UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
INSTITUTO DE FÍSICA

O COLETOR SOLAR PLANO: ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL.
UMA PROPOSTA PARA CARACTERIZAÇÃO DE SEU DESEMPENHO

Christian Stegmann

Dissertação apresentada ao Instituto de Física da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Ciências.

SÃO PAULO

1982

CHRISTIAN STEGMANN

O COLETOR SOLAR PLANO: ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL.
UMA PROPOSTA PARA CARACTERIZAÇÃO DO SEU DESEMPENHO

Dissertação apresentada ao Instituto de Física da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Ciências.

ORIENTADOR: Prof.Dr. José M.V. Martins

SÃO PAULO

1982

Este trabalho foi realizado com o apoio financeiro do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico/ CNPq.

A meus pais.

ERRATA

pag. 22 Figura 4 onde diz " $h_{T,M}$ ", Leia-se $h_{T,n}$

pag. 23 Diagrama de Blocos ver diagrama abaixo corrigido.

pag. 68 12ª linha onde diz "Calor Constante" leia-se Valor Constante

RESUMO

Através de um modelo teórico de um coletor solar plano calcula-se o rendimento e seu comportamento sob influência de variáveis como velocidade do vento, ângulo de incidência da radiação solar, temperatura de operação, temperatura ambiente, fluxo de operação e umidade relativa. A seguir tais influências são medidas experimentalmente. Como consequência são propostos procedimentos adicionais aos já existentes para uma melhor determinação da eficiência térmica de coletores solares planos.

ABSTRACT

Based on a theoretical model of a solar flat-plate collector, calculations are made of the thermal efficiency under influence of several parameters such as wind speed, angle of incidence of solar radiation, operating temperature, ambient temperature, operating flow and relative humidity. Furthermore, these influences are measured experimentally. As a consequence, we propose additional procedures to those already existing for an improved determination of the thermal efficiency of flat-plate solar collectors.

OBJETIVO

Propõem-se neste trabalho algumas inovações nos métodos existentes para determinação da eficiência térmica de coletores solares, caracterizando-a melhor como função de variáveis que não são levadas em conta pelos métodos tradicionais (ASHRAE 93-77 nos USA e BSE/2/(DIN 4757) na Alemanha).

Mostra-se que é possível extrair bem mais informações sobre o coletor do que se faz normalmente, utilizando a mesma aparelhagem standard de testes.

INTRODUÇÃO

- A importância do teste de coletores

O coletor solar é o componente chave num sistema ativo de energia solar. Devido à grande variedade de tipos de coletores de qualidades diferentes, é importante determinar o desempenho térmico, a durabilidade e o custo como base para um critério de seleção.

Uma análise de um projeto de um sistema que utiliza energia solar como fonte para uma determinada aplicação pode ter objetivos econômicos diversos, quais sejam, a maximização da relação Benefício/Custo ou então da diferença Benefício-Custo. Qualquer que seja o objetivo, duas classes de informações sempre são necessárias para a análise e essas informações deverão provir, em última instância, de testes dos coletores:

a. As características térmicas relevantes para o desenho do sistema e sua operação, entre elas, de forma precípua, a eficiência térmica do coletor.

b. As características de durabilidade do coletor e seus componentes tendo em vista seu funcionamento confiável e a estimativa dos prováveis custos de manutenção e reposição ao longo da vida útil prevista.

Embora a eficiência térmica possa ser calculada a partir dos parâmetros que caracterizam o coletor e o ambiente no qual ele deverá funcionar, devido à dificuldade (ou impossibilidade) de desmontar o coletor para um teste e à dificuldade de inclusão dos parâmetros ambientais no cálculo, opta-se por determinar a eficiência experimentalmente, sob condições reais de operação. As normas de testes (nos EUA a norma da ASHRAE 93-77, na Alemanha a BSE/2/DIN 4757 standard) fornecem uma metodologia para determina-

ração.

Como parte experimental para constatações das previsões teóricas, foi construído um coletor plano comum, utilizando-se como absorvedor um modelo de tubos de cobre em aletas de alumínio em uso no projeto do Hospital Universitário da USP, em caixa de madeira com isolamento de lã de vidro. Este coletor foi testado e estudado com um e dois vidros.

