

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS DE
COLETORES SOLARES DE TUBOS DE VIDRO A VÁCUO

por

Tiago Francisco Manea

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Março de 2012

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS DE
COLETORES SOLARES DE TUBOS DE VIDRO A VÁCUO

por

Tiago Francisco Manea
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Arno Krenzinger

Aprovada por:

Prof. Dr^a. Adriane Prisco Petry: PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer: PROMEC / UFRGS

Prof. Dr^a. Rejane De Césaró Oliveski: PPG em Eng. Mecânica / UNISINOS

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 28 de Março de 2012

O verdadeiro desastre começou com aquilo que hoje designamos “progresso” e “desenvolvimento”. O pensamento básico deste novo contexto cultural faz com que queiramos sempre atingir eficiência Máxima em todos os nossos empreendimentos, eficiência esta, medida em termos de fluxo de dinheiro apenas, e quase nunca em termos de harmonia, sustentabilidade, integração, beleza, riqueza, de vida, etc.

Joseph Franz Seraph Lutzenberger

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Arno Krenzinger pela orientação e pelo conhecimento transmitido.

Aos colegas de laboratório pela amizade e colaboração.

Ao colega Fábio Rosa pela participação efetiva na construção da bancada e nos ensaios realizados.

Ao César Prieb pelo auxílio técnico.

Ao Ivan Cardozo pela contribuição a este trabalho.

Ao colega Daniel de Aguiar pelos momentos de descontração.

A minha noiva Ariane Borba pelo amor incondicional.

Aos meus pais Sérgio Manea e Lúcia Manea pelo amor e educação.

As minhas irmãs Simone, Ângela, Valéria e Juliana pelo apoio.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo auxílio financeiro.

Às empresas Porto Solar e Ecocomfort pela doação dos coletores.

A todos que de alguma forma contribuíram para elaboração deste trabalho.

RESUMO

Sistemas de aquecimento de água que utilizam a conversão de energia solar em energia térmica, além de serem um meio fácil e limpo de geração de energia, trazem benefícios econômicos ao país e principalmente a quem os utiliza. O elemento principal destes sistemas, o coletor solar, é objeto de estudo neste trabalho. Coletores planos são amplamente utilizados e possuem uma tecnologia consolidada, porém, um tipo de coletor composto por tubos de vidro, com isolamento a vácuo e superfície absorvedora seletiva vem se tornando uma opção cada vez mais viável economicamente. Com benefícios evidentes em climas de frio mais intenso, estes coletores devem ter seus parâmetros de desempenho térmico determinados segundo procedimentos normativos, para que possam ser dimensionados de forma correta os sistemas de aquecimento que os utilizarem. Este trabalho descreve o desenvolvimento de uma bancada de ensaios construída no Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, que tem o intuito de possibilitar o ensaio deste tipo de coletor. Esta bancada contou com uma instrumentação cuidadosamente calibrada e com um dispositivo, desenvolvido neste trabalho, capaz de realizar medidas da diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor com uma incerteza inferior a 0,05 °C. Foram realizados ensaios individuais de dois tubos a vácuo de superfícies absorvedoras distintas desacoplados do coletor. Um ensaio determinou seu coeficiente de transferência de calor e outro avaliou as propriedades ópticas de cada tubo. A metodologia experimental utilizada se mostrou válida e possível de determinar alguns parâmetros para utilização em simulações. Um melhor desempenho do tubo com superfície seletiva de (Al-N/SS/Cu) em relação ao que utiliza (Al-N/Al) ficou evidente nestes ensaios. Foi realizado na bancada desenvolvida o ensaio de um coletor de tubos de vidro a vácuo que utiliza o princípio de transferência direta. Sua curva de eficiência e seus parâmetros de desempenho foram determinados sob condições de regime permanente. Houve pequena diferença entre os valores obtidos e os fornecidos pelo fabricante, o que deve ter ocorrido, em parte, devido à diferença das condições de realização dos ensaios. A curva de desempenho obtida neste trabalho para o coletor de tubos de vidro a vácuo foi comparada às curvas de dois coletores planos. Nesta comparação ficou evidente que o coletor ensaiado é mais eficiente em situações onde a diferença entre a temperatura da água no interior do coletor e temperatura ambiente são maiores.

Palavras-chave: coletor solar; tubo a vácuo; eficiência do coletor solar.

ABSTRACT

The use of solar systems for heating water brings economic benefits to the country and especially to the users. Furthermore, it is an easy and clean form of energy generation. The solar collector, the main element of such systems, is the object of the present study. Flat plane collectors are widely used and have a consolidated technology. However, the market share of tubular evacuated glass collectors is rapidly increasing. These collectors are constituted by elements consisting in two concentric tubes with vacuum in between. Instead of using a black painted sheet of metal as the absorbing element, the internal glass tube is coated with a selective surface. The vacuum provides a high level insulation, with evident benefits in severe cold climates. In order to allow a correct sizing of systems employing such collectors, their thermal performance parameters must be determined according to standard procedures. This work show the description of a test system, built at Laboratório de Energia Solar of Universidade do Rio Grande do Sul, which enable the testing of this type of collector. This test system features a carefully calibrated instrumentation and a device, developed in this work, for measuring the water temperature difference between the collector inlet and outlet with an accuracy of 0.05 °C. A test for estimating the thermal losses and the optical properties of two evacuated tubes with different selective surfaces (Al-N/SS/Cu e Al-N/Al) was also performed. The better performance of the tube with the selective surface deposited on a copper layer was. The experimental methodology was proven to be valid and useful for determining some parameters used in simulations. A test based on the current Brazilian standard with a solar collector with twenty water-in-glass vacuum tubes was performed. Its efficiency curve and its performance parameters were determined under steady state conditions. Some differences between the obtained values and manufacturer data were detected, probably due to the difference between the test conditions. The efficiency curve obtained for the tubular solar collector was compared to the curves of two flat plane collectors. This comparison indicated that the tested collector is more efficient under situations in which the difference between the temperature of the water inside the collector and the ambient temperature are higher.

Keywords: solar collector; evacuated tube; solar collector efficiency.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO ENERGIA SOLAR.....	4
2.1	Sistemas passivos	4
2.2	Sistemas ativos	5
2.3	Reservatório térmico	5
2.4	Energia auxiliar	6
2.5	Coletor solar plano	7
2.6	Coletor solar de tubos de vidro a vácuo	8
2.6.1	Construção do tubo.....	8
2.6.2	Tubo de calor.....	12
2.6.3	Tubo em U.....	12
2.6.4	Transferência direta.....	13
3	DESEMPENHO TÉRMICO DE COLETORES SOLARES.....	16
3.1	Modelo simplificado do coletor solar.....	15
3.2	Determinação da eficiência em regime permanente.....	17
4	PROJETO E MONTAGEM DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE COLETORES.....	20
4.1	Projeto	20
4.2	Construção.....	21
4.3	Instrumentação	22
4.4	Medida do diferencial de temperatura.....	22
4.4.1	Análise teórica do dispositivo	25
4.5	Calibração da instrumentação	28
5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	31
5.1	Ensaio do tubo	30
5.1.1	Avaliação do coeficiente de transferência de calor.....	30
5.1.2	Avaliação das propriedades ópticas	33
5.2	Ensaio do coletor	35
5.2.1	Descrição do coletor ensaiado.....	35
5.2.2	Determinação da constante de tempo do coletor.....	36
5.2.3	Ensaio externo de eficiência em regime permanente	37
6	RESULTADOS.....	42
6.1	Calibração dos sensores.....	40
6.1.1	Calibração dos sensores de temperatura absoluta	40
6.1.2	Calibração do medidor de diferença de temperatura.....	41
6.1.3	Calibração do medidor de vazão	43
6.2	Ensaio do tubo	44

6.2.1	Avaliação do coeficiente de transferência de calor	44
6.2.2	Avaliação das propriedades ópticas	46
6.3	Ensaio do coletor	46
6.3.1	Constante de tempo	47
6.3.2	Ensaio externo de eficiência em regime permanente	47
6.3.3	Incerteza experimental na determinação da eficiência.....	49
6.3.4	Comparação da curva do coletor ensaiado com as curvas de coletores planos.....	50
6.4	Classificação do coletor segundo procedimentos do INMETRO	51
7	CONCLUSÕES.....	54
7.1	Trabalhos futuros.....	55
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	56
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	58
	APENDICE A – Tabelas das calibrações dos sensores.....	59
	APENDICE B – Tabelas dos pontos de eficiência térmica do coletor.....	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Capacidade total instalada de coletores para aquecimento de água até o final de 2009. Fonte: IEA, 2011.	2
Figura 2.1 – Sistema passivo de aquecimento de água.....	4
Figura 2.2 – Sistema passivo-acoplado utilizando coletor solar de tubos a vácuo. Fonte: (http://www.ecocomfort.com.br/aquecedores).....	5
Figura 2.3 – Disposições da fonte auxiliar de energia em sistemas passivos diretos: (a) Interno; (b) Em série; (c) Em paralelo. Fonte: Lafay, 2005.	7
Figura 2.4 – Montagem de um coletor solar plano fechado. Fonte: modificado de (solares-online.com.br).....	7
Figura 2.5 – Modelos de coletores de tubos de vidro evacuado. Fonte: Duffie e Beckman, 1991.	8
Figura 2.6 – Desenho esquemático de um tubo a vácuo. Fonte: Zhiqiang, 2005.....	9
Figura 2.7 - Reflectância (R) de uma superfície seletiva de Al-N/Al, espectro da radiação solar (AM 1,5) e espectro de um corpo negro a 100 °C. Fonte: Zhiqiang, 2005.	10
Figura 2.8 – Camadas seletivas: (a) Camada de Al-N/SS/Cu; (b) Camada de Al-N/Al. Fonte: adaptado de (www.apricus.com).	10
Figura 2.9 – Área de projeção plana de um absorvedor plano e um tubular.	11
Figura 2.10 – Distribuição do fluxo de radiação em um tubo: (a) Coordenadas cartesianas; (b) Coordenadas polares. Fonte: Cabanilhas <i>et al.</i> , 1995.....	11
Figura 2.11 – Extração do tipo tubo de calor: (a) Funcionamento do tubo de calor. (b) Coletor solar de tubo a vácuo. Fonte: (www.apricus.com)	12
Figura 2.12 – Extração de calor do tipo tubo em U: (a) Montagem do tubo em “U”. Fonte: www.cnbg-solar.com . (b) Tubo em U. Fonte: modificado de Morrison <i>et al.</i> , 2004.....	13
Figura 2.13 – Extração de calor do tipo transferência direta. Fonte: Morrison <i>et al.</i> , 2004.....	14
Figura 3.1 – Definição da área de abertura do coletor solar de tubos a vácuo. Fonte: ASHRAE 93-2003 [ASHRAE, 2003].	18
Figura 4.1 – Projeto da plataforma giratória para ensaios de coletores solares.....	20
Figura 4.2 – Bancada de ensaios: (a) Sistema de segurança do trilho e rodas. (b) Foto da bancada construída.	21

Figura 4.3 – Esquema hidráulico e instrumentação da bancada. Fonte: adaptado de NBR 15747-2 [ABNT, 2009].	22
Figura 4.4 – Circuitos elétricos em ponte: (a) Ponte de Wheatstone; (b) Ponte de Kelvin. Fonte: Beachcroft, 1985.	23
Figura 4.5 – Circuito da ponte de Kelvin utilizado no dispositivo.	24
Figura 4.6 – Cápsula para suporte dos sensores: (a) Vista em três dimensões; (b) Vista lateral; (c) Vista em corte.	25
Figura 4.7 – Resposta teórica do circuito em função da diferença de temperatura.	26
Figura 4.8 – Variação do coeficiente angular com a temperatura de entrada.	27
Figura 5.1 – Bancada para avaliação de perdas térmicas do tubo: (a) Tubo de PVC; (b) Banho termostático.	30
Figura 5.2 – Esquema da bancada experimental para medidas do coeficiente de transferência de calor do tubo a vácuo Fonte: adaptado de Manea <i>et al.</i> , 2010.	31
Figura 5.3 – Esquema proposto para avaliação da radiação solar incidente sobre o tubo.	34
Figura 5.4 – Foto da bancada para avaliação das propriedades ópticas dos tubos.	35
Figura 5.5 – Coletor de tubos evacuados ensaiado.	36
Figura 6.1 – Pontos medidos e curva de ajuste de um dos sensores de temperatura absoluta.	40
Figura 6.2 – Calibrações do circuito: (a) Pontos medidos e curvas de tendência para uma das calibrações; (b) Variação experimental do coeficiente (a) com (T_e) para os quatro procedimentos de calibração.	41
Figura 6.3 – Pontos de calibração e curva de ajuste do medidor de vazão.	43
Figura 6.4 – Dimensões dos tubos ensaiados.	44
Figura 6.5 – Foto do interior dos tubos.	44
Figura 6.6 – Temperaturas da água nas seções de entrada e saída do coletor durante o ensaio para determinação da constante de tempo.	47
Figura 6.7 – Curva de eficiência do coletor de tubos a vácuo.	48
Figura 6.8 – Comparação das curvas de eficiência, baseada na área de abertura do coletor de tubos a vácuo e dois coletores planos.	51
Figura 6.9 - Comparação das curvas de eficiência, baseada na área total do coletor de tubos a vácuo e dois coletores planos.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 – Resultados do ensaio de perdas térmicas para o Tubo 1.	45
Tabela 6.2 – Resultados do ensaio de perdas térmicas para o Tubo 2.	45
Tabela 6.3 – Dados dos coletores comparados.....	51
Tabela 6.4 – Valores de referência de produção mensal específica de energia para classificação de coletores solares.	52
Tabela A.1 – Dados das calibrações do dispositivo medidor de diferença de temperatura....	59
Tabela A.2 – Valores da calibração do medidor de vazão.	60
Tabela B.1 – Pontos de eficiência do coletor solar de tubos a vácuo.	60

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	<i>(American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers)</i> Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
CAD	<i>(Computer-aided Design)</i> Desenho Assistido por Computador
CEN	<i>(European Committee for Standardization)</i> Comitê de Normatização Europeia
EN	<i>(European Standard)</i> Norma Europeia
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
IEC	<i>(International Electrotechnical Commission)</i> Comissão Internacional Eletrotécnica
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
ISO	<i>(International Organization for Standardization)</i> Organização Internacional para Normalização
LABSOL	Laboratório de energia solar da UFRGS
NBR	Norma brasileira
PVC	Policloreto de vinila
QDT	<i>(Quasi-Dynamic Test)</i> Ensaio Quase Dinâmico
SST	<i>(Steady State Test)</i> Ensaio em regime permanente
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Coeficiente angular	-
A_A	Área do absorvedor	[m ²]
A_{As}	Área semicircular do absorvedor	[m ²]
A_{Ap}	Área plana do absorvedor	[m ²]
A_a	Área de abertura do coletor	[m ²]
A_c	Área do coletor	[m ²]
A_G	Área total do coletor	[m ²]
A_E	Área externa do tubo	[m ²]
AM	Massa de ar	-
C_p	Calor específico	[J/kg.K]
C_{pa}	Calor específico da água	[J/kg.K]
C_{pv}	Calor específico do vidro	[J/kg.K]
d	Diâmetro externo do tubo	[m]
E	Irradiância espectral	[W/m ² .nm]
F	Frequência	Hz
F_R	Fator de remoção de calor	-
F'	Fator de eficiência do coletor	-
G_t	Irradiância solar total	W/m ²
G_b	Irradiância solar direta	W/m ²
G_d	Irradiância solar difusa	W/m ²
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² .K]
H	Radiação solar total incidente no plano do coletor	[MJ/m ²]
i	Corrente elétrica	[A]
k_i	Condutividade térmica do material isolante	[W/m.K]
k_c	Condutividade térmica do cabo elétrico	[W/m.K]
$K_{\theta méd}$	Fator de correção para o ângulo de incidência médio	-
L	Comprimento do tubo	[m]
l	Espessura do material isolante	[m]

\dot{m}	Taxa mássica	[kg/s]
m_a	Massa de água contida no tubo	[kg]
m_{Ti}	Massa do tubo de vidro interno	[kg]
N	Número de tubos do coletor	-
P_c	Perímetro do cabo elétrico	[m]
$PMEe$	Produção mensal específica de energia	[kW/mês.m ²]
P_{men}	Produção mensal de energia	[kW/mês]
Q_u	Potência útil convertida pelo coletor	[W]
q	Potência elétrica dissipada pelo aquecedor	[W]
q_t	Taxa de calor transferido do tubo para o banho externo	[W]
q_i	Taxa de calor através do isolamento no topo do tubo	[W]
q_c	Taxa de calor conduzido pelos cabos elétricos	[W]
R^2	Coefficiente de determinação	-
R	Resposta do dispositivo medidor do diferencial de temperatura	[mV]
T	Constante de tempo do coletor	[min]
T_a	Temperatura ambiente	[°C]
T_e	Temperatura do fluido na seção de entrada do coletor	[°C]
T_E	Temperatura da água externa ao tubo	[°C]
T_f	Temperatura final da água e do tubo interno	[°C]
T_s	Temperatura do fluido na seção de saída do coletor	[°C]
T_m	Temperatura média do fluido no interior do coletor	[°C]
T_i	Temperatura da água no interior do tubo	[°C]
T_{pm}	Temperatura média do absorvedor do coletor	[°C]
T_o	Temperatura inicial da água e do tubo interno	[°C]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
t_e	Tempo de exposição ao sol	[s]
U	Coefficiente de transferência de calor do tubo	[W/m ² .K]
U_L	Coefficiente global de transferência de calor do coletor	[W/m ² .K]
U_{Lt}	Coefficiente global de transferência de calor do tubo	[W/m ² .K]
V	Vazão	[m ³ /s]

W_A	Incerteza do ajuste das curvas de calibração	-
W_D	Incerteza de calibração do dispositivo ou sensor	-
W_S	Incerteza do sistema de aquisição de dados	-
W_G	Incerteza na medida da grandeza	-
α	Absortância do absorvedor do coletor	-
β	Termo independente	-
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
τ	Transmitância da cobertura do coletor	-
η_e	Eficiência do coletor solar em função da temperatura do fluido na seção de entrada	-
η_m	Eficiência do coletor solar em função da temperatura média do fluido	-
$\eta_{méd}$	Eficiência média do coletor solar	-
σ_η	Incerteza associada à medida da eficiência do coletor	-
$\sigma_{\dot{m}}$	Incerteza associada à medida da taxa mássica	-
$\sigma_{\Delta T}$	Incerteza associada à medida do diferencial de temperatura	-
σ_{A_a}	Incerteza associada à medida da área de abertura	-
σ_{G_t}	Incerteza associada à medida da irradiância solar total	-

1 INTRODUÇÃO

Segundo a Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), o aquecimento doméstico de água para banho no Brasil consome anualmente uma importante parcela de energia elétrica gerada no país. Grande parte desta energia poderia ser suprida com energia solar, o que traria enormes vantagens socioeconômicas e ambientais.

A utilização de coletores solares para aquecimento de água é, 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, conhecidos como coletores de placa plana atendem às necessidades de aquecimento de água para a maior parte das aplicações domésticas. Por este motivo, durante um bom tempo, o uso de outros tipos de coletores, como os que utilizam tubos a vácuo, ficou reservado exclusivamente para a aplicação industrial.

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 deixou 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). Porém, nos últimos anos, o uso destes coletores tem se proliferado, principalmente a partir da participação massiva de países como a China na sua fabricação e utilização, como pode ser observado na Figura 1.1. Isso o tornou financeiramente competitivo e um modelo de coletor praticamente abandonado, pelo seu suposto alto custo, torna 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 sem este tipo de isolamento. Estes países apresentam climas com invernos rigorosos, diferente da situação que ocorre na maior parte do território brasileiro.

Tendo em vista a penetração de coletores de tubos a vácuo no mercado de muitos países, o que já está ocorrendo em escala significativa, é primordial realizar um amplo estudo que considere aspectos técnicos para concluir sobre os efetivos benefícios desta tecnologia para diferentes climas no Brasil. Este estudo envolve ensaios experimentais que permitam

identificar os principais parâmetros para a simulação computacional da operação destes coletores, incluindo ensaios de avaliação das propriedades ópticas, calorimétricas e térmicas.

