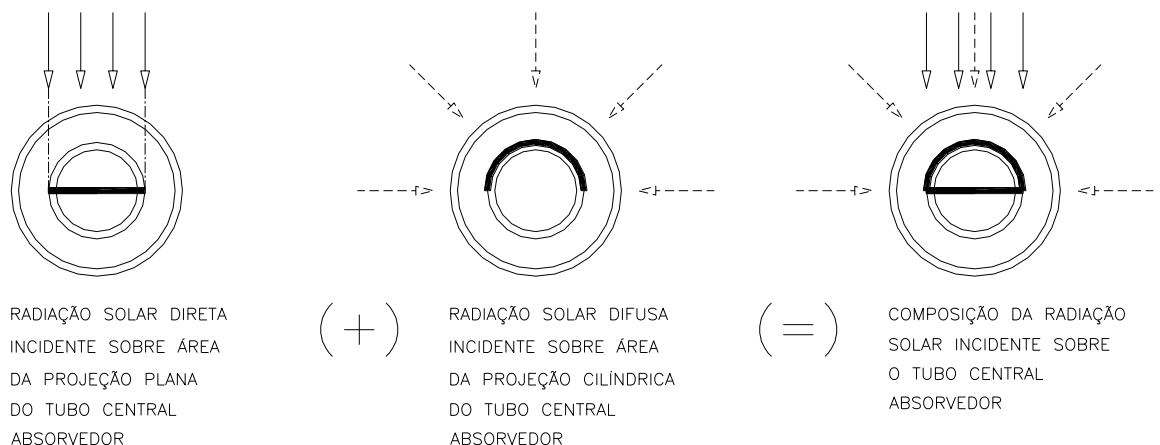


Figura 6. Esquema proposto para avaliação da radiação solar incidente sobre o tubo coletor

7. CONCLUSÕES

Apesar de terem sido obtidos apenas resultados preliminares, o objetivo deste trabalho foi realizado de maneira satisfatória. As medidas calorimétricas efetuadas nos dois experimentos propostos demonstram ser possível a determinação dos parâmetros de eficiência térmica e ótica do tubo absorvedor solar isolado a vácuo. Os valores encontrados são próximos aos valores de desempenho indicados pelo fabricante do referido tubo absorvedor.

As incertezas associadas as medidas foram determinadas e sugerem que os experimentos sejam melhor controlados para redução das mesmas. Observou-se que a incerteza estimada para emissividade da superfície seletiva absorvedora $\varepsilon_3 = 0,066 \pm 0,014$ foi a que mais influenciou no alto valor da incerteza do coeficiente de perdas UA_{25} . Observou-se também que a incerteza estimada para a medida da radiação solar incidente e temperaturas medidas foram as que mais influenciaram no valor da incerteza do parâmetro $\tau\alpha$.

Os experimentos realizados para avaliação da eficiência térmica com medidas calorimétricas baseados no balanço de energia em regime estacionário, implicaram em aguardar tempo suficiente para o sistema atingir a temperatura de equilíbrio. Este processo foi particularmente demorado (muitas horas), pois a potência de aquecimento é muito baixa, e o elemento central tubo de vidro com água possui grande capacidade térmica.

As medidas calorimétricas para estimar as mesmas perdas térmicas baseados no balanço de energia em regime transiente, foram realizadas de forma mais rápida, em poucos minutos, apresentado resultados semelhantes aos obtidos no experimento em regime estacionário.

Os experimentos propostos realizados para avaliação da eficiência ótica feitos através de medidas calorimétricas fornecem bons resultados de maneira muito simples, sem a necessidade de se avaliar propriedades radiantes, transmitância, absortância e emitância e suas complexas relações direcionais e espectrais envolvidas quando se tem tubo coletor com superfícies de vidro curvas, e ainda superfícies seletivas absorvedoras também curvas.

Agradecimentos: O Labsol é associado ao INCT de Energias Renováveis e Eficiência Energética da Amazônia. O trabalho foi parcialmente financiado pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Brasil. A empresa Porto Solar Energias Renováveis cedeu o coletor para os ensaios.

REFERÊNCIAS

- Budihardjo, I e Morrison, G. L. e Behnia, M. (2002). Performance of a Water-in-Glass Evacuated Tube Solar Water Heater. School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales, Sydney 2052 Australia
- Jiangsu Sunshore Solar Energy Industry Co, China. Folha de dados do coletor industrial modelo Q-B-J-1-60/2.60/0, 2010.
- Pozzebon, F. B. ; Krenzinger, A. (2008). Desenvolvimento de um Programa de Simulação Computacional para Análise de Sistemas Térmicos de Aquecimento de Água, II Congresso Brasileiro de Energia Solar e III Conferencia Latinoamericana de la ISES, 2008, Florianópolis. Anais do II CBENS & III ISES-CLA, Recife, ABENS, 2008.
- Zhiyong Li, Chao Chen, Hailiang Luo, Ye Zhang, Yaning Xue (2010). All-glass Vacuum Tube Collector Heat Transfer Model Used in Forced-circulation Solar Water Heating System, Solar Energy, volume 84, pg. 1413 a 1421.
- TUV Test Report n.21206678 (2007). Qualification of Solar Collector for Sunshore Solar Germany Ltd.

PERFORMANCE PARAMETERS FOR VACUUM TUBE SOLAR COLLECTORS

Abstract *In order to obtain the best benefits from vacuum tube solar collectors, is important to perform computer simulations of their thermal behavior under different configurations. To adequately perform these simulations is required to know several parameters of the collector tubes. This work presents experimental methods used in the Solar Energy Laboratory at UFRGS for determining the optical efficiency and the overall heat transfer coefficient for a specific collector vacuum tube model. The obtained results were also compared with theoretical evaluations, estimated under specific conditions. The surface properties, assumed in order to validate the theoretical results, are compatible with data given by the collector manufacturer. The results allow concluding that the used methods can be considered for the determining of some of important parameters, which will be very useful for future computer simulation works.*