Obteve-se então experimentalmente alguns dos resultados previstos teoricamente, fazendo-se os testes com equipamento padrão designado a satisfazer normas ASHRAE e BSE.

A parte experimental foi realizada no laboratório de testes para coletores solares do INPE em Atibaia, do Convênio USP-Alemanha.

Como resultado propõe-se um método de teste de coletores planos que representa uma complementação às normas ASHRAE e BSE. A caracterização final do coletor é feita através de uma expressão analítica ou representação gráfica, que são funções de vários parâmetros, ao invés da tradicional representação gráfica em função de apenas três variáveis e com consequente espalhamento de pontos relativamente grande.

A expressão permite um bom ajuste para a curva experimental e posterior facilidade de manuseio, já que os parâmetros são quase todos linearizados. Ela proporciona assim ao futuro projetista condições mais precisas e mais informações para fazer o projeto de um sistema que utiliza energia solar, dando-lhe condições para uma previsão melhor do comportamento do sistema.

No primeiro capítulo é feito um estudo teórico das características energéticas do coletor.

A seguir, no capítulo II, é feita uma curta apreciação dos métodos conhecidos de testes de coletores e após isto, uma descrição do método alternativo proposto.

CAPÍTULO I

O BALANÇO ENERGÉTICO E O CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO COLETOR

1. Descrição do Coletor

O coletor solar é um dispositivo que permite transformar a energia solar sob forma de radiação eletromagnética em energia térmica.

Ele geralmente consiste de um absorvedor, concentrador de luz, isolamento e dispositivo para transporte de energia. O absorvedor é responsável pela conversão da radiação solar em energia térmica, o concentrador de luz aumenta a quantidade de radiação solar que atinge o absorvedor, o isolamento tem como função evitar as perdas de energia para o ambiente e o dispositivo para transporte de energia em geral é o fluido que transporta a energia térmica do absorvedor para o local de uso.

Um dos tipos de coletores solares é o chamado coletor plano no qual a área de absorção é praticamente igual à área do coletor. Neste caso, o absorvedor é colocado numa caixa com bom isolamento do lado inferior e coberto com uma ou mais coberturas transparentes que exercem duas funções, a de proteger o absorvedor das intempéries e a de minimizar as perdas de energia para o ambiente (Figura 1).

2. Balanço Energético

Temos na Figura 1c e na Figura 2 duas representações esquemáticas da transformação da energia que ocorre no coletor. Na Figura 2, partindo da energia sob forma de luz, vemos um esquema

Figura 1. 1a) Representação do coletor solar plano.
 1b) Corte do coletor mostrando seus componentes.
 1c) Representação esquemática das transformações da energia solar no coletor.

de todas as formas de perda de energia e seus mecanismos responsáveis até chegar à energia sob forma de calor.

A nossa tarefa consiste em, através de um modelo, estudar todos os mecanismos de perda de energia, para poder caracterizar a eficiência do coletor e prever, para uma dada quantidade de energia incidente no coletor, o quanto será possível retirar sob forma de energia útil.

Para isto, vamos estudar a seguir cada um dos processos envolvidos (Figura 2), na transformação da radiação solar incidente em energia térmica útil.

Figura 2. Caminho percorrido pela energia do sol, desde a forma de radiação eletromagnética até a forma final, de energia térmica.

A) Energia absorvida

i) Transmitância

Estamos interessados em saber quanta radiação atravessará a(s) cobertura(s) e incidirá no absorvedor.

Sabemos que há dois mecanismos responsáveis pela atenuação da radiação solar quando este passa através da(s) cobertura(s), absorção e reflexão.