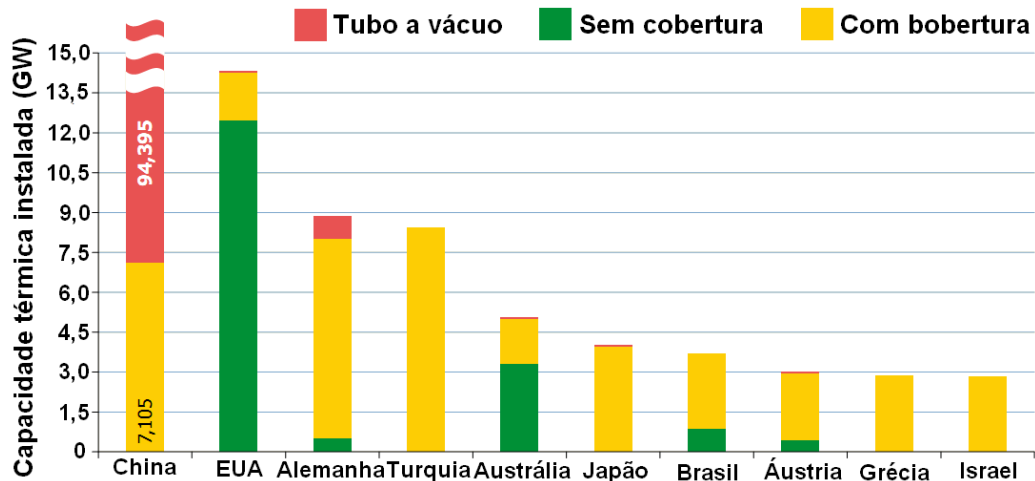


Figura 1.1 – Capacidade total instalada de coletores para aquecimento de água até o final de 2009. Fonte: IEA, 2011.

Tendo isto em vista, este trabalho tem como objetivo principal a construção de uma bancada para analisar o comportamento térmico de um modelo de coletor do tipo tubo de vidro a vácuo, traçando-se sua curva de desempenho, utilizando o método de ensaio em regime permanente de coletores cobertos (SST), descrito na norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009].

Para alcançar o objetivo principal efetuaram-se algumas etapas as quais se caracterizam como objetivos específicos:

- Desenvolvimento de um dispositivo para medir a diferença de temperatura do fluido entre as seções de entrada e saída do coletor;
- Calibração de sensores utilizados na bancada.

Também é objetivo deste trabalho a montagem de experimentos para análise do elemento individual deste tipo de coletor, o tubo. Estes experimentos servirão para avaliar o coeficiente de transferência de calor e as propriedades ópticas de dois tubos com diferentes tipos de superfície seletiva.

No capítulo 2 são descritos os componentes básicos e as configuração de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar, dando-se ênfase ao coletor solar que utiliza tubos de vidro a vácuo.

O capítulo 3 traz a modelagem simplificada de coletores solares bem como a determinação da sua eficiência instantânea em regime permanente.

O projeto e a construção da bancada utilizada para ensaios de coletores solares está descrito no capítulo 4, onde é mostrado os métodos de calibração da instrumentação utilizada.

Na metodologia experimental, descrita no capítulo 5, é exposto a avaliação experimental realizada individualmente com o tubo a vácuo, e os ensaios realizados com um coletor solar que utiliza estes tubos. Os resultados destes ensaios, bem como da calibração da instrumentação da bancada estão descritas no capítulo 6.

2 SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO ENERGIA SOLAR

Grande parte dos sistemas de aquecimento de água para consumo doméstico (temperatura inferior a 80 °C) que utilizam energia solar possuem como principais componentes: coletor solar, reservatório térmico, fonte auxiliar de energia e tubulações isoladas termicamente. Estes componentes interligados aquecem a água através da conversão de radiação solar em energia térmica.

Estes sistemas são classificados em diretos e indiretos. Os sistemas diretos aquecem a água que será “consumida” diretamente, utilizando-a como fluido de transferência de calor. Já os sistemas indiretos aquecem um fluido que troca calor com a água de “consumo” através de um equipamento trocador de calor. Dentro destes dois tipos de sistemas de aquecimento tem-se a subdivisão entre sistemas ativos e sistemas passivos, descritos nos itens que segue.

2.1 Sistemas passivos

No sistema de aquecimento passivo, ou sistema de termosifão, a água circula naturalmente entre o coletor e o reservatório, sem a necessidade de bombeamento do fluido de trabalho. Esta circulação natural ocorre devido ao gradiente de temperatura que causa um gradiente de massa específica no circuito hidráulico, como mostra a Figura 2.1.

Este sistema é bastante adequado para utilização no Brasil por ser mais simples e conveniente ao nosso clima, principalmente no âmbito de uso doméstico. A principal vantagem deste sistema é a independência da eletricidade, e uma desvantagem é que o reservatório obrigatoriamente tem de estar acima do nível do coletor.

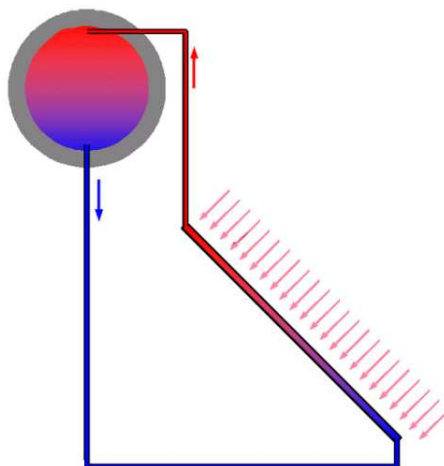


Figura 2.1 – Sistema passivo de aquecimento de água.

Os sistemas passivos podem ter o coletor acoplado diretamente ao reservatório como é o caso do coletor na Figura 2.2, a qual mostra um coletor de tubos a vácuo acoplados ao reservatório.

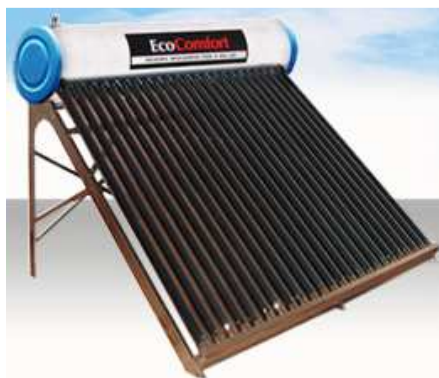


Figura 2.2 – Sistema passivo-acoplado utilizando coletor solar de tubos a vácuo. Fonte: (<http://www.ecocomfort.com.br/aquecedores>).

2.2 Sistemas ativos

No sistema de aquecimento ativo há circulação forçada entre o reservatório e o coletor através de uma bomba hidráulica. Este sistema é utilizado geralmente quando as condições de instalação não permitem a utilização do sistema de termossifão, seja pela alta perda de carga ocasionada por um grande número de coletores, ou pela impossibilidade da instalação do reservatório acima do coletor, ou ainda em situações que poderiam resultar no congelamento do fluido. Um exemplo comum da utilização deste tipo de sistema é o aquecimento da água de piscina.

2.3 Reservatório térmico

O reservatório térmico é o equipamento responsável pela armazenagem da água aquecida pelo coletor. A utilização deste é indispensável em sistemas de aquecimento doméstico, pois é ele que permite a utilização da água aquecida em qualquer horário do dia.

A armazenagem de água aquecida deve ser feita com menor taxa de resfriamento possível e também deve suportar temperaturas de aproximadamente 80 °C. Por estes motivos, os reservatórios são construídos, em sua grande maioria, em aço inoxidável, cobre ou polímero resistente a altas temperaturas e revestidos com material de baixa condutividade térmica, como poliuretano expandido ou lã de vidro.

Segundo Lafay, 2005, o projeto e seleção do equipamento de armazenamento é um dos elementos mais negligenciados nos sistemas de energia solar. Além disso, este autor recomenda o uso de reservatórios na vertical, pois dessa forma propicia uma melhor estratificação térmica.

A estratificação térmica é a distribuição natural de temperatura no interior do tanque que ocorre em virtude das diferenças de massa específica da água no seu interior. Nos sistemas de aquecimento solar a estratificação térmica do reservatório interfere diretamente no seu desempenho térmico, especialmente nos sistemas passivos.

2.4 Energia auxiliar

A grande parte dos sistemas de aquecimento de água para uso doméstico que utilizam energia solar não são dimensionados para suprir a totalidade da demanda de água quente de certa residência. Caso fossem, a quantidade de coletores e o volume do reservatório inviabilizariam o sistema do ponto de vista econômico e também tornaria a instalação superdimensionada. Em função disso, os sistemas são especificados para fornecer a energia total do consumo dividida em uma parcela de energia térmica vinda do sistema de aquecimento solar e outra suprida por uma fonte auxiliar de energia.

Fração Solar (FS) representa a parcela de energia térmica anual adicionada pelo sistema de aquecimento solar em relação energia total consumida. É um importante parâmetro para o dimensionamento de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar. O ideal, do ponto de vista ambiental, para o dimensionamento destes sistemas, seria a utilização de uma FS igual a 100%, pois assim toda energia utilizada para aquecer a água seria vinda de uma fonte renovável. Porém, como foi dito antes, economicamente, um aquecimento utilizando energia solar que cubra toda demanda de água quente de uma residência não é o investimento financeiro mais atraente.

Duffie e Beckman, 1991, sugerem utilizar uma fração solar de 75%. Por outro lado, Aita, 2006, citou que Shariah e Löf, 1997, recomendam que o valor esteja na faixa de 50% a 80%. Não há consenso quanto a um número fixo para este fator, o certo é que em cada caso o valor ótimo é diferente, e depende de inúmeros fatores. Uma avaliação financeira pode ser feita para encontrar a fração solar com melhor retorno de investimento para cada caso.

A Figura 2.3 mostra as formas mais comuns de disposição da energia auxiliar nestes sistemas. Em (a) um aquecedor, geralmente uma resistência elétrica, é inserido dentro do reservatório. Em (b) o aquecedor é posto em série com a saída de água para o consumo, e em

(c) o aquecedor é instalado em paralelo com o reservatório.

As fontes de energia auxiliar mais utilizadas são a eletricidade e o Gás Liquefeito de Petróleo (GLP). O aquecimento utilizando-se a eletricidade ocorre pela dissipação de calor por Efeito Joule através de uma resistência elétrica. Já o GLP é utilizado em equipamentos aquecedores que utilizam a chama produzida pela combustão deste gás para aquecer a água.

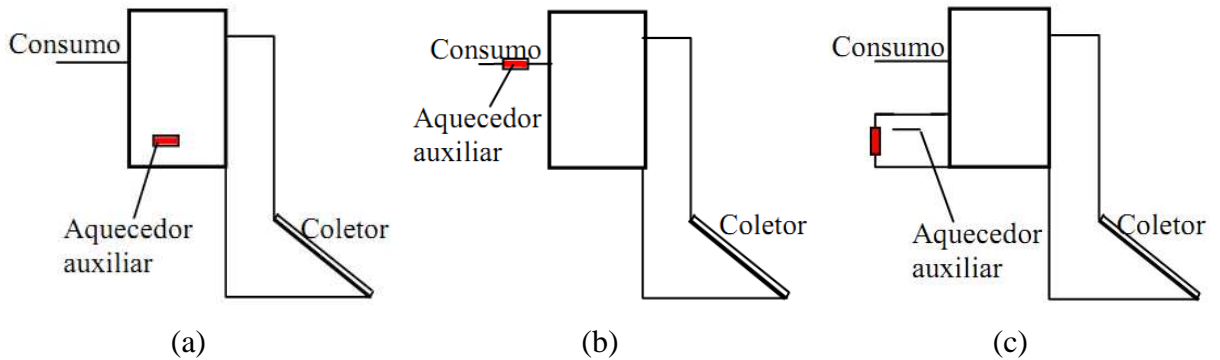


Figura 2.3 – Disposições da fonte auxiliar de energia em sistemas passivos diretos: (a) Interno; (b) Em série; (c) Em paralelo. Fonte: Lafay, 2005.

2.5 Coletor solar plano

O coletor solar plano coberto, mostrado na Figura 2.4, é construído com uma caixa revestida nas laterais e na parte posterior com material de isolamento térmico, em geral, poliuretano expandido ou lã de vidro. Na parte superior uma cobertura com alta transmitância (geralmente vidro) separa a placa absorvedora (aleta) do meio externo. As aletas são conectadas às tubulações que conduzem a água, geralmente através do processo de soldagem, para garantir uma melhor transferência de calor das aletas para os tubos e conseqüentemente para a água.

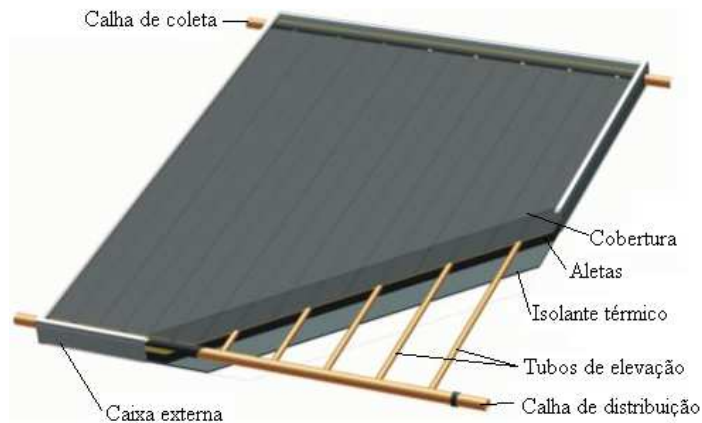


Figura 2.4 – Montagem de um coletor solar plano fechado. Fonte: modificado de (solares-online.com.br).

2.6 Coletor solar de tubos de vidro a vácuo

Coletores solares que utilizam o tubo a vácuo minimizam a troca de calor por convecção e condução colocando a superfície absorvedora em um ambiente quase totalmente evacuado de matéria. A troca de calor por radiação nestes coletores também é minimizada, devido à superfície absorvedora ter baixa emissividade. Estas características põem este tipo de coletor em vantagem aos coletores planos quanto às perdas térmicas. Desta forma, esses tipos de coletores, de tubos evacuados, tendem a ter melhor desempenho em ambientes menos favoráveis como, por exemplo, em climas mais frios ou em procedimentos que exijam temperatura mais alta do fluido de trabalho.

Sharma *et al.*, 2005, assim como Lalla, 2011, utilizaram coletores de tubos para construir equipamento de cozer alimentos que atingem temperaturas acima de 100 °C utilizando eritritol e óleo de soja, respectivamente, como fluidos de transferência de calor.

Os coletores deste tipo se diferenciam por utilizar formas diferentes para a extração do calor de dentro dos tubos a vácuo, algumas das formas mais comuns são: a utilização de tubos de calor, tubo em U e por transferência direta. Estas formas de extração bem como a construção do tubo a vácuo estão descritos nos itens a seguir.

2.6.1 Construção do tubo

O primeiro coletor solar utilizando tubo de vidro evacuado foi proposto por Speyer, 1965, *apud* Duffie e Beckman, 1991. No seu modelo, mostrado na Figura 2.5, o absorvedor é plano e está envolto por um único tubo de vidro, que está evacuado e é selado nos extremos.



Figura 2.5 – Modelos de coletores de tubos de vidro evacuado. Fonte: Duffie e Beckman, 1991.

Outro modelo de tubo a vácuo é construído segundo o princípio do frasco de Dewar. O frasco de Dewar, nomeado em homenagem ao seu inventor, o físico escocês James Dewar,

tem como princípio a construção de um frasco com dois tubos concêntricos unidos nas extremidades e com vácuo entre si. Este princípio é o mesmo utilizado em recipientes domésticos popularmente conhecidos como “garrafas térmicas” utilizados para armazenagem de líquidos aquecidos ou resfriados.

O desenho esquemático da Figura 2.6 mostra as partes componentes de um tubo de vidro a vácuo do tipo frasco de Dewar, o qual foi abordado neste trabalho.

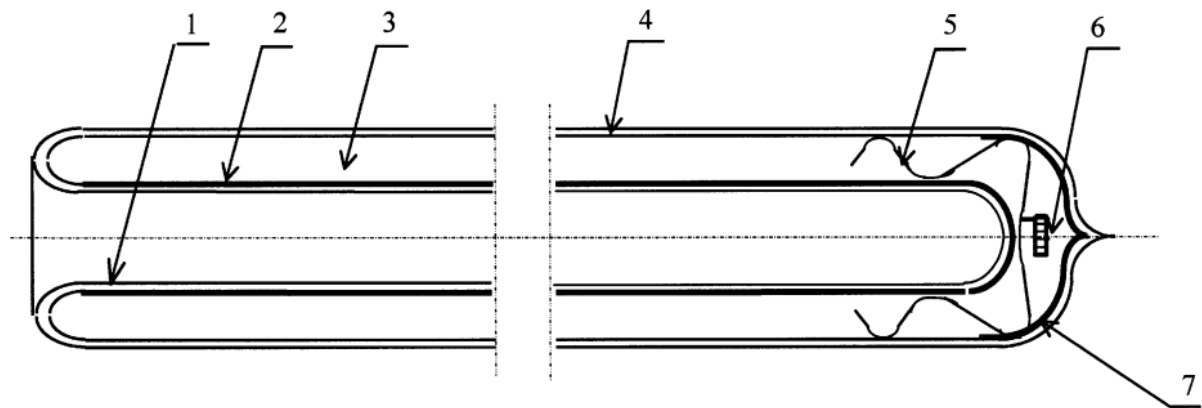


Figura 2.6 – Desenho esquemático de um tubo a vácuo. Fonte: Zhiqiang, 2005.

As numerações descritas nesta figura representam: (1) tubo de vidro interno, (2) superfície seletiva, (3) espaço evacuado, (4) tubo de vidro externo, (5) grampo, (6) capturador e (7) camada capturadora.

O capturador, ou *getter* é uma pastilha de material reativo que é colocada dentro do sistema de vácuo com o propósito de mantê-lo praticamente sem matéria. Quando as moléculas de gases contidas no espaço evacuado colidem com o material do capturador, elas combinam-se quimicamente ou por absorção com ele. Então, o “*getter*” remove pequenas quantidades de gás do espaço evacuado que causariam condução de calor indesejada.

Nestes modelos de tubos, uma superfície seletiva é depositada na parte externa do tubo de vidro interno. Esta é classificada como superfície de Absorção/Reflexão por possuir uma alta absorção no espectro solar e alta reflexão na banda de emissão, o que significa uma baixa emitância para as temperaturas do absorvedor. A Figura 2.7 mostra a refletância de um dos tipos de superfície seletiva utilizada nestes tipos de coletores, a qual é constituída por uma camada de nitrato de alumínio sobreposta a uma camada de alumínio (Al-N/Al), como mostra a Figura 2.8 (a).

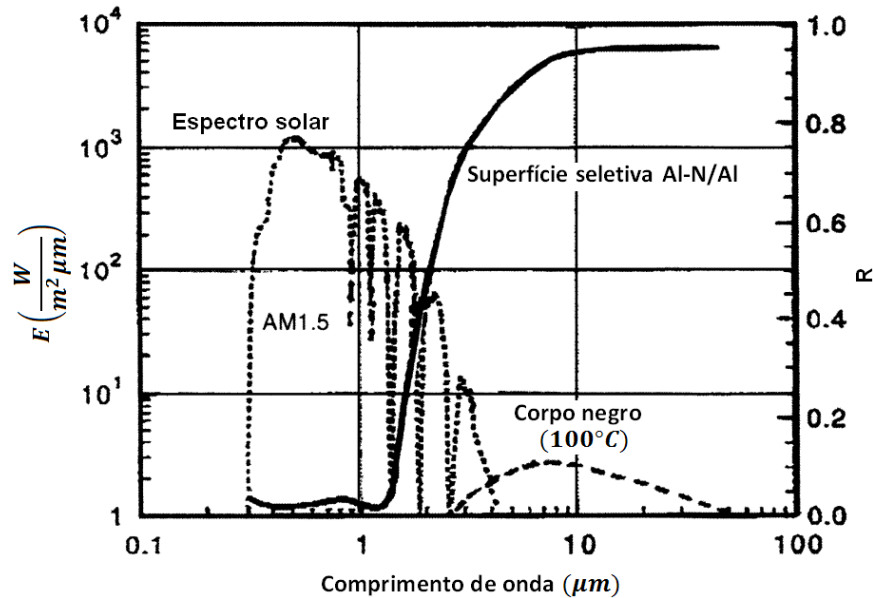


Figura 2.7 - Refletância (R) de uma superfície seletiva de Al-N/Al, espectro da radiação solar (AM 1,5) e espectro de um corpo negro a 100 °C. Fonte: Zhiqiang, 2005.