- Absorção:

A absorção de radiação por um meio parcialmente trans-

parente é descrita por [1]:

$$I_t = I_i e^{-KL} \quad (1)$$

onde I_i é a intensidade incidente, I_t a intensidade transmitida, L é o caminho da luz através do material e K o coeficiente de extinção do material, que para o vidro, material comumente usado, é função do número de impurezas nele contidas. Está subentendido que K é um valor médio para os comprimentos de onda da radiação solar considerada. Definimos então a transmitância devido à absorção.

$$\tau_a = \frac{I_t}{I_i} = e^{-KL} \quad (2)$$

- Reflexão:

Para luz não-polarizada passando de um meio 1 com índice de refração n_1 para um meio 2 com índice de refração n_2 com ângulo de incidência θ_1 e ângulo de refração θ_2 temos [1]:

$$I_r = I_o \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (3)$$

se I_r é a intensidade refletida, podemos definir a refletância,

$$\rho = \frac{I_r}{I_o} \quad (4)$$

Os ângulos θ_1 e θ_2 estão relacionados pela lei de Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (5)$$

Devemos agora calcular o valor da transmitância total depois de infinitas reflexões internas.

Para a luz transmitida temos uma série infinita convergente. A transmitância para uma cobertura desprezando a absorção é:

$$\tau_{r,1} = (1 - \rho^2) \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} = \frac{(1 - \rho)^2}{(1 - \rho^2)} = \frac{1 - \rho}{1 + \rho} \quad (6)$$

Generalizando, para n coberturas [1]:

$$\tau_{r,n} = \frac{1 - \rho}{1 + (2n - 1) \rho} \quad (7)$$

ii) Transmitância Total

Levando em conta agora ambos os mecanismos temos, para a transmitância total:

$$\tau = \tau_r \tau_a \quad (8)$$

onde τ_r é dado por (7) e τ_a por (2). Devemos, ao calcular τ_a levar em conta o ângulo da luz na cobertura, isto é,

$$L = L_0 / \cos \theta_2, \quad (9)$$

onde L_0 é a espessura da cobertura.

iii) Absorbância

O fator mais importante em um conversor de energia solar é a absorbância. Ela indica, para uma dada energia incidente, a quantidade de energia que será efetivamente absorvida e transformada em calor.

Podemos fazer uma breve descrição do processo microscópico envolvido. O absorvedor em geral consiste de uma placa metálica cuja superfície é enegrecida de alguma forma; pode ser por oxidação da mesma placa, pintura preta fôscas, etc. A radiação solar é absorvida logo nos primeiros microns da camada, em um processo no qual os elétrons dos átomos a absorvem, ganham energia e transferem esta energia aos átomos aos quais estão ligados, gerando assim fônons. Da camada aquecida o calor é retirado através do

metal, que é um bom condutor térmico, e levado para o fluido devido ao gradiente de temperatura entre placa e fluido.

Embora ela seja função do comprimento de onda da radiação incidente, vamos definir a absorbância média como independente do comprimento de onda e igual à razão entre a energia absorvida pela placa e a energia incidente nesta. Da luz incidente, uma fração α será absorvida e uma fração $1-\alpha$ será refletida.

iv) Produto transmitância-absorvância

Se levarmos em conta as reflexões entre o absorvedor e as coberturas, podemos calcular a energia que será absorvida [1]:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha) \rho_d} \quad (10)$$

onde ρ_d é a refletância difusa da radiação refletida pelo absorvedor e refletida de volta pela(s) cobertura(s).

Para obter a energia absorvida efetivamente pelo absorvedor, basta multiplicar a radiação incidente no plano do coletor W pelo produto transmitância-absorvância $(\tau\alpha)$.

B) Energia perdida para o ambiente

Como a energia útil obtida depende das perdas de energia do absorvedor para o ambiente, devemos primeiro estudar os mecanismos responsáveis por essas perdas.

- Cálculo da transferência de calor do coletor para o meio ambiente

Na Figura 3 temos um esquema que representa os passos necessários para o nosso estudo. A energia S é absorvida pela placa, que se aquece a uma temperatura T_p , superior à temperatu

(MALHA TÉRMICA P/ COLETOR SOLAR PLANO)

Figura 3. 3a) Malha térmica para o coletor solar plano.
3b) Malha térmica equivalente.

ra ambiente T_A , e perde uma parte da energia S para o ambiente. Esta energia perdida será proporcional (aproximadamente) a $(T_p - T_A)$. Definimos então um fator de proporcionalidade U_L de modo a poder escrever a energia efetivamente entregue pelo coletor:

$$Q_U = S - U_L (T_p - T_A) \quad (11)$$

onde S é dado por $W(\tau\alpha)$, onde W é a radiação incidente no plano do coletor, e $(\tau\alpha)$ é dado por (10).