Segundo Zhiqiang, 2005, superfícies seletivas utilizando Al-N/Al são depositadas no tubo interno utilizando a técnica “*single-cathode cylindrical magnetron-sputtering*”, na qual envolve um tratamento térmico em vácuo por uma hora a uma temperatura superior a 400 °C durante a evacuação dos tubos.

Segundo o mesmo autor, três gerações desta técnica têm sido desenvolvidas na Universidade de Tsinghua, Beijing, China, tendo a última alcançado valores de absorptância 0,95 (AM 1,5), e emitância de 0,06 a 80 °C.

Também é bastante utilizado na fabricação deste tipo de tubo, outro tipo de superfície seletiva que utiliza três camadas: nitrato de alumínio sobre aço inoxidável sobre cobre (Al-N/SS/Cu), como mostra a Figura 2.8 (b). Suas propriedades óticas são um pouco superiores aos da superfície citada anteriormente.



Figura 2.8 – Camadas seletivas: (a) Camada de Al-N/SS/Cu; (b) Camada de Al-N/Al.

Fonte: adaptado de (www.apricus.com).

Em coletores de tubos de tubos a vácuo o fato de a superfície absorvedora ter o formato cilíndrico traz algumas vantagens em relação aos coletores planos. Uma delas é o fato de sempre haver uma área de projeção plana, no plano de incidência normal a radiação solar direta, com largura igual ao diâmetro do tubo, como ilustra a Figura 2.9.

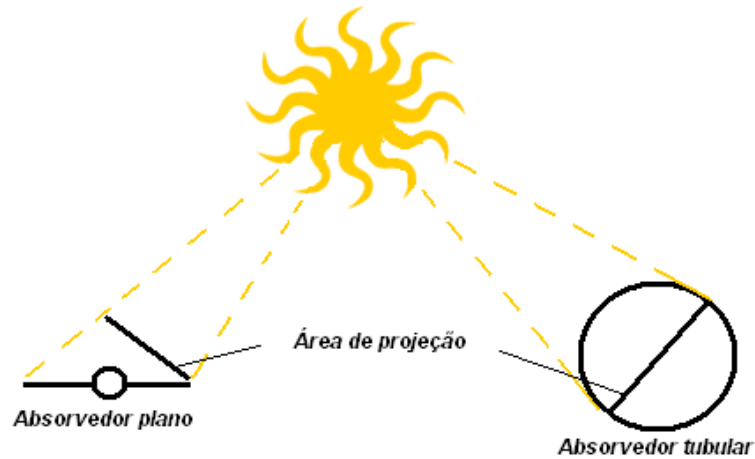


Figura 2.9 – Área de projeção plana de um absorvedor plano e um tubular.

Cabanilhas *et al.*, 1995, desenvolveram um equipamento para medir a intensidade de radiação solar no interior de um tubo utilizando um fotodiodo. Eles posicionaram o tubo acima de um refletor de alumínio, e com o sol a pino, estimaram a distribuição do fluxo de radiação conforme a Figura 2.10. Os autores observaram que a parte inferior do tubo recebe um fluxo de radiação de quase 50% da máxima, que ocorre no topo.

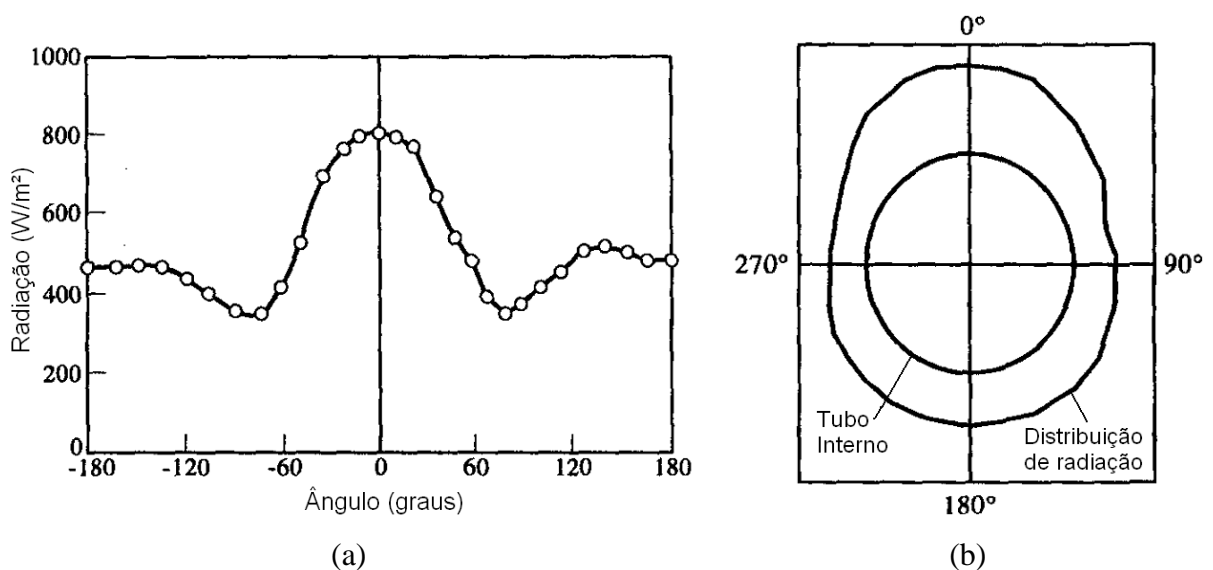


Figura 2.10 – Distribuição do fluxo de radiação em um tubo: (a) Coordenadas cartesianas; (b) Coordenadas polares. Fonte: Cabanilhas *et al.*, 1995.

2.6.2 Tubo de calor

Neste tipo de coletor um tubo de calor “*heat pipe*” é inserido dentro do tubo a vácuo e estes são unidos com um selo entre o vidro e o metal. Este dispositivo consiste em um tubo metálico com ambos extremos fechados, cujo interior é preenchido com um fluido que troca de fase, a uma pressão adequada, evaporando e condensando em uma faixa determinada de temperatura. Ao incidir a radiação solar, como mostra a Figura 2.11(a), o líquido evapora, deslocando-se para parte mais elevada onde troca calor com a água circulante no cabeçote representado na Figura 2.11(b). Ligeiramente mais frio, o fluido condensa e retorna por gravidade a parte inferior do tubo de calor. Este tipo de extração apresenta como vantagem sobre os demais o fato de ter uma baixa capacidade térmica, tendo assim uma resposta rápida à incidência solar. Porém, seu custo mais elevado faz com que não seja o mais utilizado.

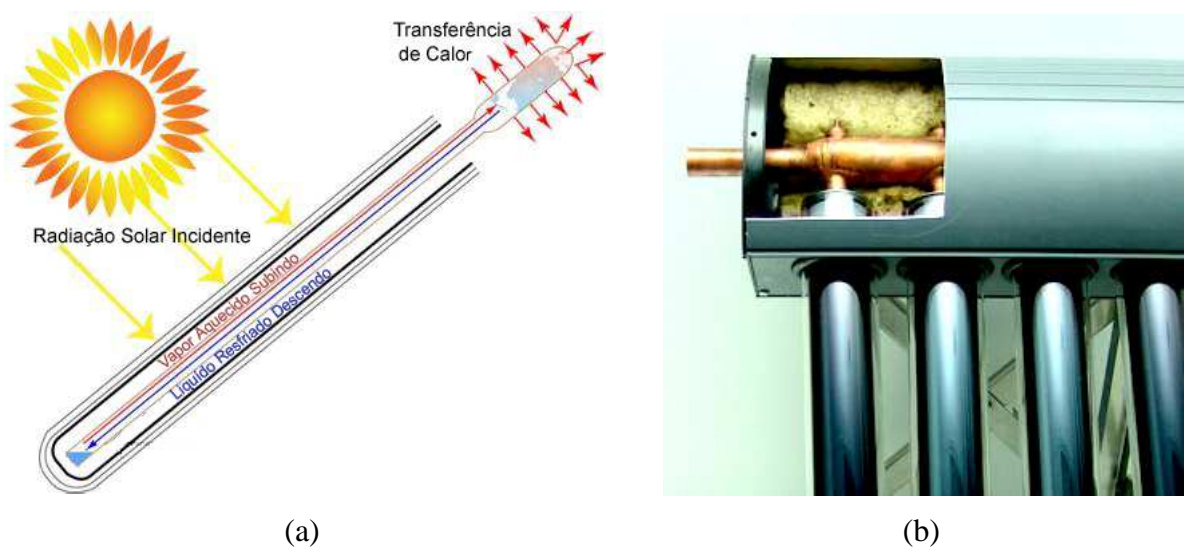


Figura 2.11 – Extração do tipo tubo de calor: (a) Funcionamento do tubo de calor. (b) Coletor solar de tubo a vácuo. Fonte: (www.apricus.com)

2.6.3 Tubo em U

Nesta configuração de coletor, um tubo de metal em forma de ‘U’, com uma aleta circular, é montado no interior do tubo a vácuo como mostra a Figura 2.12(a). Na Figura 2.12(b) observa-se o funcionamento deste tipo de coletor, em que uma extremidade do tubo em “U” está conectada a calha de distribuição de água “fria”, a qual percorre o tubo até a parte inferior e retorna aquecida à calha de coleta. Estas calhas são envolvidas por um isolamento térmico.

Necessariamente este tipo de coletor tem de ser utilizado em sistema ativo, ou seja, com circulação forçada por uma bomba hidráulica. Por não haver água no tubo a vácuo, a avaria de um único ou poucos tubos não afeta significativamente o funcionamento do sistema.

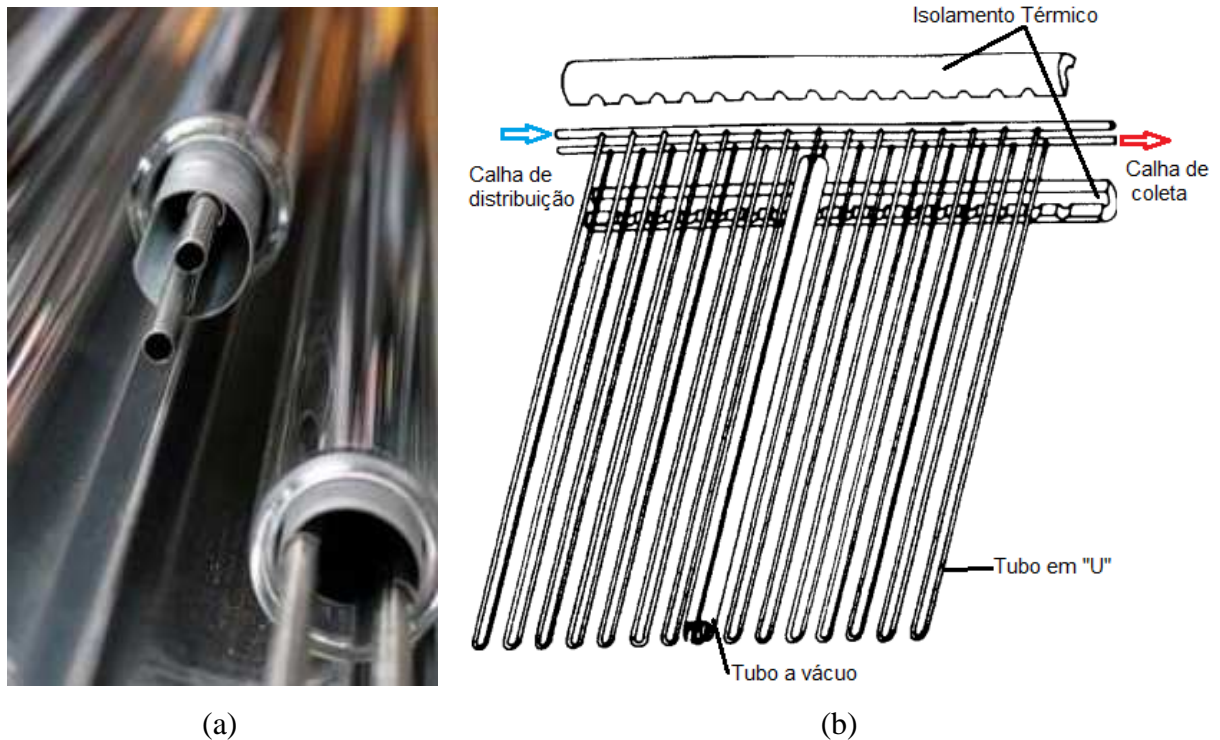


Figura 2.12 – Extração de calor do tipo tubo em U: (a) Montagem do tubo em “U”. Fonte: www.cnbg-solar.com. (b) Tubo em U. Fonte: modificado de Morrison *et al.*, 2004.

2.6.4 Transferência direta

O método de extração de calor do tipo transferência direta (*water-in-glass*) é o mais utilizado dentre os citados devido sua simplicidade e seu baixo custo de fabricação, [Morrison *et al.*, 2004].

A Figura 2.13 ilustra o que ocorre no interior de um tubo conectado a um reservatório horizontal quando há incidência de radiação solar. O aquecimento provocado por esta incidência faz a água que preenche o tubo aquecer e ascender ao reservatório pela parte superior do tubo, enquanto acontece a reposição desta pela parte inferior.

Utilizando um coletor acoplado de tubos a vácuo Budihardjo *et al.*, 2007, realizaram investigações numéricas e experimentais para desenvolver uma correlação entre a taxa mássica da circulação natural no interior do tubo com a radiação solar, temperatura do tanque, inclinação do coletor e razão de aspecto do tubo.

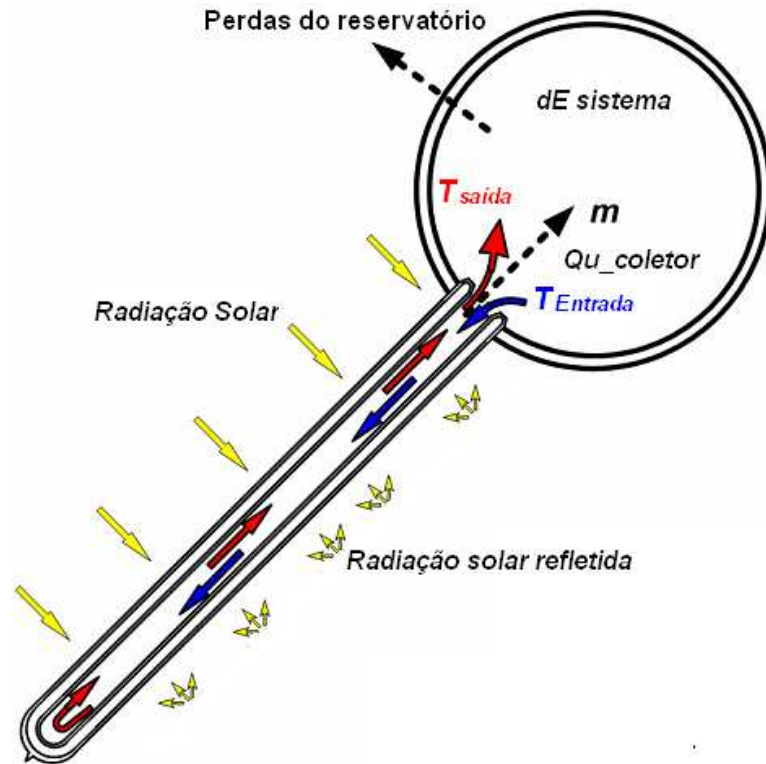


Figura 2.13 – Extração de calor do tipo transferência direta. Fonte: Morrison *et al.*, 2004.

3 DESEMPENHO TÉRMICO DE COLETORES SOLARES

O coletor solar é um aquecedor cuja eficiência depende, além de suas características construtivas, de condições climáticas e de operação. Para selecionar um coletor adequado para um ambiente com condições climáticas específicas, e dimensionar um sistema de aquecimento, é necessário fazer uma simulação, ou estimativa, que determine a quantidade de energia térmica que o coletor, ou conjunto de coletores, irá converter. Os parâmetros de desempenho do coletor nesta simulação devem ser àqueles determinados através de ensaios especificados por normas regulamentadoras. Estes parâmetros associados a um perfil padrão de consumo e condições climáticas típicas do local de operação são a base para o dimensionamento desses sistemas.

Siqueira, 2003, desenvolveu um programa chamado TERMOSIM para a simulação de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar. O autor validou os modelos matemáticos empregados no aplicativo através do confronto dos resultados simulados com medidas experimentais. Posteriormente, Pozzebon, 2009, o aperfeiçoou, ampliando sua capacidade de análise.

Os resultados da simulação podem ser utilizados para o cálculo de amortização do custo de investimento de um sistema de aquecimento solar, logo, uma série de simulações leva a um sistema de melhor custo benefício.

Dois diferentes métodos de ensaios de coletores são atualmente adotados pelas normas: o primeiro é o ensaio em regime permanente (SST), regulamentado, dentre outras, pelas normas ISO 9806-1 [ISO, 1994], NBR 15747-2 [ABNT, 2009] e EN 12975-2 [CEN, 2006]. O segundo é o ensaio em regime quase dinâmico (QDT), normatizado pelas duas últimas normas citadas. Ambos são possíveis de serem realizados sobre bancada externa e a avaliação dos parâmetros de desempenho é feita a partir da formação de médias das medições e regressão dos dados obtidos.

3.1 Modelo simplificado do coletor solar

A teoria descrita a seguir é de autoria de Hottel, Whillier e Bliss, mencionada e descrita por Duffie e Beckman, 1991. Esta é uma das mais aceitas e aplicáveis a coletores planos com cobertura. Segundo os autores que a mencionam, esta teoria pode ser aplicada a diferentes modelos de coletores, inclusive aos de tubos a vácuo.

A energia entregue pelo coletor ao fluido de trabalho, denominada de energia útil,

pode ser descrita por um balanço de energia que indica a distribuição da energia solar incidente neste coletor em energia útil, perdas térmicas e perdas ópticas, como indica a Equação (3.1).

$$Q_u = A_c [G_t(\tau\alpha)_e - U_L(T_{pm} - T_a)] \quad (3.1)$$

onde Q_u é a energia útil, A_c é a área do coletor, G_t é irradiância solar total no plano do coletor, τ é a transmitância da cobertura, α é a absorptância do absorvedor, U_L é o coeficiente global de transferência de calor do coletor, T_{pm} é a temperatura média do absorvedor e T_a é a temperatura ambiente. Sendo $(\tau\alpha)_e \cong 1,02(\tau\alpha)$.

A temperatura média do absorvedor é difícil de ser estimada ou mensurada, sendo esta uma função da geometria do coletor, da radiação solar incidente e das condições do fluido de trabalho na seção de entrada do coletor. Devido a este fato, a Equação (3.1) pode ser reformulada e expressa em termos da temperatura de entrada do fluido e de um fator denominado fator de remoção de calor (F_R). Este fator, representado matematicamente pela Equação (3.2), é definido como a razão entre a energia útil real extraída pelo coletor e a energia útil que poderia ser retirada se toda superfície absorvedora estivesse à temperatura de entrada do fluido.

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{A_c [G_t(\tau\alpha)_e - U_L(T_e - T_a)]} \quad (3.2)$$

onde \dot{m} é a taxa mássica do fluido, C_p seu calor específico, T_s a temperatura do fluido na seção de saída do coletor e T_e a temperatura na seção de entrada.

Desta forma, para uma radiação solar com incidência normal ao plano do coletor, a energia absorvida por este é dada pela Equação (3.3).

$$Q_u = A_c F_R [G_t(\tau\alpha)_e - U_L(T_e - T_a)] \quad (3.3)$$

Utilizando o conceito de eficiência como a razão entre a energia utilizada pela disponível, ou seja, dividindo-se a energia útil (Equação (3.3)) pela energia solar incidente no plano do coletor obtém-se a eficiência do coletor em função da temperatura de entrada, como mostra a Equação (3.4).

$$\eta_e = \frac{Q_u}{G_t A_c} = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_e - T_a)}{G_t} \quad (3.4)$$

onde η_e é a eficiência do coletor solar em função da temperatura do fluido na seção de entrada.

De forma análoga a Equação (3.4), a eficiência do coletor pode ser descrita considerando-se a temperatura do absorvedor igual a média aritmética entre as temperaturas do fluido nas seções de entrada e saída do coletor, como mostra a Equação (3.5).

$$\eta_m = F' (\tau\alpha)_e - F' U_L \frac{(T_m - T_a)}{G_t} \quad (3.5)$$

onde η_m é a eficiência do coletor solar em função da T_m , F' é o fator de eficiência (análogo ao F_R), T_m é a média aritmética das temperaturas do fluido nas seções de entrada e saída do coletor, ou seja, $T_m = (T_e + T_s)/2$.

Se os valores de eficiência (η_m) e (η_e) forem representados graficamente em um plano cartesiano versus os correspondentes valores de $\left(\frac{(T_m - T_a)}{G_t}\right)$ e $\left(\frac{(T_e - T_a)}{G_t}\right)$ respectivamente, resultará, para cada taxa mássica, em uma reta onde o coeficiente linear será $F' (\tau\alpha)_e$ e $F_R (\tau\alpha)_e$ de acordo com a temperatura de referência utilizada. Analogamente $F' U_L$ e $F_R U_L$ serão os coeficientes angulares.

3.2 Determinação da eficiência em regime permanente

A eficiência térmica de um coletor solar é definida como mostra a Equação (3.4). Há três áreas possíveis de considerar quando estimada a eficiência do coletor, são elas: área total (A_G), a qual considera a área plana máxima projetada pelo coletor, área de abertura (A_a) definida como a área plana projetada pela cobertura transparente, área do absorvedor (A_A) a qual é definida como a área plana projetada pelo absorvedor.

A norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009] recomenda a utilização da área de abertura para determinação da eficiência de um coletor, porém, não define a área de abertura de um coletor solar de tubos a vácuo.

A norma ASHRAE 93-2003 [ASHRAE, 2003] define área de abertura de acordo com a Equação (3.6), e mostra as dimensões a serem consideradas em um desenho esquemático, mostrado na Figura 3.1.

$$A_a = LdN \quad (3.6)$$

onde L é o comprimento do tubo, d o seu diâmetro externo e N o número de tubos.

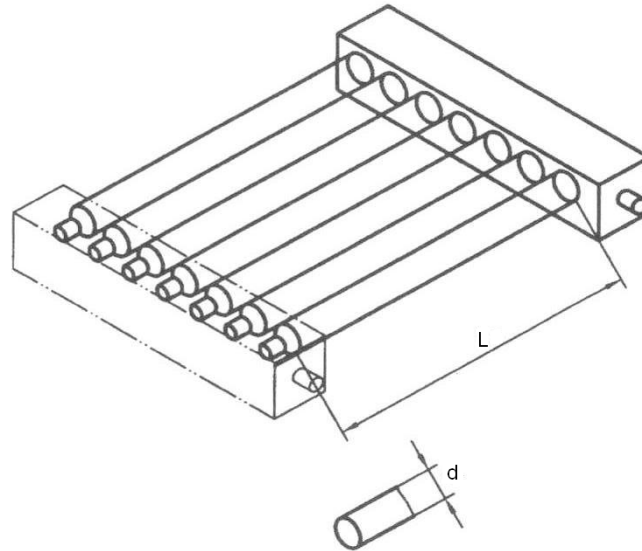


Figura 3.1 – Definição da área de abertura do coletor solar de tubos a vácuo. Fonte: ASHRAE 93-2003 [ASHRAE, 2003].

Em um escoamento estacionário e uniforme de água através do coletor a potência útil é determinada pela primeira lei da termodinâmica como descrito na Equação (3.7).

$$Q_u = \dot{m}C_p(\Delta T) \quad (3.7)$$

onde \dot{m} é a taxa mássica e ΔT é a diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor.

Como é mais comum, em ensaios de coletores, medir a vazão, a taxa mássica é calculada a partir do produto entre a vazão e a massa específica da água. A massa específica é determinada a uma temperatura T_m .

$$\dot{m} = V\rho \quad (3.8)$$

onde V é a vazão e ρ a massa específica da água.

Substituindo-se a Equação (3.8) na (3.7) e conseqüentemente, junto com a (3.6), substituir na (3.4), obtém-se a Equação (3.9). Esta equação é utilizada para estimar a eficiência do coletor (η) em um determinado ponto de operação.

Mantendo-se o coletor operando em regime permanente, ou seja, em um ponto onde ΔT é estável, e as condições de radiação, vazão de água, temperatura de entrada e velocidade do vento apresentam poucas variações, é determinada a eficiência em um ponto de operação. Com a tomada experimental dos parâmetros necessários para calcular a eficiência em vários pontos de operação, é possível traçar a curva de eficiência do coletor, obtendo assim, seus parâmetros de desempenho.

$$\eta = \frac{V\rho C_p(\Delta T)}{G_t(LdN)} \quad (3.9)$$

4 PROJETO E MONTAGEM DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE COLETORES

Realizou-se neste trabalho o projeto, construção e instrumentação de uma bancada para ensaios e caracterização de coletores solares para aquecimento de água no Laboratório de Energia Solar (LABSOL) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Para tanto foram consideradas algumas especificações da norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009]. Também foram considerados, no seu projeto, aspectos construtivos que a tornasse capaz de ensaiar coletores de tubos a vácuo. A construção desta bancada foi apresentada por Rosa *et al.*, 2011.

4.1 Projeto

Conforme a norma NBR 15747-2 [ABNT, 2009], o ângulo máximo de incidência solar entre a radiação direta e o plano do coletor não pode ser superior a 20° . Além disso, a irradiância solar total no plano do coletor não pode variar mais de 50 W/m^2 para obtenção de um ponto de eficiência. Portanto, projetou-se uma estrutura que girasse horizontalmente, permitindo, assim, realizar ensaios que mantivesse estas condições por um longo período.

Com uma estrutura capaz de suportar dois coletores solares montados e a capacidade de apontar os coletores para o sol em todos os horários do dia, a estrutura definitiva foi desenhada em software CAD, como mostra a Figura 4.1.

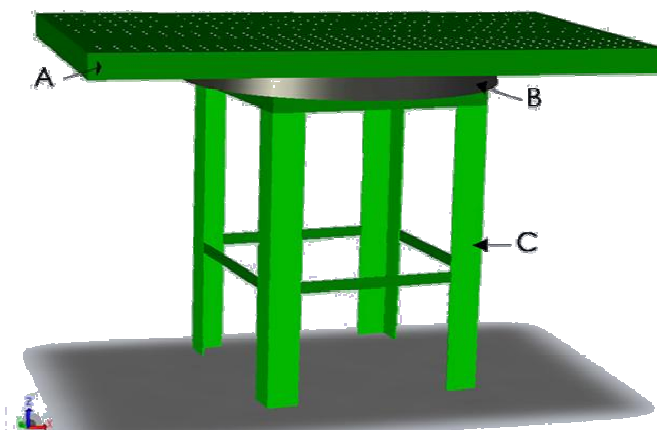


Figura 4.1 – Projeto da plataforma giratória para ensaios de coletores solares.

A estrutura projetada possui quatro pés (C), uma plataforma retangular (A) fixada sobre um trilho circular (B). O giro ocorre porque o trilho fica sobre rodízios fixados na parte

superior dos pés, possibilitando o giro da plataforma em 360°. A estrutura foi projetada para suportar o peso próprio somado ao de dois coletores montados com água mais duas pessoas (para montagem e manutenção do sistema).

4.2 Construção

A estrutura construída em aço tem uma plataforma giratória com dimensões de 4,20 m x 2,90 m, a uma altura de 2,60 m do solo para evitar-se o sombreamento da radiação solar.

A estrutura é fixa ao solo em base de concreto. Foram utilizados perfis de viga “U”, em dimensão adequada para suportar a carga estimada. A plataforma foi construída com uma chapa de 3mm de espessura sobre vigas, com furos regularmente espaçados para possibilitar o escoamento da água da chuva.

O sistema de giro permite que apenas um operador consiga girar a estrutura, mesmo com o peso de dois coletores montados sobre a mesma. Para evitar que a plataforma saia do trilho, ou, caso um peso maior seja concentrado em uma das pontas, foram instaladas travas de segurança conforme pode ser visto na Figura 4.2(a) Estas travas impedem o movimento vertical da estrutura, mantendo-a sempre em contato com os rodízios. Também foi adicionado um sistema de freio que mantém travada a plataforma durante o ensaio, impedindo o seu giro acidental e dando maior segurança ao operador. Uma foto da bancada construída pode ser vista na Figura 4.2(b).



Figura 4.2 – Bancada de ensaios: (a) Sistema de segurança do trilho e rodas. (b) Foto da bancada construída.

4.3 Instrumentação

Foram utilizados sensores de platina tipo Pt100 classe A para medida da temperatura ambiente e das temperaturas absolutas da água nas seções de entrada e saída do coletor. A medida do diferencial de temperatura é feita através de um dispositivo, descrito no item 4.4, que utiliza sensores do mesmo tipo e é construído com base na ponte de Kelvin.

O circuito hidráulico da bancada foi montado com base nas recomendações da norma NBR 15747-2 [ABNT, 2009], como mostra a Figura 4.3. A bomba para a circulação de água é da marca Texius, modelo TBHX-BR, com potência nominal de 100W e vazão máxima de 45 litros/min. O medidor de vazão é da marca Signet, modelo 2000 Micro Flow, tem sensor tipo turbina e capacidade máxima de vazão de 2,8 l/min.

A bancada conta com a medição de irradiância solar direta através de um pireliômetro da marca Eppley, modelo NIP, e da irradiância solar total, através de um piranômetro da marca Kipp&Zonen, modelo CM11.

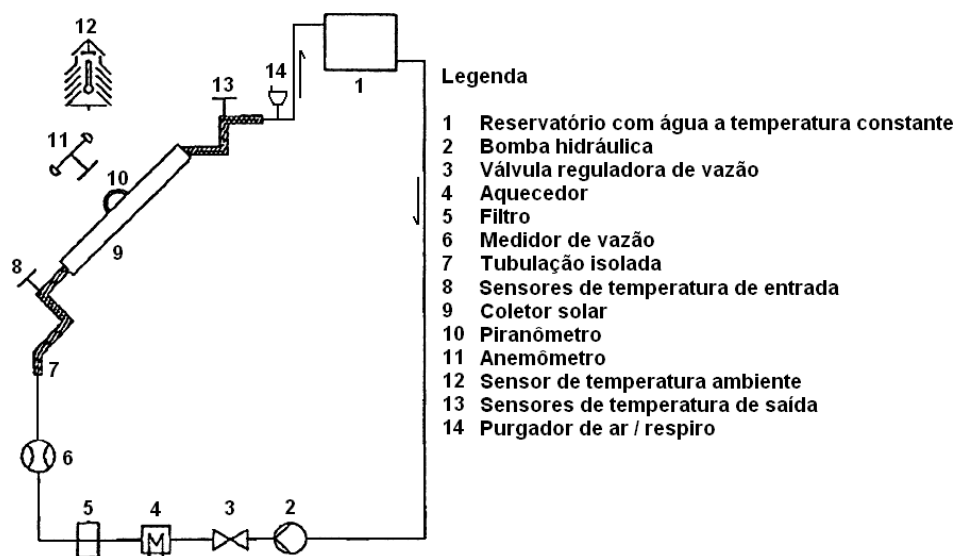


Figura 4.3 – Esquema hidráulico e instrumentação da bancada. Fonte: adaptado de NBR 15747-2 [ABNT, 2009].

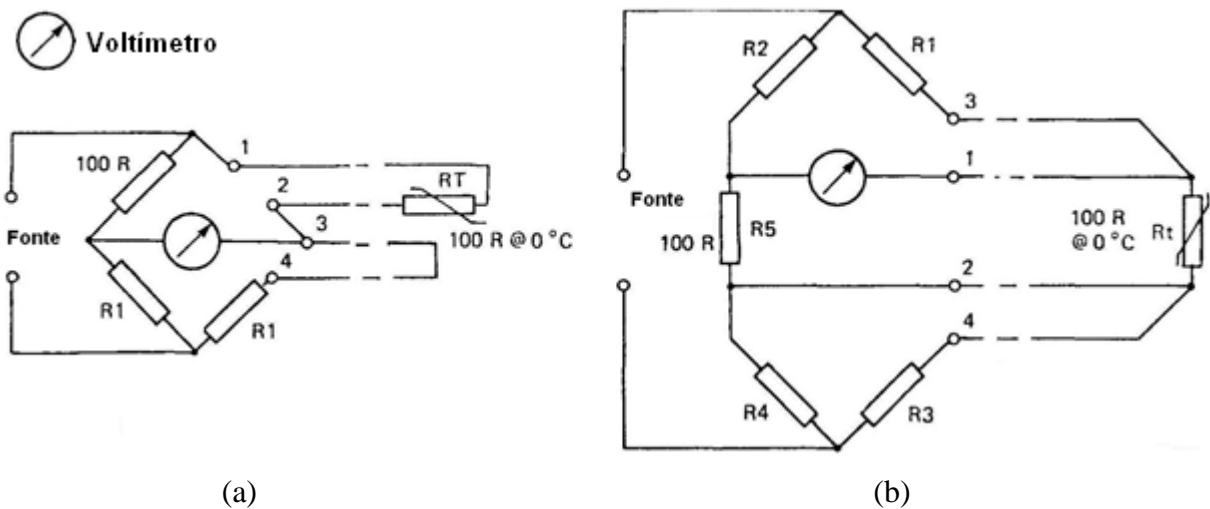
4.4 Medida do diferencial de temperatura

Utilizando um circuito em ponte de Kelvin, associado a uma fonte de alta precisão e estabilidade, com resistências de alta qualidade e sensores de temperatura Pt 100 classe A, foi construído um dispositivo para medir diferenças de temperatura com incerteza menor que

0,05 °C, a precisão exigida pela norma brasileira que regulamenta ensaios de coletores solares NBR 15747-2 [ABNT, 2009].

Uma medida da diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor pode ser feita utilizando sensores de temperatura instalados na entrada e na saída do coletor. Para isto, termômetros de dilatação de mercúrio não são adequados porque não tem saída elétrica, o que dificulta a tarefa de aquisição dos dados. Termistores podem ser muito sensíveis, mas tem pouca estabilidade, podendo variar décimos de graus em alguns meses de uso [Beachcroft, 1985]. Os sensores de resistência de platina são mais estáveis e considerados de alta qualidade para a determinação de temperatura. Estes sensores, porém, não atingem a precisão especificada pela norma NBR 15747-2 [ABNT, 2009], pois, de acordo com a norma IEC 60751 [IEC, 1995], os sensores de platina tipo Pt100 classe A possuem uma incerteza padrão de aproximadamente 0,2°C na faixa de -50°C a 50°C.

Com base neste fato, realizou-se uma análise de um dispositivo para medir o diferencial de temperatura com alta precisão e sensibilidade para ser utilizado na bancada de ensaios de eficiência e estudos térmicos de coletores solares. Entre os métodos analisados está à utilização de um circuito elétrico, como a ponte de Wheatstone Figura 4.4(a) ou a ponte de Kelvin, Figura 4.4(b).



Fonte: Beachcroft, 1985.

Nestes circuitos a variação de tensão medida no voltímetro varia com a diferença de resistência entre os resistores, ou seja, no caso da ponte de Kelvin, se R1, R2, R3 e R4 forem idênticos entre si, a tensão sobre o medidor dependerá da diferença de resistência entre o

sensor R_t e o resistor R_5 . Se ao invés de um resistor fixo, fosse utilizado outro sensor no lugar de R_5 , ter-se-ia uma medida de tensão no voltímetro correspondente a uma diferença de temperatura entre os sensores. Se os dois sensores estiverem à mesma temperatura, a diferença de resistência teórica será zero e, portanto, ter-se-á uma medida de tensão nula. Conforme a temperatura varia em um dos sensores, a resistência deste também varia e, portanto, a saída da ponte apresenta uma leitura de tensão diferente de zero e proporcional à diferença de temperatura entre os dois sensores.

Estes circuitos, além de medirem temperatura com maior precisão, também são compensadores, devido à ligação a quatro fios, o que diminui a influência do comprimento dos cabos, permitindo medidas a longas distâncias.

O circuito do dispositivo foi construído com base na ponte de Kelvin, como mostra a Figura 4.5, e descrito por Manea *et al.*, 2011. Este possui quatro sensores de temperatura de platina Pt100 classe A, quatro resistores de $250\ \Omega$, uma fonte de $2,5\text{V}$ e cabos de ligação.

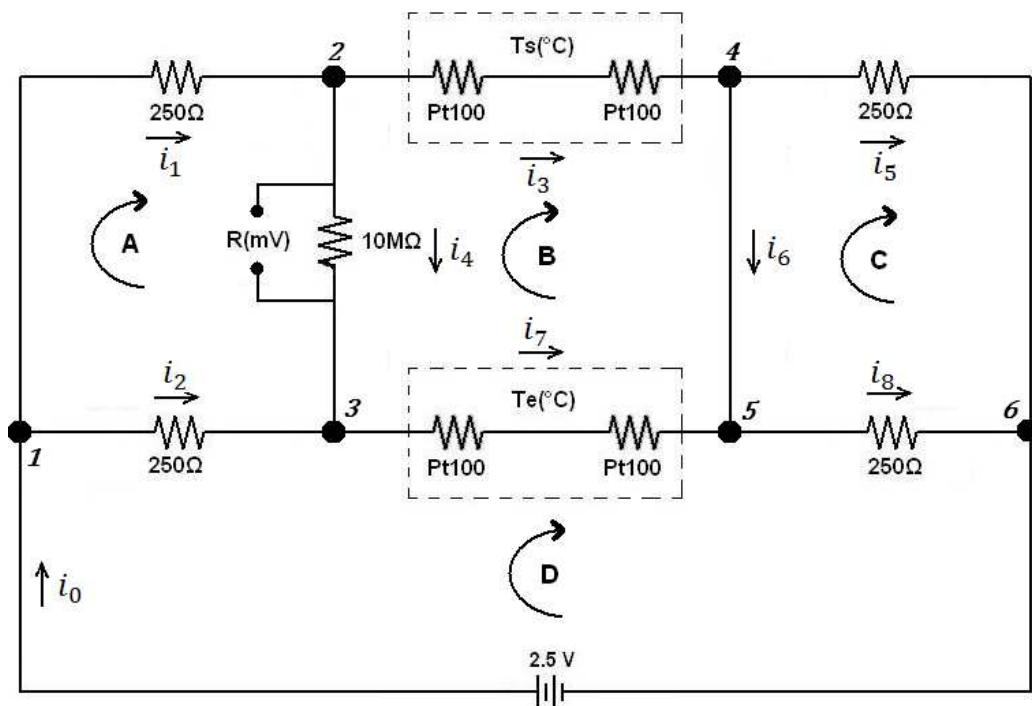


Figura 4.5 – Circuito da ponte de Kelvin utilizado no dispositivo.

Os resistores da ponte têm alta precisão, com tolerância de $0,05\%$, e um baixo coeficiente de temperatura, $13\text{ ppm}/^\circ\text{C}$, segundo especificações do fabricante. A medida de tensão da resposta do circuito é feita com instrumento com impedância interna de $10\text{ M}\Omega$.

Foi necessário construir uma fonte de alta estabilidade para alimentar o circuito da ponte. Esta fonte de alimentação foi construída com um circuito de referência de tensão, da

marca Maxim, modelo MAX6133, com coeficiente de temperatura de 3 ppm/°C, capacidade de saída de corrente 15 mA e regulação de 0,05 mV/mA.

Os sensores de temperatura foram instalados em cápsulas de passagem de água conforme mostra a Figura 4.6(a). Estas cápsulas são instaladas uma na entrada e outra na saída de cada coletor, onde estão envolvidas por um material de baixa condutividade térmica.

As cápsulas permitem aos sensores ficarem no meio da corrente de água sem contato direto como mostra o item 1 na Figura 4.6(b). A Figura 4.6(c) mostra um corte transversal da cápsula, onde estão ilustrados o sentido do fluxo de água e o posicionamento dos sensores. Foram utilizados três sensores de temperatura, dos quais, os dois das extremidades (utilizados na ponte) estão ligados em série. Estes estão conectados ao circuito do dispositivo para medir a diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor solar. O sensor central mede o valor absoluto da temperatura da água.