Estamos interessados agora em calcular o fator U_L , chamado de coeficiente de perda de calor total. Para isto é necessário que nos aprofundemos um pouco no estudo dos mecanismos de transferência de calor entre dois corpos.

1) Descrição dos mecanismos de troca de calor entre 2 corpos

Quando 2 corpos estão a temperaturas diferentes, pode haver 2 tipos de transferência de calor entre eles, convecção (que inclui condução), e radiação. O primeiro mecanismo apenas existe se há um meio material entre eles, e o segundo existe sempre.

- Convecção e condução:

Na condução, o calor é transportado através de um material (sólido, líquido ou gasoso) sem movimento de massas através do material. A convecção, que existe apenas em líquidos ou gases, aparece como consequência da distribuição de temperaturas estabelecida inicialmente por condução ao aplicarmos uma diferença de temperatura ao fluido em questão. Como a densidade da maioria dos fluidos é função da temperatura, haverá também uma redistribuição de densidades. Esta não-uniformidade na densidade causa então um desequilíbrio local entre a força gravitacional e a força da pressão hidrostática sobre um elemento de fluido. Esta diferença de forças é chamada de força de empuxo e pode causar movimento no fluido, que é chamado de convecção livre (ou natural). A convecção livre difere da convecção forçada pelo fato da última representar o movimento do fluido causado por um gradiente de pressão aplicado externamente ao passo que a primeira é causada por gradiente de temperatura aplicado externamente [2].

Lidaremos com os dois tipos de convecção, a natural para descrever as perdas de calor através das camadas adjacentes ao absorvedor para o ambiente, utilizando como fluido o ar à pressão atmosférica, e a convecção forçada para descrever o mecanismo de transferência de calor do absorvedor para o fluido, no nosso caso óleo. Descreveremos a convecção forçada mais adiante.

- Radiação:

Nas perdas por radiação, o calor é transportado por ra diação eletromagnética cujo comprimento de onda, para corpos em temperaturas usuais (até 600 °C) está na faixa do infravermelho próximo até o infravermelho longínquo (.78 a 1000 μm).

A transmissão de energia entre corpos irá depender da propriedade física de cada um, chamada emissividade. Definimos a emissividade $\epsilon(\lambda)$ como sendo a razão entre a energia emitida em um dado comprimento de onda λ por um corpo não-negro e aquela e mitida se o corpo fosse negro. Pode-se mostrar que a emissividade $\epsilon(\lambda)$ é igual à absorvância $\alpha(\lambda)$ (lei de Kirchhoff, [1]).

Faremos a seguir uma série de hipóteses a respeito de $\epsilon(\lambda)$ e $\alpha(\lambda)$, válidas na faixa de comprimentos de onda de interesse (radiação térmica, infravermelho):

1. Assumiremos que todas as propriedades de radiação independam do comprimento de onda na região considerada, ou seja, $\epsilon(\lambda) = \epsilon$ e $\alpha(\lambda) = \alpha$.
2. As superfícies serão difusas ou especular-difusas.
3. As temperaturas das superfícies serão uniformes.

Com estas hipóteses, podemos chegar a uma expressão para a troca de calor (radiação) entre duas superfícies a temperaturas T_1 e T_2 [1]:

$$\dot{Q}_1 = -\dot{Q}_2 = \frac{\sigma (T_2^4 - T_1^4)}{(1 - \epsilon_1)/\epsilon_1 A_1 + 1/A_1 F_{12} + (1 - \epsilon_2)/\epsilon_2 A_2} \quad (12)$$

onde ϵ_1 e ϵ_2 são as emissividades, A_1 e A_2 as áreas das superfícies 1 e 2, e σ é a constante de Stefan-Boltzmann e vale $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$. F_{12} é o fator de forma (ou fator de configuração) e representa a fração de energia radiante que deixa 1 e é interceptada por 2. Pode-se provar que [1]:

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21} \quad (13)$$

No caso de um pequeno objeto convexo 1 englobado por uma grande superfície 2, $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 0$ e $F_{12} \sim 1$, (12) fica:

$$Q_1 = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_2^4 - T_1^4) \quad (14)$$

Este resultado independe das propriedades da superfície 2, já que a energia emitida por ela praticamente não é interceptada pelo objeto 1, e o corpo 2 age como um corpo negro, absorvendo toda a energia emitida por 1.