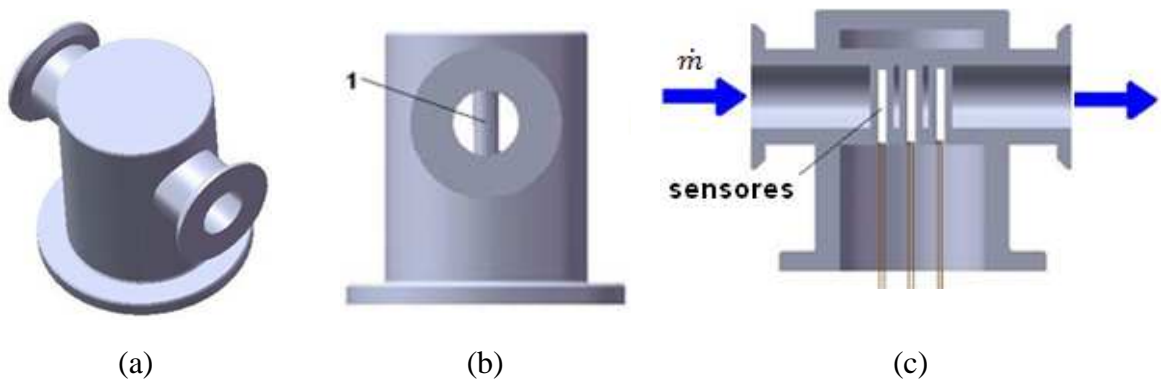


Figura 4.6 – Cápsula para suporte dos sensores: (a) Vista em três dimensões; (b) Vista lateral; (c) Vista em corte.

4.4.1 Análise teórica do dispositivo

Para determinar o procedimento de calibração do circuito descrito no item anterior, fez-se necessária uma análise teórica que simulasse seu comportamento em situações de operação real, na qual os sensores da cápsula da seção de entrada do coletor estarão a uma temperatura (T_e) e os da saída a uma temperatura mais elevada (T_s). Para tanto, foram aplicadas as leis de Kirchhoff ao circuito mostrado na Figura 4.5. Segundo estas leis o somatório das tensões sobre os resistores em uma malha fechada é igual a zero e o somatório das correntes em cada nó do circuito também é nula. As Equações (4.1), (4.2), (4.3) e (4.4) são resultantes da aplicação da lei das malhas no circuito. Já as Equações (4.5), (4.6), (4.8), (4.9) e (4.10) são resultantes da aplicação da lei dos nós no mesmo circuito. Para calcular a

tensão nos resistores utilizou-se a lei de Ohm. Considerou-se que a resistência dos sensores varia conforme a equação de um Pt100 padrão, em que a resistência a 0 °C é 100 Ω e varia 0,385 Ω/°C.

$$250i_1 + 10^6i_4 - 250i_2 = 0 \quad (4.1)$$

$$2(100 + 0,385T_s) - 10^6i_4 - 2(100 + 0,385T_e) = 0 \quad (4.2)$$

$$250i_5 - 250i_8 = 0 \quad (4.3)$$

$$250i_2 + 2(100 + 0,385T_e) + 250i_8 + 2,5 = 0 \quad (4.4)$$

onde i_x são as correntes elétrica correspondentes as do circuito da Figura 4.5.

$$i_1 + i_2 - i_0 = 0 \quad (4.5)$$

$$i_3 + i_4 - i_1 = 0 \quad (4.6)$$

$$i_7 - i_2 - i_4 = 0 \quad (4.7)$$

$$i_5 + i_6 - i_3 = 0 \quad (4.8)$$

$$i_8 - i_6 - i_7 = 0 \quad (4.9)$$

$$i_0 - i_5 - i_8 = 0 \quad (4.10)$$

Com este equacionamento foi possível traçar uma curva simulando uma variação da temperatura ($\Delta T = T_s - T_e$) entre os sensores e observar a consequente resposta do dispositivo (R) como mostra a Figura 4.7.

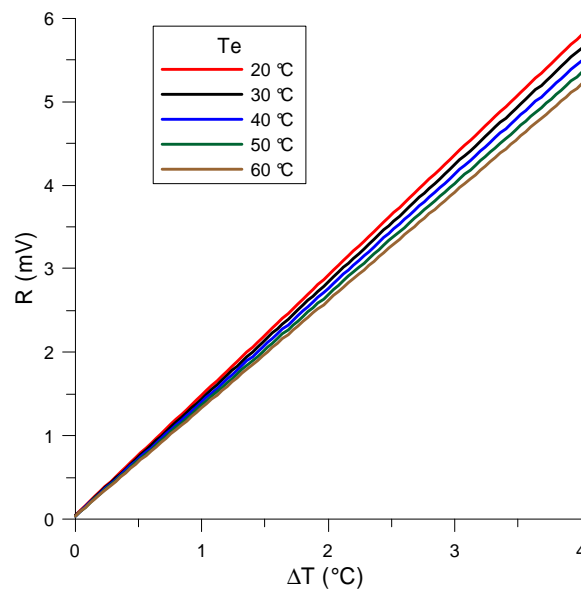


Figura 4.7 – Resposta teórica do circuito em função da diferença de temperatura.

Pode-se observar com esta análise que a resposta do dispositivo é linear com a diferença de temperatura entre os sensores, e que uma reta com coeficiente angular (a) e termo independente (β), para cada temperatura de entrada, seria o melhor ajuste de calibração do dispositivo.

A notável variação da inclinação das retas à medida que a temperatura de entrada aumenta levou a outra análise, desta vez sobre o comportamento do coeficiente angular (a) destas curvas com a temperatura de entrada no coletor, que está mostrada na Figura 4.8.

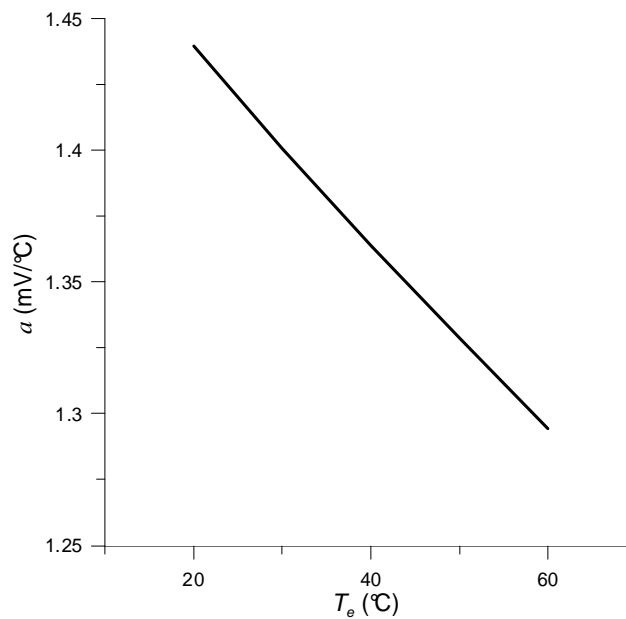


Figura 4.8 – Variação do coeficiente angular com a temperatura de entrada.

Observando que o coeficiente angular decresce linearmente com a temperatura de entrada no coletor é possível ajustá-lo com a equação de uma reta dependente da temperatura de entrada.

Além da avaliação do coeficiente angular é importante também analisar o comportamento do termo independente β das retas de resposta do circuito analisado. Este coeficiente representa a tensão de resposta da ponte quando a diferença de temperatura entre os sensores é zero. Seus valores são maiores que zero devido à influência da resistência do voltímetro inserida no circuito. Nas faixas analisadas estes valores são suficientemente similares para que se adote um valor médio para todas as faixas de temperatura.

Desta forma tem-se uma equação teórica geral de resposta do dispositivo em função da diferença de temperatura entre os sensores para cada temperatura de entrada, descrita na Equação (4.11).

$$R = a(T_e)\Delta T + \beta \quad (4.11)$$

onde R é a resposta do dispositivo, a e β são os coeficientes de ajuste para a temperatura de entrada T_e , e ΔT é a diferença de temperatura entre os sensores.

4.5 Calibração da instrumentação

Conhecendo o comportamento teórico do dispositivo pôde-se realizar a sua calibração da seguinte forma, circulou-se água a temperatura constante e controlada por dois equipamentos de banho termostático, um mantendo os sensores da cápsula de entrada do coletor a uma temperatura T_e e outro que manteve os sensores da cápsula de saída a uma temperatura de maior valor T_s .

Estabeleceram-se três pontos de diferença de temperatura entre os dois sensores e mediu-se a tensão de resposta do dispositivo. Variou-se a diferença de temperatura entre os sensores de 1 a 3 °C com a temperatura de entrada nas faixas de 20, 30, 40, 50 e 60°C.

As temperaturas T_e e T_s foram medidas nos equipamentos de banho termostático utilizando o mesmo termômetro para cada faixa de temperatura, diminuindo assim a influência da medida da temperatura na incerteza do dispositivo. O tempo de estabilização de cada ponto da mesma faixa foi de 20 minutos, e na troca de faixa de 50 minutos.

Os termômetros utilizados para a medida de temperatura nas faixas de 20 e 30 °C são da marca Incoterm, com resolução de 0,01°C. Para as faixas de 40, 50 e 60 °C foram utilizados termômetros da mesma marca, porém, com resolução de 0,05 °C. A tomada de dados foi feita por um equipamento de aquisição da marca Agilent, modelo 34970A, ligado a um computador para armazenamento dos dados. Os mesmos equipamentos foram instalados na bancada final. A aquisição de dados foi realizada com intervalos de dez segundos a cada medida, capturando-se os valores de tensão da resposta do dispositivo e também o valor de tensão da fonte de alimentação. Os equipamentos de banho térmico são da marca Lauda, modelos E200 e MG-M3, que mantêm a temperatura do banho com uma estabilidade de 0,01 e 0,05 °C respectivamente.

Como os sensores de temperatura absoluta estão instalados junto aos sensores da ponte de Kelvin na cápsula da Figura 4.6, estes foram calibrados em conjunto com a calibração descrita para o dispositivo, sendo tomada sua resistência elétrica a cada temperatura.

O medidor de vazão foi calibrado com uma bateria de ensaios confrontando o sinal em frequência obtido do sensor, medido pelo equipamento de aquisição da marca Agilent, modelo 34970A, com a vazão. O volume de água que atravessa o sensor é colhido em um recipiente e medida a sua massa em uma balança de precisão. A vazão é calculada como a razão entre o volume de água que passou pelo sensor durante o tempo decorrido, medido em um cronômetro digital. A frequência correspondente àquela vazão é a média durante o preenchimento do recipiente.

A incerteza associada às medidas dos sensores é obtida através da combinação de incertezas associadas à leitura do sistema de aquisição de dados, à incerteza na medida da grandeza e à incerteza no ajuste das curvas experimentais de calibração. Desta forma, a incerteza associada à medida dos sensores e dispositivos pode ser expressa pela Equação (4.12).

$$W_D = \sqrt{(W_S)^2 + (W_G)^2 + (W_A)^2} \quad (4.12)$$

onde W_D é a incerteza de calibração do dispositivo ou sensor, W_S é a incerteza do sistema de aquisição de dados, W_R é a incerteza na medida da grandeza em questão e W_A é a incerteza do ajuste das curvas de calibração.

5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

5.1 Ensaios do tubo

Neste trabalho foram desenvolvidas metodologias experimentais utilizadas para avaliar o coeficiente de transferência de calor e as propriedades ópticas de dois tubos de vidro a vácuo com superfícies seletivas diferentes.

5.1.1 Avaliação do coeficiente de transferência de calor

Foi construído um aparato experimental que permite avaliar as perdas térmicas de um tubo a vácuo e determinar o seu grau de isolamento térmico operando em condições próximas às usuais. Na Figura 5.1(a) pode-se observar um tubo de PVC, onde fica inserido o tubo a vácuo, que tem como função manter controlado o ambiente externo a esse. Na Figura 5.1(b) é mostrado o banho termostático utilizado para circular água a temperatura próxima da ambiente entre o tubo a vácuo e o tubo de PVC.



(a)



(b)

Figura 5.1 – Bancada para avaliação de perdas térmicas do tubo: (a) Tubo de PVC; (b) Banho termostático.

Circula-se água, a temperatura controlada, entre o tubo a vácuo e o de PVC enquanto uma resistência elétrica, com potência constante, conhecida e controlada, aquece a água que preenche o interior do tubo a vácuo. Quando o sistema entra em regime permanente são

determinadas as temperaturas interna e externa ao tubo, e assim é possível estimar o seu coeficiente de transferência de calor.

A Figura 5.2 mostra o esquema de montagem desta bancada. Nela foram utilizados cinco sensores do tipo Pt100 classe A com ligação a quatro fios para medição das temperaturas: ambiente, da água de circulação externa e da água no interior do tubo a vácuo. Nos volumes de água interno e externo foram colocados sensores próximo ao topo e próximo ao fundo. Desta forma foi possível obter-se a temperatura média de ambos. A temperatura da água no tubo de PVC é controlada por aquecimento e refrigeração automáticos do banho termostático, com circulação em baixa velocidade. A água interna ao tubo a vácuo obtém temperatura uniforme porque o aquecedor elétrico está junto ao fundo do tubo.

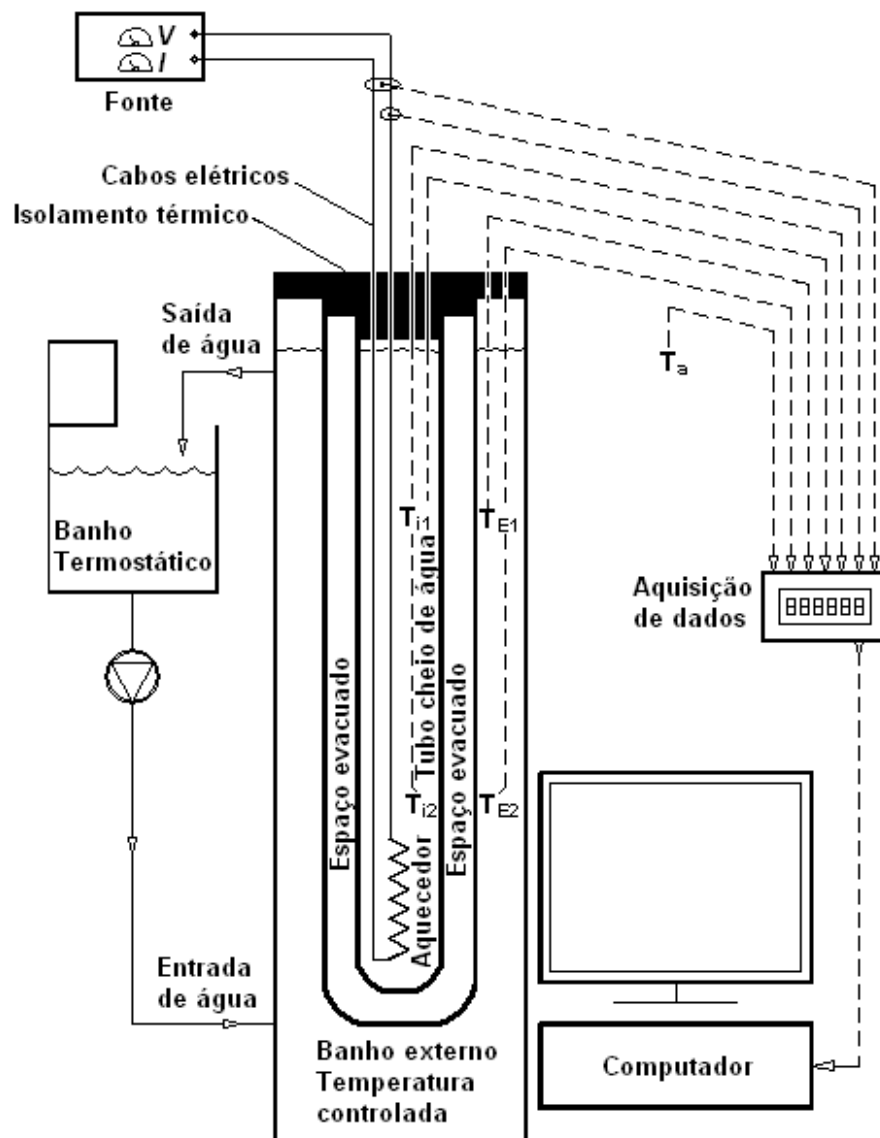


Figura 5.2 – Esquema da bancada experimental para medidas do coeficiente de transferência de calor do tubo a vácuo Fonte: adaptado de Manea *et al.*, 2010.

As medições dos sensores Pt100, da corrente e tensão sobre a resistência elétrica foram feitas 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 foi realizado mantendo-se a potência do aquecedor e a temperatura externa constantes, aguardando até que a temperatura interna se estabilize. Em regime permanente a potência dissipada no resistor será transferida ao volume de água externo através de perdas de energia térmica pelo tubo a vácuo, e ao ambiente através do topo e dos cabos. Neste momento com o balanço de energia descrito na Equação (5.1) pode-se estimar a taxa de calor trocada pelo tubo.

$$q = q_t + q_i + q_c \quad (5.1)$$

onde q é a potência elétrica dissipada pelo aquecedor, q_t é a taxa de calor transferido do tubo para o banho termostático, q_i é a taxa de calor através do isolamento no topo do tubo e q_c representa a parcela conduzida pelos cabos elétricos.

A condução de calor através do isolamento térmico no topo do tubo é estimado utilizando a lei de Fourier descrita na Equação (5.2).

$$q_i = \frac{k_i(T_i - T_a)}{l} \quad (5.2)$$

onde k_i é a condutividade térmica do material isolante, l a sua espessura, T_i a temperatura da água no interior do tubo e T_a é a temperatura do ambiente onde está a bancada.

A taxa de calor transferida pelos cabos elétricos do interior do tubo para o ambiente é pequena, porém, da ordem das perdas térmicas do tubo a vácuo para água externa, por isso foram consideradas no experimento. Os cabos foram modelados como uma aleta infinitamente longa cuja troca de calor, segundo Incropera, 1998, pode ser estimada conforme a Equação (5.3).

$$q_c = \sum_j \sqrt{h_{c_j} P_{c_j} k_{c_j} A_j} (T_i - T_a) \quad (5.3)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção do cabo com o ar ambiente, P_c é o perímetro do cabo, k_c é a condutividade térmica do cabo, A a área da secção transversal do cabo, j é o número cabos.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor utilizou-se o modelo de resistência térmica, em que os coeficientes envolvidos na troca de calor entre as superfícies podem ser representados por um único coeficiente, como mostra a Equação (5.4).

$$q_t = UA_E (T_i - T_E) \quad (5.4)$$

onde U é o coeficiente de transferência de calor, A_E é a área externa do tubo e T_E a temperatura da água externa ao tubo.

Para obter o coeficiente global de transferência de calor do tubo (U_{Lt}) basta utilizar a Equação (5.5). O coeficiente de transferência de calor obtido nos ensaios (U) é um valor muito próximo do coeficiente global de calor devido ao fato da temperatura ambiente (T_{amb}) estar muito próxima da temperatura da água no tubo de PVC (T_E).

$$U_{Lt} = U \frac{(T_i - T_E)}{(T_i - T_{amb})} \quad (5.5)$$

5.1.2 Avaliação das propriedades ópticas

A avaliação das propriedades ópticas de dois tubos a vácuo, de mesmo tamanho e com superfícies seletivas diferentes, foi feita através de um experimento que mediu a quantidade de energia solar convertida em energia térmica pelos tubos.

Preenchidos com água à temperatura próxima da temperatura ambiente, os tubos foram expostos à radiação solar durante certo período, suficiente para aquecer a água em pelo menos três graus Celsius. Nestas condições, considerou-se que a energia absorvida é totalmente utilizada no aquecimento da água e do tubo de vidro interno, já que as perdas térmicas para o ambiente podem ser desprezadas.

Com a radiação solar incidente no plano do tubo e o acréscimo de temperatura da água medidas, o produto da transmitância do vidro com a absorptância do absorvedor pode ser determinado segundo o balanço energético da Equação (5.6). Neste balanço o lado direito da equação avalia a quantidade de energia solar que foi absorvida pelo tubo evacuado. Já o lado

esquerdo avalia a quantidade de energia térmica envolvida no aquecimento da massa do tubo de vidro interno e da água que preenche o tubo a vácuo.

$$\tau\alpha(G_b A_{Ap} + G_d A_{As})t_e = (m_{Ti}C_{pv} + m_a C_{pa})(T_f - T_o) \quad (5.6)$$

onde τ é a transmitância da cobertura, α é a absorptância do absorvedor, G_b é a irradiância solar direta, A_{Ap} é a área de projeção plana do absorvedor, G_d é a irradiância solar difusa, A_{As} é a área semicircular do absorvedor, t_e é o tempo de exposição ao sol, m_{Ti} é a massa do tubo de vidro interno, C_{pv} o calor específico do vidro, m_a é a massa de água contida no tubo, C_{pa} é o calor específico da água, T_f a temperatura da água e do tubo interno ao final do tempo de exposição e T_o suas temperaturas no início do ensaio.