- Troca de calor entre 2 superfícies paralelas

Como estaremos lidando com coletores planos, convém restringir-nos a trocas de calor entre superfícies paralelas.

Convecção-condução:

Para um fluido em regime estacionário situado entre duas superfícies planas e paralelas a temperaturas T_q e T_F respectivamente, o campo de distribuição de temperaturas satisfaz a equação de Laplace e nos dá, como solução para o fluxo de calor $\dot{q}$ a través da camada, por unidade de área:

$$\dot{q} = \frac{k(T_q - T_F)}{L} \quad (15)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido. Definimos então o coeficiente de transmissão de calor por unidade de área:

$$h = \frac{\dot{q}}{T_q - T_F} = \frac{k}{L} \quad (16)$$

As equações (15) e (16) representam a troca de calor através de condução pura, ou seja, num fluido em estado estacionário.

O tratamento para situações não-estacionárias é mais

complicado e envolve estudo dos mecanismos de convecção.

A troca de calor entre superfícies paralelas determina-se conhecendo grandezas adimensionais tais como número de Nusselt Nu , o número de Rayleigh Ra [3], e o relacionamento entre as mesmas através de relações semi-empíricas.

O número de Nusselt é dado por

$$Nu = \frac{hL}{k}, \quad (17)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor.

Sabemos que Nu representa a razão entre a transferência total de calor através do fluido (convectiva + condutiva) e a aquela devido à condução pura. Quando $Nu = 1$, temos condução pura [1,2].

O número de Rayleigh é proporcional à razão entre a força de empuxo, que favorece e causa a convecção, e a força viscosa, que se opõe à anterior [2]. À medida que Ra aumenta, aumenta a força de empuxo, produzindo maiores correntes de convecção e notamos que o número de Nusselt deve ser uma função crescente do número de Rayleigh.

Para o ar, o número de Rayleigh é, para temperaturas entre 250 K e 500 K e pressões entre .01 atm e 1 atm [3]

$$Ra = 2737 \left(1 + \frac{200}{T_m} \right)^2 \left(\frac{100}{T_m} \right)^2 \Delta T (100 X_c)^3 p^2 \quad (18)$$

$$\text{onde } T_m = \frac{T_q + T_F}{2}, \text{ em } ^\circ K \quad (19)$$

$$\Delta T = T_q - T_F$$

X_c é uma dimensão típica da camada de ar, neste caso a espessura L da camada, em metros

p é a pressão na camada, em atm.

Hollands [3], encontrou uma expressão para a transfe -

rência de calor através da camada, expressando Nu como função de Ra e do ângulo θ de inclinação da camada de ar ($0 \leq \theta \leq 70^\circ$):

$$Nu(\theta) = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^{\bullet} \cdot \left[1 - \frac{1708(\sin 18\theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^{\bullet} \quad (20)$$

onde $[]^{\bullet}$ representa a função $[X]^{\bullet} = \frac{X + |X|}{2}$

Para o ar, k é dado por ($.01 \text{ atm} \leq p \leq 1 \text{ atm}$ e $L \geq 1 \text{ mm}$)

$$k = .002528 T_m^{3/2} / (T_m + 200), \text{ em } W/m^\circ K \quad (21)$$

Podemos assim calcular o coeficiente de transmissão de calor condutivo-convectivo através da camada de ar inclinada, da parede quente para a parede fria

$$h_c = \frac{Nu(\theta) k}{L} \quad (22)$$

Radiação:

Para a troca de calor entre duas superfícies planas e paralelas, de igual área, a expressão (12) se reduz a:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\sigma (T_q^4 - T_F^4)}{1/\epsilon_q + 1/\epsilon_F - 1} \quad (23)$$

onde A é a área de cada superfície e os subscritos q e F se referem à superfície quente e à fria, respectivamente. Podemos então definir um coeficiente de transferência de calor por radiação, h_r , para poder escrever (23) na forma:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \dot{q} = h_r (T_q - T_F) \quad (24)$$

onde

$$h_r = \frac{\sigma (T_q^2 + T_F^2)(T_q + T_F)}{1/\epsilon_q + 1/\epsilon_F - 1} \quad (25)$$

- Troca de calor entre uma superfície plana e finita e o meio ambiente

Convecção-condução:

O coeficiente de troca de calor entre uma placa plana e o ar ambiente é comumente dado por [1]:

$$h_v = 5.7 + 3.8 \times V_v, \text{ em } W/m^2 \text{ } ^\circ K \quad (26)$$

onde V_v é a velocidade do vento, em m/s. Quando $V_v = 0$, temos apenas perdas por condução e convecção natural.