O coletor solar de tubos a vácuo tem a capacidade de aproveitar a radiação incidente de varias direções, inclusive da sua face posterior. Neste experimento, porém, a parcela de radiação refletida pela vizinhança que incide pela parte de trás do tubo absorvedor foi desconsiderada devido à blindagem anti-refletiva colocada atrás do referido tubo, conforme pode ser visto na Figura 5.4. Desta forma, foi considerada que a irradiância solar direta é aproveitada pela área de projeção plana do absorvedor e a irradiância solar difusa pela sua área semicircular, como apresentado por Manea *et al.*, 2010, e ilustrada no desenho esquemático da Figura 5.3.

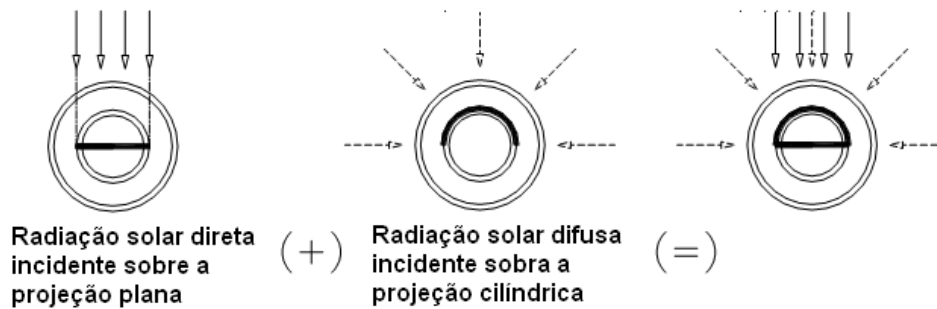


Figura 5.3 – Esquema proposto para avaliação da radiação solar incidente sobre o tubo.

A Figura 5.4 apresenta uma fotografia da bancada montada para esta avaliação. Esta bancada contou com a medição da irradiância solar direta através de um pireliômetro da marca Eppley, modelo NIP, e da irradiância solar total através de um piranômetro modelo da marca Kipp&Zonen CM11. Também foi medida a velocidade do vento durante todo o período de ensaio. Para a medição da temperatura ambiente e da água foram utilizados sensores do tipo Pt100 classe A com ligação a quatro fios. Todos os sensores foram devidamente calibrados.

A estratificação da água dentro do tubo é um problema que foi considerado quando medida a temperatura da água interna ao tubo. Para anular o efeito da estratificação, a determinação do aumento da temperatura foi realizada utilizando um recipiente mantido à temperatura ambiente, onde, ao final do tempo de exposição ao sol, a água interna do tubo foi despejada para homogeneização e consequente medição da temperatura.



Figura 5.4 – Foto da bancada para avaliação das propriedades ópticas dos tubos.

Neste ensaio os dois tubos foram preenchidos com 2,7 kg de água a temperatura ambiente e expostos à radiação solar durante 600 segundos. O ensaio teve irradiância solar direta perpendicular ao plano do coletor e com pequenas variações. Os tubos foram montados em uma estrutura com inclinação de 45°.

5.2 Ensaio do coletor

Realizaram-se neste trabalho os ensaios experimentais com um coletor de tubos de vidro a vácuo para determinação de sua constante de tempo e dos seus parâmetros de desempenho.

5.2.1 Descrição do coletor ensaiado

O coletor ensaiado, mostrado na foto da Fig. 5, possui área de abertura 1,93 m² e área total 3,04 m². O coletor é composto por vinte tubos a vácuo com superfície seletiva de nitrato

de alumínio sobre alumínio (Al-N/Al), os quais utilizam o princípio de extração de calor do tipo transferência direta.

Os tubos a vácuo são de vidro borossilicato 3.3 com espessura de 1,5 mm. Os diâmetros, interno e externo medem, respectivamente, 44 mm e 58 mm. O comprimento total do tubo de vidro é de 1800 mm, e o da superfície absorvedora é de 1713 mm. Entre os tubos concêntricos tem-se um ambiente com pressão inferior a 5×10^{-3} Pa.



Figura 5.5 – Coletor de tubos evacuados ensaiado.

O cabeçote instalado na parte superior dos tubos é revestido com uma camada de 50 mm de poliuretano expandido e possui as conexões para entrada e saída de água do coletor. Sua ligação com os tubos é selada através de um selo plástico sob pressão. Este cabeçote tem como função apenas conduzir o fluido aquecido, sem armazená-lo.

Os ensaios foram realizados com o coletor montado sobre sua própria estrutura, fornecida pelo fabricante para manter os tubos em posição conforme é comercializado e instalado na região sul do Brasil, com inclinação de 45° .

5.2.2 Determinação da constante de tempo do coletor

Foi utilizado o procedimento descrito pela norma ASHRAE 93-2003 (ASHRAE, 2003) como base para a determinação da constante de tempo (T) do coletor de tubos a vácuo. Os passos deste ensaio são os seguintes:

- Cobrir-se o coletor com uma cobertura refletora, bloqueando-o da radiação solar no seu plano;

- Ajusta-se a taxa mássica para 0,02 kg/s por metro quadrado da área de abertura;
- Ajusta-se a temperatura na seção de entrada do coletor para $\pm 1^\circ\text{C}$ da temperatura ambiente;
- A irradiância solar total deve ser maior que 790 W/m^2 ;
- Quando a diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor for menor que $0,1^\circ\text{C}$ define-se o instante t_0 , no qual se retira a cobertura refletora e inicia-se o ensaio;
- Aguarda-se o sistema entrar em regime permanente.

Segundo a norma citada, o regime permanente é alcançado no momento em que a temperatura na seção de saída do coletor variar menos que $0,05^\circ\text{C}$ por minuto. Neste momento, determina-se a diferença de temperatura da água entre as seções de saída e entrada do coletor em regime permanente. A constante de tempo é o intervalo de tempo necessário para que a diferença de temperatura entre as seções de entrada e saída do coletor atinja 63,2% do seu valor de regime permanente. As condições de manutenção do ensaio são as seguintes:

- Flutuação máxima da temperatura na seção de entrada do coletor de $0,1^\circ\text{C}$ do valor médio;
- Flutuação máxima da taxa mássica de 2 % do valor médio;
- Flutuação máxima do fluxo de radiação solar total sobre o plano do coletor de 50 W/m^2 do valor médio.

5.2.3 Ensaio externo de eficiência em regime permanente

Utilizando a bancada de ensaios e sua instrumentação descritas neste trabalho, foram realizadas medições experimentais para obter os parâmetros de desempenho do coletor solar de tubos de vidro a vácuo descrito no item 5.2.1.

Os procedimentos utilizados para o ensaio deste coletor foram baseados no método de ensaio externo de eficiência em regime permanente para coletores cobertos, descrito na norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009]. Nestes procedimentos a norma exige as seguintes condições:

- A taxa mássica deve ser ajustada para 0,02 kg/s por metro quadrado da área de abertura, caso não tenha sido definida outra vazão pelo fabricante;
- São permitidas variações na vazão entre diferentes ensaios de no máximo $\pm 10\%$;
- A velocidade do escoamento de ar sobre o coletor deve ser em (3 ± 1) m/s para garantir uma perda térmica constante provocada por convecção externa. Recomenda-se a utilização de um ventilador para geração artificial de vento;
- Devem ser obtidos pontos com ao menos quatro temperaturas de entrada do fluido espaçadas sobre o intervalo de temperatura de operação do coletor. É recomendado um ponto com temperatura média de ± 3 °C da temperatura ambiente e outro com temperatura de entrada do fluido de aproximadamente 80 °C;
- Irradiância solar total no plano do coletor deve ser superior a 700 W/m²;
- Irradiância solar difusa deve ser inferior a 30 % da irradiância solar total;
- Ângulo máximo entre a normal do plano do coletor e a incidência direta da radiação solar de 20°.

O período de ensaio para um ponto de dados em regime permanente deve incluir um período de pré-condicionamento de quatro vezes a constante de tempo (caso conhecida) ou não menos de 15 min (se não conhecida a constante de tempo), com a temperatura de entrada do fluido determinada. Somado a este, um período de medida dos dados em regime permanente de pelo menos quatro vezes a constante de tempo (caso conhecida) ou não menos de 10 min (se não conhecida).

Durante os ensaios a plataforma foi frequentemente girada apontando-se o coletor em direção à radiação direta. Com isto elimina-se o erro de leitura angular do piranômetro e mantêm-se a condição de ângulo menor que 20°, estabelecida pela norma, entre a normal do plano do coletor e a radiação solar direta.

Para garantir que o ensaio seja realizado em condições de regime permanente, a norma define os seguintes critérios de estabilidade:

- Irradiância solar total (G_t) pode variar no máximo em ± 50 W/m² do valor médio;
- A temperatura de entrada (T_e) pode variar no máximo em $\pm 0,1$ °C do valor médio;
- A temperatura ambiente (T_a) pode variar no máximo em $\pm 1,5$ °C do valor médio;
- A taxa mássica (\dot{m}) pode variar no máximo em $\pm 1\%$ do valor médio.

Os instrumentos de medição devem atender requisitos mínimos de precisão e resolução descritos abaixo:

- As temperaturas de entrada (T_e) e de saída (T_s) devem ser medidas com uma incerteza inferior a 0,1 °C e com resolução mínima de 0,02 °C;
- A temperatura ambiente (T_a) deve ser medida com uma incerteza inferior a 0,5 °C;
- A diferença de temperatura da água entre as seções de entrada e saída do coletor (ΔT) deve ser medida com um instrumento de precisão melhor que 0,05 °C;
- Piranômetro para medida da irradiância solar total (G_T) Classe I de acordo com a norma ISO 9060;
- Precisão na medida da taxa mássica (\dot{m}) de 1%;
- Precisão na medida da velocidade do vento de 0,5 m/s.

6 RESULTADOS

6.1 Calibração dos sensores

Para uma operação adequada da bancada de ensaios, os sensores para medida de temperatura ambiente, temperatura da água na seção de entrada do coletor, temperatura da água na seção de saída do coletor, o dispositivo medidor do diferencial de temperatura e o medidor de vazão, foram calibrados conforme os procedimentos descritos nos itens 4.5.

6.1.1 Calibração dos sensores de temperatura absoluta

Os sensores de temperatura absoluta inseridos na cápsula da Figura 4.6, bem como o sensor para medida de temperatura ambiente foram calibrados conforme o procedimento descrito no item 4.5.

A curva de calibração e os pontos medidos de um dos sensores do tipo Pt100 classe A, está representado na Figura 6.1. Aos pontos medidos foi aplicado o método dos mínimos quadrados para obtenção dos coeficientes da reta de ajuste, que teve um coeficiente de determinação (R^2) maior que 0,9999 para todos os sensores.

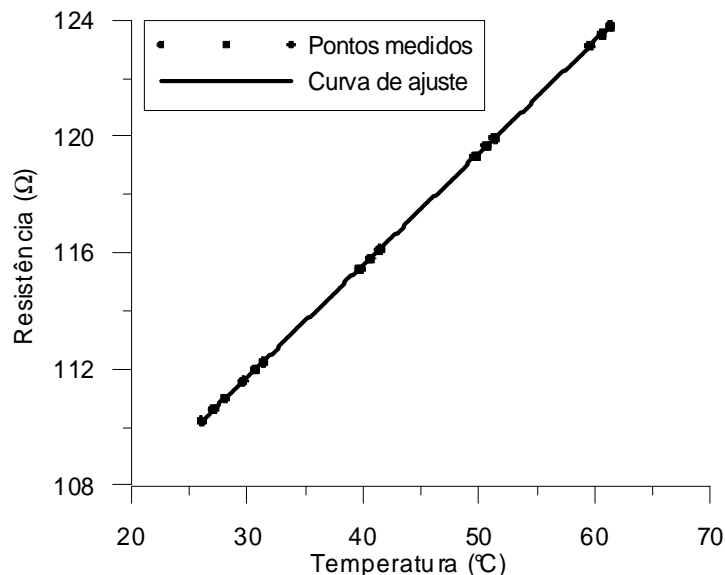


Figura 6.1 – Pontos medidos e curva de ajuste de um dos sensores de temperatura absoluta.

A incerteza na medida da resistência do equipamento de aquisição é de $0,022 \Omega$ para uma leitura de 120Ω , na escala de $1 \text{ k}\Omega$. Considerando o coeficiente de temperatura do resistor de platina de $0,385 \Omega/^{\circ}\text{C}$, a incerteza associada ao equipamento é $0,05 ^{\circ}\text{C}$.

Os termômetros utilizados na calibração têm uma incerteza na medida do valor absoluto da temperatura de $0,1^{\circ}\text{C}$. O desvio médio quadrático dos sensores calibrados foi de $0,05^{\circ}$. Desta forma a incerteza total associada às medições de calibração dos sensores para medidas de temperatura absoluta (T_w , T_e e T_s) é de $0,12^{\circ}\text{C}$, estimada a partir da Equação (4.12).

A incerteza de calibração associada aos sensores para medida do valor absoluto da temperatura da água nas seções de entrada e saída do coletor está acima da precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$ especificada pela norma.

6.1.2 Calibração do medidor de diferença de temperatura

O procedimento de calibração descrito no item 4.5, para este equipamento, foi repetido quatro vezes e para cada uma foi traçado a curva correspondente expressando a diferença de temperatura entre os sensores versus a resposta do dispositivo, para faixas de 20 a 60°C como mostra a Figura 6.2(a), correspondente a um destes procedimentos. Na Tabela A.1, Apêndice A, encontram-se os dados das calibrações. A Figura 6.2(b) mostra a variação experimental do coeficiente angular (a) com a temperatura de entrada (T_e), bem como a reta de ajuste correspondente aos quatro procedimentos experimentais.

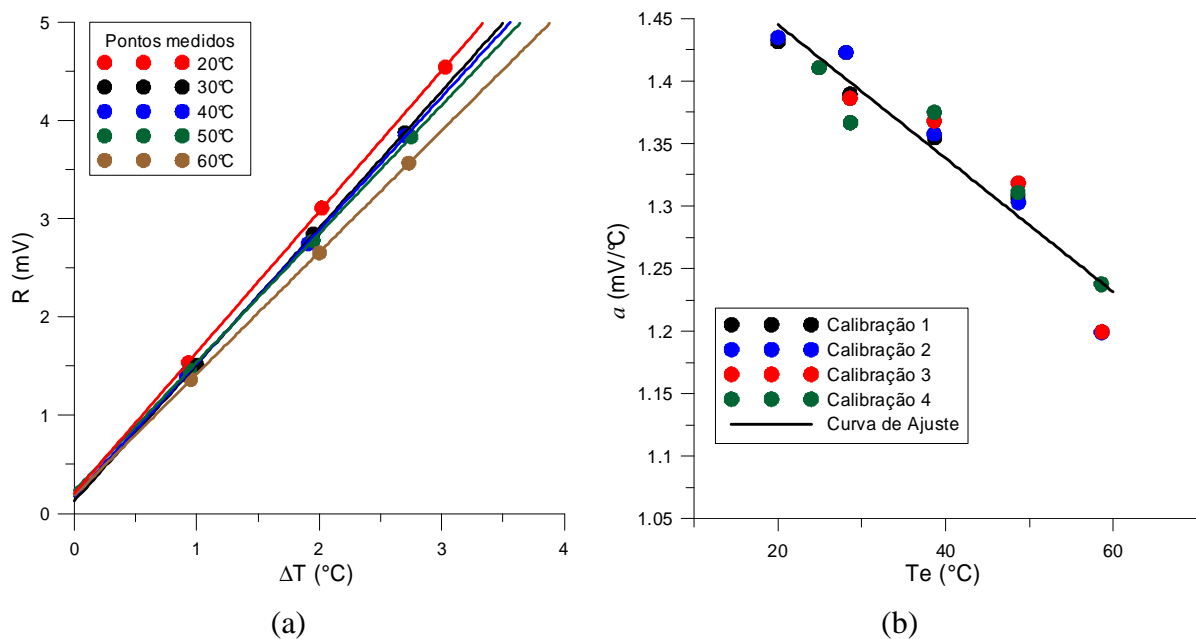


Figura 6.2 – Calibrações do circuito: (a) Pontos medidos e curvas de tendência para uma das calibrações; (b) Variação experimental do coeficiente (a) com (T_e) para os quatro procedimentos de calibração.

Uma reta que ajusta os coeficientes angulares das curvas obtidas experimentalmente com a temperatura de entrada, foi considerada para determinar o coeficiente ($a(T_e)$) das curvas de calibração dos circuitos. O coeficiente (β) foi estimado como sendo a média dos coeficientes de cada curva. Desta forma determinaram-se os coeficientes da Equação (4.11) que estão expressos nas Equações (6.1) e (6.2).

$$R_1 = (-0,004879 T_{e1} + 1,5248)\Delta T_1 + 0,2341 \quad (6.1)$$

$$R_2 = (-0,005361 T_{e2} + 1,5457)\Delta T_2 + 0,1711 \quad (6.2)$$

onde R é a resposta do dispositivo em (mV), T_e a temperatura de entrada e ΔT o diferencial de temperatura. Os índices 1 e 2 correspondem ao coletor de número 1 e ao coletor de número 2.

A incerteza da leitura de tensão realizada com um voltímetro com resolução de seis dígitos e meio, considerando a sensibilidade média do dispositivo de $1,3\text{mV}/^\circ\text{C}$, é de $0,005^\circ\text{C}$.

A incerteza associada à medida da diferença de temperatura foi considerada igual à resolução do termômetro de $0,01^\circ\text{C}$, pois como o mesmo termômetro foi utilizado para medir as duas temperaturas, a incerteza associada à diferença entre elas depende apenas da linearidade de expansão do mercúrio, da capilaridade do tubo de vidro e do posicionamento da escala impressa no termômetro de vidro. Aplicando a equação de resposta do dispositivo nos pontos medidos obteve-se um desvio médio quadrático de $0,04^\circ\text{C}$, que foi considerado como sendo a incerteza devido ao ajuste das curvas dos coeficientes.

Com estas considerações o dispositivo tem uma incerteza de calibração na medida da diferença de temperatura entre os sensores, estimada com a Equação (4.12), de $0,04^\circ\text{C}$.

Durante os ensaios de eficiência do coletor de tubos percebeu-se uma proximidade entre o (ΔT) medido pela ponte e o estimado pela diferença entre as temperaturas absolutas ($T_s - T_e$). Uma diferença máxima de $0,06^\circ\text{C}$ entre os valores médios foi encontrada.

O circuito composto de fonte e ponte de Kelvin modificada apresentou um resultado satisfatório e de acordo com o esperado para a faixa de operação a que se destina. O conjunto de circuito e sensores atende às especificações da norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009], permitindo medições de diferenças de temperatura com uma incerteza inferior a $0,05^\circ\text{C}$.

6.1.3 Calibração do medidor de vazão

O procedimento descrito no item 4.5 para a calibração do sensor de medida de vazão foi realizado três vezes, tomando-se quatro pontos de medida distribuídos na sua faixa de operação. Obtiveram-se os pontos e a curva de calibração representada na Figura 6.3.

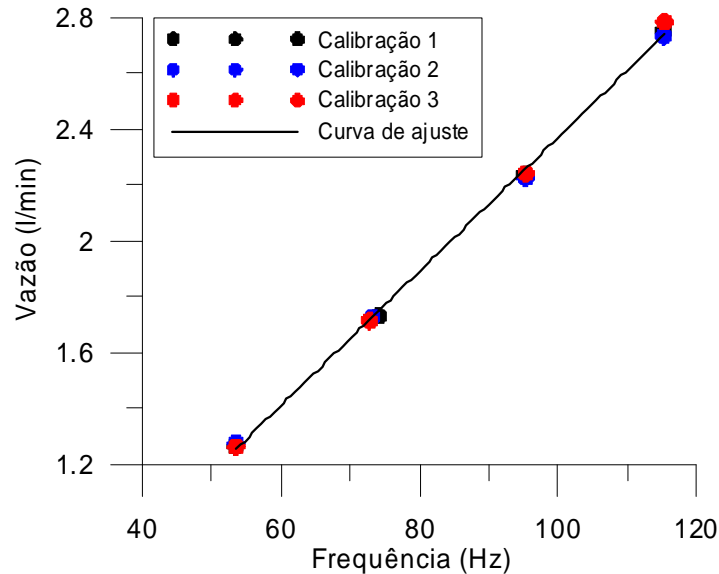


Figura 6.3 – Pontos de calibração e curva de ajuste do medidor de vazão.

A resposta do dispositivo variou linearmente com a vazão, desta forma, uma reta com os coeficientes estabelecidos na Equação (6.3) foi o melhor ajuste, com coeficiente de determinação (R^2) maior que 0,998.

$$V = 0,02399F - 0,02987 \quad (6.3)$$

onde V é a vazão em (l/min) e F é a frequência de resposta em (Hz).

A incerteza de ajuste da curva é 0,02 l/min = 0,0003 kg/s considerando a massa específica da água igual a 1000 kg/m³. As incertezas relacionadas às medidas de massa e do tempo transcorrido são respectivamente 10g e 2s, o que ocorre em uma incerteza na medida da vazão de 0,0001 kg/s, considerando a massa específica da água igual a 1000 kg/m³. O equipamento de medida traz uma incerteza na medida de frequência de 0,01% do valor da leitura, o que resulta em uma incerteza de 0,000005 kg/s na medida de 120Hz.

A incerteza total de calibração do medidor de vazão, estimada com combinação destas incertezas utilizando a Equação (4.12), é de 0,0003 kg/s. Nos ensaios realizados neste trabalho

com o coletor de tubos utilizou-se a taxa mássica média de 0,0386 kg/s, sendo assim, a incerteza percentual do sensor associada a estas medidas é de 0,7 %, inferior à exigida pela norma.

6.2 Ensaio do tubo

Os resultados dos ensaios de avaliação do coeficiente de transferência de calor e das propriedades ópticas realizados com dois tubos a vácuo de superfícies seletivas diferentes, apresentados no item 5.1, estão descritos a seguir.

6.2.1 Avaliação do coeficiente de transferência de calor

Utilizando o procedimento experimental descrito no item 5.1.1 analisou-se o coeficiente de transferência de calor de dois tubos a vácuo com superfícies seletivas diferentes e dimensões conforme a Figura 6.4. Um dos tubos, descrito como Tubo 1, possui uma superfície seletiva do tipo Al-N/SS/Cu, na qual a camada absorvedora é depositada sobre uma camada de cobre. Já o Tubo 2, possui uma superfície seletiva do tipo Al-N/Al, na qual a camada absorvedora é depositada sobre uma camada de alumínio, como ilustra a Figura 6.5.

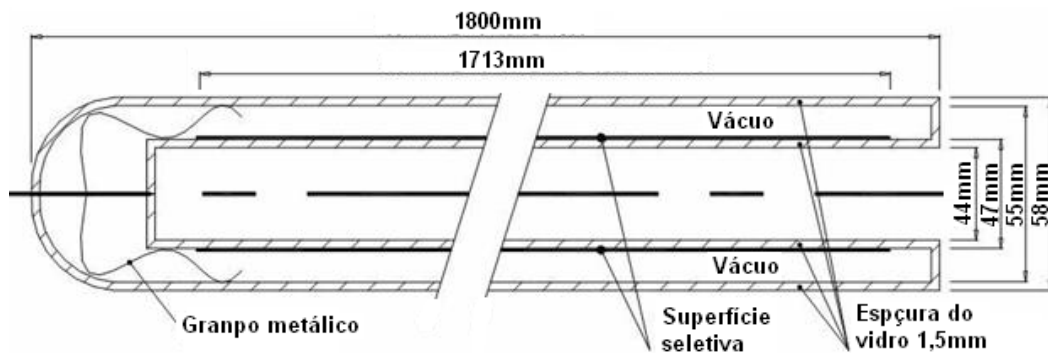


Figura 6.4 – Dimensões dos tubos ensaiados.



Figura 6.5 – Foto do interior dos tubos.

A Tabela 6.1 e a Tabela 6.2 apresentam os resultados obtidos em três ensaios realizados com o Tubo 1 e o Tubo 2, respectivamente. No Ensaio 1 as potências elétricas dos aquecedores foram mantidas aproximadamente iguais nos dois tubos. No Ensaio 2 regularam-se as potências elétricas procurando obter temperaturas internas próximas nos dois tubos. O Ensaio 3 foi semelhante ao segundo, porém, com temperaturas internas maiores.

Tabela 6.1 – Resultados do ensaio de perdas térmicas para o Tubo 1.

Tubo 1							
Ensaio	T_i (°C)	T_E (°C)	$(T_i - T_E)$	q (W)	q_t (W)	UA_E (W/°C)	T_a (°C)
1	69,9	30,4	39,5	5,0	3,7	0,093	31,8
2	56,4	25,4	31,0	3,3	2,3	0,075	29,0
3	66,2	25,0	41,2	5,0	3,4	0,083	20,5

Tabela 6.2 – Resultados do ensaio de perdas térmicas para o Tubo 2.

Tubo 2							
Ensaio	T_i (°C)	T_E (°C)	$(T_i - T_E)$	q (W)	q_t (W)	UA_E (W/°C)	T_a (°C)
1	58,8	30,4	28,4	5,0	4,1	0,143	31,8
2	54,8	25,7	29,1	5,0	4,1	0,141	29,0
3	66,7	24,9	41,8	7,5	5,9	0,140	20,5

Comparando os valores da multiplicação do coeficiente de transferência de calor (U) com a área externa do tubo (A_E), ou seja, as colunas “ UA_E ” destas tabelas, observa-se que em todos os ensaios o tubo com superfície seletiva de três camadas (Tubo 1) obteve um desempenho térmico superior ao outro. Este resultado sugere que o coletor composto por este tipo de tubo opera com menor troca de calor com o ambiente.

Budihardjo *et al.*, 2002, com o propósito de obter parâmetros para modelagem numérica do escoamento interno ao tubo realizaram um ensaio com o mesmo intuito. Estes montaram um experimento onde o tubo é preenchido com água aquecida e exposto a um ambiente de laboratório com temperatura ambiente controlada por um condicionador de ar. Os resultados obtidos por estes autores para uma diferença entre a temperatura ambiente e a da água interna ao tubo entre 25-65°C, foi respectivamente de 0,084-0,106 (W/°C) para tubos de boa qualidade e 0,114-0,144 (W/°C) para os de menor qualidade.

Este experimento pode ser utilizado futuramente para obtenção de parâmetros de simulação numérica como foi feito pelos autores citados, bem como para comparação entre tubos de diferentes tecnologias.

6.2.2 Avaliação das propriedades ópticas

A propriedade óptica $\tau\alpha$ (o produto da transmitância da cobertura de vidro com a absortância da superfície seletiva) de dois tubos a vácuo, com superfícies seletivas diferentes, foi avaliada através dos procedimentos experimentais descritos no item 5.1.2.

Durante o ensaio a irradiância solar total média no plano do coletor foi de $927,8 \text{ W/m}^2$, enquanto a irradiância solar direta média foi de $770,5 \text{ W/m}^2$. Inicialmente a água estava à temperatura de $32,1 \text{ }^\circ\text{C}$ nos dois tubos, e após a exposição de 600 segundos à radiação solar, os tubos foram retirados do sol e seus conteúdos internos derramados em dois tanques, onde se determinaram as temperaturas de mistura de $35,5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $35,3 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente para os tubos 1 e 2. Nestas condições as perdas térmicas podem ser consideradas nulas, pois as temperaturas dos tubos absorvedores estavam muito próximas da temperatura ambiente de $33,8^\circ\text{C}$.

Utilizando-se a Equação (5.6) e os dados de área de projeção plana do tubo absorvedor $A_{Ap} = 0,0805 \text{ m}^2$ ($1,713 \text{ m} \times 0,047 \text{ m}$), área de semicircunferência do tubo absorvedor $A_{As} = 0,126 \text{ m}^2 = (1,713 \text{ m} \times \pi \times 0,047 \text{ m} / 2)$, massa do tubo de vidro interno, $m_{Ti} = 0,9 \text{ kg}$, massa de água $m_a = 2,7 \text{ kg}$, calor específico da água $C_p \cong 4186 \text{ J/kgK}$ e calor específico do vidro $C_{pv} \cong 784 \text{ J/kgK}$, obtiveram-se os resultados: $\tau\alpha = 0,83$ para o Tubo 1 (com superfície seletiva Al-N/SS/Cu) e $\tau\alpha = 0,78$ para o Tubo 2 (com superfície seletiva Al-N/Al).

Mesmo com os valores de $\tau\alpha$ similares, os resultados apresentaram uma diferença entre a eficiência óptica dos tubos. Esta diferença pode indicar que o coletor que utiliza o Tubo 1 tenha propriedades ópticas superiores ao que utiliza o Tubo 2.

Assim como o ensaio para obtenção do coeficiente de transferência de calor, este experimento pode ser utilizado futuramente para obtenção de parâmetros de simulação numérica, bem como para comparação entre tubos de diferentes tecnologias.

6.3 Ensaio do coletor

Estão descritos nos itens a seguir os resultados dos ensaios experimentais para obtenção da constante de tempo e dos parâmetros de desempenho realizados com o coletor de tubos de vidro a vácuo.

6.3.1 Constante de tempo

A determinação da constante de tempo foi realizada seguindo o procedimento descrito no item 5.2.2.

O gráfico da Figura 6.6 mostra a evolução da temperatura da água na seção de saída do coletor mantendo-se a temperatura de entrada e vazão constantes, e com a irradiância solar com poucas variações.

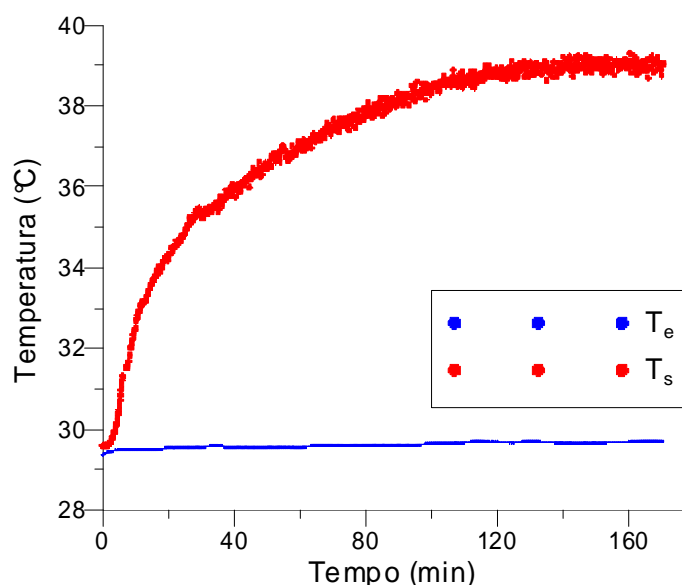


Figura 6.6 – Temperaturas da água nas seções de entrada e saída do coletor durante o ensaio para determinação da constante de tempo.

O valor da constante de tempo do coletor de tubos de vidro a vácuo ensaiado foi de 40 minutos. Este valor é muito superior ao da maioria dos coletores planos, o que indica que para atingir o regime permanente ele necessita de um tempo mais longo.

O ponto de regime permanente nestes coletores depende fundamentalmente da estabilização do termossifão que ocorre com a água contida nos tubos. O alto valor da constante de tempo indica uma alta inércia térmica deste coletor, que ocorre devido, principalmente, à quantidade de água contida no interior dos tubos.

6.3.2 Ensaio externo de eficiência em regime permanente

Realizaram-se as medidas de dezesseis pontos de eficiência térmica do coletor de tubos a vácuo utilizando os procedimentos descritos no item 5.2.3. O ensaio estendeu-se, entre

os meses de novembro de 2011 a janeiro de 2012, por um período de três meses e vinte dias.

O período de ensaio foi bastante extenso se comparado ao necessário para ensaiar um coletor plano comum. Isto porque a grande parte dos coletores planos tem uma constante de tempo inferior a 15 minutos, ou seja, a estabilidade do regime permanente ocorre muito antes do coletor de tubos a vácuo ensaiado neste trabalho.

A condição descrita pela norma brasileira NBR 15747-2, de manter um período de medidas igual a quatro vezes a constante de tempo em regime permanente é impraticável com o tipo de coletor utilizado neste trabalho, devido às grandes variações das condições meteorológicas durante este longo período, principalmente da radiação solar.

Tendo isto em vista, foi considerado, para obtenção de cada ponto, um período igual a duas vezes a constante de tempo do coletor somado a um período de 15 minutos para obtenção da média dos dados. Observou-se durante o período de cada ensaio uma evolução assintótica da temperatura da água na seção de saída do coletor em direção à temperatura de estabilização, como o que ocorre no gráfico da Figura 6.6. Também se observou a condição de variação na temperatura da água na seção de saída do coletor menor que $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$, para garantir o regime permanente.

A Figura 6.7 mostra graficamente os pontos de eficiência obtidos em regime permanente, cujos valores estão presentes na Tabela B.1 do apêndice B. A estes foi aplicado o método dos mínimos quadrados para obtenção da reta de ajuste.

Os desvios máximos e mínimos que ocorreram durante o período de uma constante de tempo para cada ponto de eficiência estão compreendidos dentro daqueles exigidos pela norma, descritos no item 5.2.3.

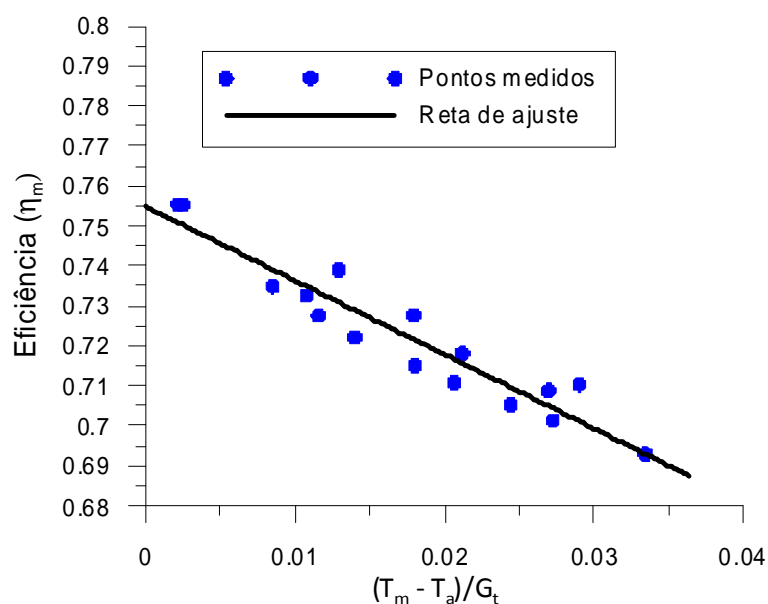


Figura 6.7 – Curva de eficiência do coletor de tubos a vácuo.

A reta de ajuste representa o modelo da eficiência do coletor representado pela Equação (3.5). Os parâmetros obtidos através da reta de ajuste feita com os pontos experimentais são: $F'(\tau\alpha)_e = 0,755$ e $F'U_L = 1,848$.

Segundo o fabricante deste coletor os parâmetros da curva de desempenho citados são $F'(\tau\alpha)_e = 0,765$ e $F'U_L = 1,660$. A certificação deste coletor foi realizada por um laboratório europeu acreditado pela “*Solar Rating and Certification Corporation*” para ensaios de coletores solares. Este laboratório utilizou o método Quase Dinâmico (QDT), descrito pela norma europeia EN 12975-2 [CEN, 2006], o qual também é descrito pela norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009] para caracterização deste coletor. Este método de ensaio permite avaliar o coletor operando em regime transiente. Desta forma, traz uma aceitabilidade de condições climáticas muito mais abrangentes que o método em regime permanente. Sua abrangência é tamanha que o fato de haver cobertura completa de nuvens durante o ensaio não o invalida. Com isto é possível obter o desempenho de coletores em um intervalo de tempo muito menor [Kratzenberg, 2005].

Fisher *et al.*, 2001, ensaiaram nove coletores com os métodos QDT e SST e encontraram pequenas diferenças entre os coeficientes, para um mesmo coletor. A diferença entre o coeficiente $F'(\tau\alpha)_e$ foi atribuída ao fato de que o ângulo de incidência médio durante o ensaio SST ter sido maior do que no QDT. Com relação ao coeficiente e $F'U_L$ não houve significativa diferença entre os métodos.

Porém, neste trabalho houve uma significativa diferença entre o coeficiente de perdas térmicas. O valor mais alto deste coeficiente significa que houve maior troca de calor com o meio externo. Este fato pode ter ocorrido pela diferença entre as condições meteorológicas que envolvem os ensaios. O método QDT é realizado em grande parte do tempo com céu parcialmente encoberto e encoberto, ao contrário do ensaio SST que é necessariamente realizado com céu claro. Isto implica em uma diferença da temperatura equivalente do céu entre estes métodos, o que pode ser um fator relevante para este tipo de coletor, já que sua perda de calor se dá em grande parte por radiação térmica.

6.3.3 Incerteza experimental na determinação da eficiência

A seguir são determinadas as incertezas experimentais das grandezas envolvidas na medição da curva de eficiência do coletor solar de tubos de vidro a vácuo. Para isto, são analisadas as seguintes grandezas: irradiância, taxa mássica, temperatura ambiente, área do coletor e diferença de temperatura entre a saída e a entrada do coletor, levando-se em

consideração as incertezas decorrentes da instrumentação.

As incertezas consideradas para análise da incerteza da eficiência são aquelas obtidas através da calibração dos instrumentos, conforme descrito nos itens anteriores. Os instrumentos utilizados para as análises realizadas nesse trabalho permitem obter as seguintes grandezas com suas respectivas imprecisões:

- Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor, ΔT , $\pm 0,04$ °C;
- Taxa mássica do fluido através do coletor, \dot{m} , $\pm 0,0003$ kg/s;
- Temperatura ambiente, de entrada e saída (T_a , T_e e T_s) $\pm 0,12$ °C;
- Área do coletor, A_c , $\pm 0,01$ m²;
- Irradiância solar total, G_t , $\pm 3\%$.

Cada ponto de ensaio na determinação da eficiência térmica foi relacionado com sua respectiva incerteza, definida pela equação (6.4). A incerteza para todos os pontos foi inferior a $\pm 3\%$.

$$\frac{\sigma_{\eta}}{\eta} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{A_a}}{A_a}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{G_t}}{G_t}\right)^2} \quad (6.4)$$

onde σ_i é a incerteza de medida associada a grandeza do denominador i .

6.3.4 Comparação da curva do coletor ensaiado com as curvas de coletores planos

Os fabricantes de coletores participantes do programa brasileiro de etiquetagem do INMETRO submetem seus produtos à avaliação de eficiência. Regularmente este órgão divulga resultados de ensaios de inúmeros coletores, apresentando seus coeficientes de desempenho. A tabela mais atual ainda não traz resultados de coletores de tubos a vácuo como o ensaiado neste trabalho, desta forma, julgou-se interessante avaliar em qual ponto estaria este coletor se comparado aos comercializados e etiquetados no Brasil.

A Figura 6.8 mostra a curva de eficiência de dois coletores planos, obtida a partir da tabela mais atual publicada pelo INMETRO, e também, a do coletor de tubo a vácuo obtida neste trabalho. O coletor “A”, possui um dos melhores desempenhos quanto às perdas térmicas dentre os publicados pelo órgão citado, já o coletor “B”, com coeficientes

intermediários, é um coletor de marca brasileira e bastante vendido no Brasil. Ambos coletores planos são cobertos, construídos com aletas e tubos metálicos, e possuem área de abertura próxima ao do coletor de tubos apresentado neste trabalho. A Tabela 6.3 traz alguns dados dos coletores comparados.

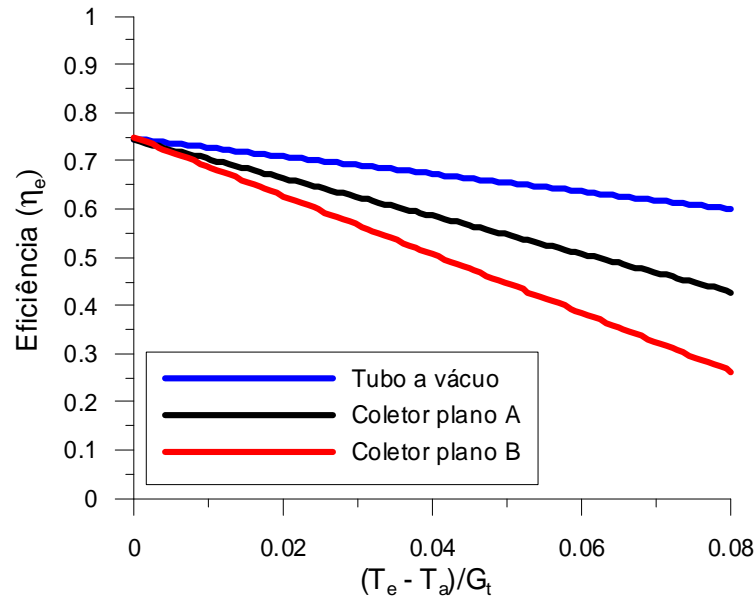


Figura 6.8 – Comparação das curvas de eficiência, baseada na área de abertura do coletor de tubos a vácuo e dois coletores planos.

Tabela 6.3 – Dados dos coletores comparados.

Coletor	$F_R(\tau\alpha)_e$	$F_R U_L$	A_a (m ²)	Superfície absorvedora		Pressão máxima (kPa)	Preço (R\$)
				Material	Camada		
A	0.749	3.868	1.94	Cobre	Cromo (negro)	600	1300
B	0.749	6.074	2.00	Alumínio	Tinta escura	400	700
Tubo a vácuo	0.746	1.826	1.93	Vidro	Al-N/Al	-	1500

6.4 Classificação do coletor segundo procedimentos do INMETRO

O programa de etiquetagem descrito pelo INMETRO, 2011, classifica os coletores solares de A a E, conforme os valores da sua produção mensal específica de energia (PMEE), como mostra a Tabela 6.4. O cálculo deste parâmetro é feito segundo a Equação (6.5).

$$PMEE = \frac{P_{men}}{A_G} \quad (6.5)$$

onde P_{men} é a produção mensal de energia do coletor e A_G a sua área de projeção plana total.

Tabela 6.4 – Valores de referência de produção mensal específica de energia para classificação de coletores solares.

Classe	PMEe (kW/mês.m ²)
A	80,3 < PMEe
B	73,3 < PMEe ≤ 80,3
C	66,3 < PMEe ≤ 73,3
D	59,3 < PMEe ≤ 66,3
E	52,3 < PMEe ≤ 59,3

A produção mensal de energia é estimada segundo a Equação (6.6).

$$P_{men} = \frac{30}{3600} \eta_{méd} K_{\theta_{méd}} H A_a \quad (6.6)$$

onde $\eta_{méd}$ é a eficiência média do coletor, $K_{\theta_{méd}}$ é o fator de correção para o ângulo de incidência médio, H (considerada igual a 17,6 MJ/m²) é a radiação solar total incidente na área de abertura do coletor em um dia padrão, e A_a é a área de abertura do coletor.

A eficiência média do coletor é a razão entre a integral de zero a x' da sua curva de eficiência por x' como mostra a equação (6.7).

$$\eta_{méd} = \frac{\int_0^{x'} \eta(x) dx}{x'} \quad (6.7)$$

onde x' corresponde a um ponto fixo de operação considerado igual a 0,044 e $\eta(x)$ é a reta de eficiência do coletor.

O valor médio do fator de correção para o ângulo de incidência, em um coletor de tubos a vácuo, é aquele associado ao ângulo de 50°, se maior que 1 deve ser considerado igual a 1.

Aplicando-se os cálculos do procedimento de etiquetagem do INMETRO para o coletor de tubos a vácuo ensaiado obtêm-se um valor de PMEe igual a 66,5 (kW/mês.m²), classificando-o como um coletor de classe C.

Pode parecer curioso que um coletor de alto desempenho tenha uma classificação inferior que determinados coletores planos convencionais. A principal razão para isso é a escolha da área total, e não da área de abertura, como referência para estimar a PMEe. Tendo em vista que a área total dos coletores de tubos a vácuo é maior, devido ao espaçamento entre

os tubos, do que coletores planos que possuem a mesma área de abertura. Para visualizar claramente esta diferença, a Figura 6.9 apresenta a eficiência dos mesmos coletores comparados no item anterior com base na área total.

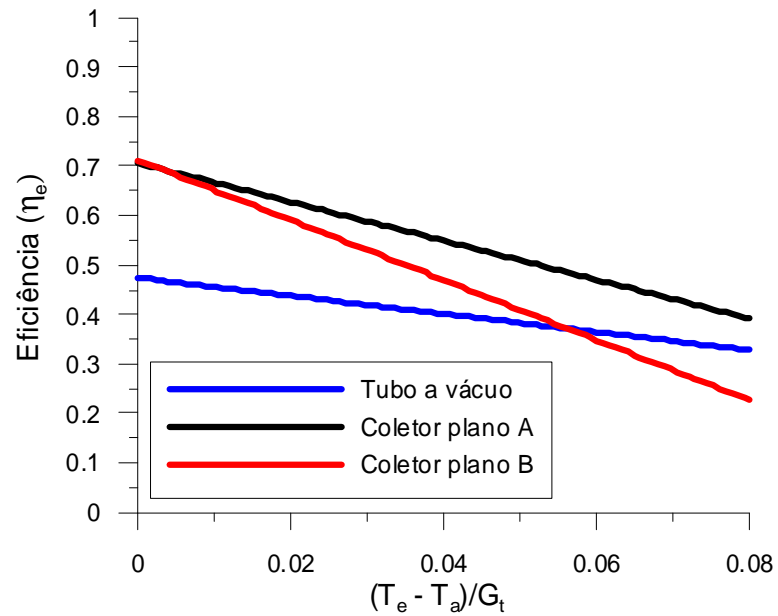


Figura 6.9 - Comparação das curvas de eficiência, baseada na área total do coletor de tubos a vácuo e dois coletores planos.

7 CONCLUSÕES

Foi projetada e construída no LABSOL-UFRGS uma bancada para ensaios de coletores solares com base na norma brasileira NBR 15747-2 [ABNT, 2009]. Esta bancada foi construída com o intuito de possibilitar o ensaio, principalmente, de coletores de tubos de vidro a vácuo. A crescente penetração deste tipo de coletor no mercado brasileiro e mundial, devido principalmente a grande escala de produção pela China, torna-o importante objeto de estudos. O domínio deste tipo de coletor no aquecimento de água para consumo doméstico é iminente, por isso a compreensão deste tipo de tecnologia é fundamental.

Foi desenvolvido um circuito baseado na ponte de Kelvin para medir o diferencial de temperatura no coletor que apresentou um resultado satisfatório. Após a realização dos ensaios de calibração e análise da propagação de erros, foi possível determinar que o conjunto de circuito e sensores atende às especificações da norma brasileira NBR 15747-2, permitindo medições de diferenças de temperatura com uma incerteza inferior a 0,05 °C.

Um coletor de tubos de vidro a vácuo com extração de calor do tipo “transferência direta” foi avaliado. Utilizando a bancada descrita traçou-se sua curva de eficiência e determinaram-se seus parâmetros de desempenho. Seu ensaio foi realizado sob condições de regime permanente (SST), ao contrário do ensaio transiente (QDS) realizado pelo laboratório que o certificou. Em virtude da diferença entre as condições dos ensaios, o parâmetro que traz a característica quanto às perdas térmicas do coletor obtido neste trabalho e àquele fornecido pelo fabricante diferiram. Verificou-se também que a condição de tempo de ensaio em regime permanente, descrita na norma brasileira, é de difícil aplicação para este tipo de coletor devido sua alta inércia térmica.

Foram comparadas as curvas de eficiência de dois coletores planos, retiradas da tabela de etiquetagem disponibilizada pelo INMETRO, com a curva do coletor de tubos a vácuo obtida neste trabalho. Nesta comparação ficou claro o melhor desempenho do coletor de tubos, quando levado em consideração a área de abertura, em pontos de operação onde a diferença entre a temperatura no interior do coletor e a ambiente são maiores.

Foi realizado um cálculo estabelecido pelos procedimentos do INMETRO para estimar a produção mensal específica de energia para o coletor ensaiado (PMEe). Este valor é utilizado por este órgão como parâmetro para classificação de coletores solares. Nesta avaliação observou-se que o coletor ensaiado teve uma classificação C em uma escala de A a E. Concluiu-se que o fato de um coletor com isolamento a vácuo e superfície seletiva ter uma classificação inferior a coletores de construção mais simples é devido, principalmente, a

consideração da área total para estimativa da PMEe.

O elemento central deste tipo de coletor, o tubo, foi submetido a ensaios para avaliação do coeficiente de transferência de calor e de suas propriedades ópticas. Os resultados mostraram uma diferença entre os tubos com superfícies seletivas de (Al-N/Al) e (Al-N/SS-Cu), tendo o último obtido desempenho melhor. A metodologia experimental desenvolvida para estas avaliações se mostrou adequada tendo em vista a concordância dos resultados encontrados na literatura e os obtidos neste trabalho. As metodologias desenvolvidas são de possível uso para obtenção de parâmetros para modelagem do coletor tubular.

7.1 Trabalhos futuros

Um dos pontos críticos dos ensaios de eficiência em coletores solares é a manutenção da temperatura da água na seção de entrada. Quanto a isto a bancada mostrou uma boa operação em temperaturas até 70 °C, porém, não alcançou uma estabilidade de $\pm 0,1$ °C (estabelecida pela norma brasileira) acima desta temperatura. Isto ocorreu porque o tanque, a esta temperatura troca calor com o meio com mais intensidade, resfriando-se mais rapidamente durante o ensaio. Portanto, um aperfeiçoamento no controle de temperatura da bancada é sugerido como um trabalho futuro.

Em coletores que não possuem isolamento a vácuo a perda térmica referente à troca de calor convectiva entre a cobertura e o ar ambiente é mais relevante. Devido a isto, se sugere a instalação de um sistema de ventilação controlada na bancada, onde a condição de velocidade do vento de $(3 \text{ m/s} \pm 1)$, estabelecida pela norma brasileira pode ser satisfeita.

Um aspecto que pode ser abordado em trabalhos futuros é a relação entre a circulação natural que ocorre no interior do tubo de vácuo e o desempenho térmico destes coletores, por meio de análises numéricas e experimentais que permitam aprofundar a compreensão do comportamento destes coletores. Além disso, coletores de tubos a vácuo que utilizam outras formas de extração de calor, como os de tubo de calor e tubo em “U” também devem ser avaliados.

O método (QDS) traz algumas vantagens sobre o (SST), como por exemplo, o tempo de ensaio muito mais curto e o fato de que neste ensaio o coletor opera sob inúmeras condições de tempo, o que é mais representativo a realidade. Para trabalhos futuros sugere-se uma investigação sobre a utilização deste método e sua possível aplicação no LABSOL, sob a bancada construída neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 15747-2 - Sistemas Solares Térmicos e Seus Componentes - Coletores Solares Parte 2 - Métodos de Ensaio**, Rio de Janeiro, 2009.

Aita, F. **Estudo do Desempenho de um Sistema de Aquecimento de Água por Energia Solar e Gás**, Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE 93-2003 - Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**, Atlanta, 2003.

Beachcroft, J. E. **Instrument Technology**. Butterworths, Londres, v. 2, 1985.

Budihardjo, I.; Morrison, G. L.; Behnia, M. **Performance of a Water-in-Glass Evacuated Tube Solar Water Heater**. Proceedings of Solar 2002 – Australian and New Zealand Solar Energy Society. Sydney, 2002.

Budihardjo, I.; Morrison, G. L.; Behnia, M. Natural Circulation Flow Through Water-in-glass Evacuated Tube Solar Collectors. **Solar Energy**, v. 81, p. 1460–1472, 2007.

Cabanilhas, R. E.; Estrada, C. A.; Avila, F. A Device for Measuring the Angular Distribution of Incident Radiation on Tubular Solar Collectors. **Renewable Energy**, v. 6, p. 843 -847, 1995.

CEN. European Committee for Standardization. **EN 12975-2 - Thermal Solar Systems and Components - Solar collectors**. Bruxelas, 2006.

Duffie, J. A.; Beckman, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. Wiley, New York, 1991.

Fisher, S.; Müller-Steinhagen, H.; Peres, B.; Bergquist, P. **Collector Test Method Under Quasi-dynamic Conditions According to the European Standard EN 12975-2**. ISES - Solar World Congress. Adelaide, 2001.

IEA. International Energy Agency. **Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2009**, Gleisdorf, 2011.

IEC. International Electrotechnical Commission. **IEC 60751 - Industrial Platinum Resistance Thermometer Sensors**. Genebra, 1995.

Incropera, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. LTC, Rio de Janeiro, 1998.

INMETRO. Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Regulamento Técnico da Qualidade para Sistemas e Equipamentos de Aquecimento Solar de Água**. Rio de Janeiro, 2011.

ISO. International Standard Organization. **Test Methods for Solar Collectors - Part 1 - Thermal Performance of Glazed Liquid Heating Collectors Including Pressure Drop.** Genebra, 1994.

Kratzenberg, M. G. **Método para Avaliação de Incertezas de Ensaios de Coletores Solares Baseados nas Normas CEN 12975 e ISSO 9806.** Dissertação de mestrado, POSMCI, UFSC, Florianópolis, 2005.

Lafay, J-M. S. **Análise Energética de Sistemas de Aquecimento de Água com Energia Solar e Gás.** Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2005.

Lalla, N. **Cocina Solar de Alto Rendimiento con Aplicación de Tubo Evacuado Selectivo y Concentrador CPC.** **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, 2011.

Manea T. F.; Rosa F.; Perin A. e Krenzinger A. Dispositivo para Medir o Diferencial de Temperatura em Coletores Solares para Aquecimento de Água. **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, v. 15, p. 08.61 - 08.66, 2011.

Manea T. F.; Rosa F.; Perin A. e Krenzinger A. Determinação de Parâmetros de Desempenho para Coletores Solares Tubulares a Vácuo. **IV Conferência Latino Americana de Energia Solar**, Cuzco, Peru, 2010.

Menezes, R. C. **Análise Numérica e Experimental do Escoamento Interno de um Coletor Solar Plano.** Dissertação de mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

Morrison, G. L.; Budihardjo, I.; Behnia, M. Water-in-glass Evacuated Tube Solar Water Heaters. **Solar Energy**, v. 76, p. 135–140, 2004.

Pozzebon, F. B. **Aperfeiçoamento de um Programa de Simulação Computacional para Análise de Sistemas Térmicos de Aquecimento de Água.** Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto alegre, 2009.

Rosa F. N.; Manea T.F., Krenzinger A.; Cardoso I. A. Projeto e Construção de uma Bancada de Testes para Coletores Solares no LABSOL-UFRGS. **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, (2011).

Sharma, S. D.; Iwata, T.; Kitano, H.; Sagara, K. Thermal performance of a solar cooker based on an evacuated tube solar collector with a PCM storage unit. **Solar Energy**, v. 78, p. 416-426, 2005.

Siqueira, A. M. O. **Desenvolvimento de um programa de simulação computacional de sistemas de aquecimento solar para água.** Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2003.

Zhiqiang, Y. Development of solar thermal systems in China. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, v. 86, p. 427–442, 2005.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AGILENT. **User's Guide, Agilente 34970A, Data Acquisition / Switch Unit**, 2003.

APRICUS GLOBAL. Site oficial da empresa – www.apricus.com – acessado em janeiro de 2012.

BAOQUANG. Site oficial da empresa – www.cnbg-solar.com – acessado em janeiro de 2012.

Junior, I. L. **Estudo de um Sistema de Aquecimento de Água Híbrido Gás-Solar**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2000.

Savicki, D. L. **Análise Numérica Tridimensional e Investigação Experimental do Comportamento Térmico e Hidrodinâmico de Reservatórios Térmicos Cilíndricos**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2007.

SOLARES. Site oficial da empresa – www.solares-online.com.br - acessado em janeiro de 2012.

Suying Yan, R. T. W. Y. S. L. I. Flow Structure in a Water-in-Glass Evacuated Tube Solar Water Heater. **National Natural Science Foundation** , 2010.

Zhang, X. R.; Yamaguchi, H. An Experimental Study on Evacuated Tube Solar Collector. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 1225–1233, 2008.

Zilles, R. **Comparação Experimental de Testes de Coletores Solares Planos com Simulador e com Radiação Solar**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 1987.

APÊNDICE A – Tabelas das calibrações dos sensores

Tabela A.1 – Dados das calibrações do circuito para medir a diferença de temperatura.

Calibração 1					
Ponte 1-2			Ponte 3-4		
T_e	$a(T_e)$	β	T_e	$a(T_e)$	β
20	1,4314	0,2085	20	1,4428	0,1970
28,6	1,3896	0,1275	28,6	1,3897	0,1030
38,7	1,3545	0,1748	38,7	1,3605	0,1349
48,65	1,3070	0,2333	48,65	1,3096	0,1600
58,6	1,1518	0,4155	58,6	1,1488	0,3434
Calibração 2					
Ponte 1-2			Ponte 3-4		
T_e	$a(T_e)$	β	T_e	$a(T_e)$	β
20	1,4347	0,2519	20	1,4379	0,2309
28,13	1,4228	0,1132	28,6	1,4246	0,0825
38,64	1,3576	0,2054	38,7	1,3600	0,1531
48,7	1,3027	0,2210	48,65	1,3050	0,1495
58,6	1,1991	0,1661	58,6	1,2009	0,0723
Calibração 3					
Ponte 1-2			Ponte 3-4		
T_e	$a(T_e)$	β	T_e	$a(T_e)$	β
25,14	1,3432	0,3719	25,14	1,3423	0,3464
28,6	1,3862	0,1647	28,6	1,3863	0,1221
38,65	1,3681	0,2053	38,65	1,3692	0,1377
48,67	1,3184	0,2615	48,67	1,3197	0,1766
58,65	1,1995	0,4133	58,65	1,2049	0,3043
Calibração 4					
Ponte 1-2			Ponte 3-4		
T_e	$a(T_e)$	β	T_e	$a(T_e)$	β
24,89	1,4106	0,3841	24,89	1,4075	0,3637
28,64	1,3667	0,1881	28,64	1,3681	0,1496
38,66	1,3749	0,1781	38,66	1,3756	0,1162
48,63	1,3108	0,2131	48,63	1,3115	0,1383
58,59	1,2375	0,1834	58,59	1,2377	0,0992

Tabela A.2 – Valores da calibração do medidor de vazão.

Faixa	Frequência (Hz)	Massa (kg)	Tempo (s)	Volume (l)	Vazão (l/min)
50	53,43	5,04	240,00	5,05	1,26
	53,45	5,09	240,00	5,09	1,27
	53,47	5,04	240,00	5,04	1,26
70	74,08	5,01	174,00	5,02	1,73
	73,18	5,00	174,00	5,00	1,72
	72,81	4,96	174,00	4,96	1,71
95	95,22	4,99	134,00	4,99	2,23
	95,33	4,96	134,00	4,97	2,22
	95,35	5,00	134,00	5,00	2,24
115	115,34	5,04	110,00	5,05	2,75
	115,34	5,41	119,00	5,42	2,73
	115,42	5,10	110,00	5,10	2,78

APENDICE B – Tabela dos pontos de eficiência térmica coletor

Tabela B.1 – Pontos de eficiência do coletor solar de tubos a vácuo.

Ponto	$(T_m - T_a)/G_t$	η	Ponto	$(T_m - T_a)/G_t$	η
02/10/2011	0,0140	0,722	28/11/2011-2	0,0212	0,718
03/10/2011	0,0206	0,711	15/12/2011	0,0021	0,755
28/10/2011	0,0129	0,739	19/12/2011	0,0024	0,755
08/11/2011	0,0244	0,705	04/01/2012	0,0334	0,693
16/11/2011	0,0108	0,732	06/01/2012	0,0180	0,715
25/11/2011-1	0,0085	0,735	09/01/2012	0,0272	0,701
25/11/2011-2	0,0179	0,728	11/01/2012	0,0269	0,709
28/11/2011-1	0,0116	0,728	23/01/2012	0,0290	0,710