Radiação:

Para a troca de calor por radiação entre uma placa plana a temperatura T_q e o céu, podemos considerar o céu como um corpo negro a temperatura equivalente T_{CEU} . Uma vez conhecendo T_{CEU} , para obter o coeficiente de transmissão de calor da placa para o céu, basta fazer $\epsilon_p = 1$ e teremos, de (25)

$$h_{r_{q-CEU}} = \epsilon_q \sigma (T_q^2 + T_{CEU}^2)(T_q + T_{CEU}) \quad (27)$$

Podemos ver no Apêndice I como estimar a temperatura do céu.

ii) O coletor plano - Cálculo de perdas

Pode-se fazer agora um modelo do sistema coletor-meio-ambiente e utilizar a informação acumulada até agora sobre troca de calor para calcular as perdas de energia de um coletor plano com uma ou mais coberturas para o ambiente.

Na Figura 3 está a representação esquemática do modelo térmico para coletores planos.

Podemos observar que as condutâncias h_1 , h_2 e h_6 são de transmissão de calor por condução unicamente, enquanto h_3 , h_4 e h_5 representam perdas por convecção-condução e radiação de modo que nestas condutâncias os coeficientes de transmissão de calor dos dois mecanismos se somam diretamente.

Interessa-nos poder escrever a equação que rege o funcionamento do coletor da maneira mais simples possível (Fig. 3b):

$$Q_{\text{UTIL}} = S - U_t(T_{\text{PLACA}} - T_{\text{AMBIENTE}}) \quad (28)$$

$$\text{onde } U_L = \frac{1}{\frac{1}{h_3} + \frac{1}{h_4} + \frac{1}{h_5}} + \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \quad (29)$$

ou $U_L = U_t + U_{\text{FUNDO}}$, onde U_t representa as perdas pelo tampo do coletor e U_{FUNDO} as perdas pelo fundo. O fator U_L será função dos vários parâmetros que o compõem, por exemplo temperatura da placa, temperatura ambiente, umidade relativa do ar, velocidade do vento, etc. Estamos fazendo a hipótese de que a temperatura é constante na cobertura.

Pelo fato das condutâncias h_i dependerem da temperatura, é necessário um processo iterativo com uma estimativa inicial das temperaturas para calcular as condutâncias e U_L .

Na Figura 4 há uma representação que facilita visualizar os passos necessários para o cálculo de U_t .

U_{FUNDO} é facilmente obtido através de $U_{\text{FUNDO}} = \frac{K_{\text{isol.}}}{L_{\text{isol.}}}$, onde $K_{\text{isol.}}$ é a condutividade térmica e $L_{\text{isol.}}$ a espessura de isolamento. Os valores de U_L convergirão rapidamente e, se estabelecermos um critério de precisão de, por exemplo 1%, veremos que não serão precisos mais de 3 iterações. Para a estimativa inicial sugere-se uma interpolação aritmética para as temperaturas de cada cobertura:

Figura 4. Representação esquemática das grandezas envolvidas no cálculo do coeficiente de perdas de calor U_t .

n = número de COBERTURAS (vidros)

$N = n+1$ = número de CAMADAS DE AR

$T(1) = T_p$ TEMPERATURA PLACA

$T(2) = T_{c1}$ TEMPERATURA COBERTURA 1

$T(3) = T_{c2}$ TEMPERATURA COBERTURA 2

$T(N) = T(n+1)$ TEMPERATURA COBERTURA n

$T(N+1) = \begin{cases} T_A & \text{TEMPERATURA AMBIENTE (convecção)} \\ T_{CÉU} & \text{TEMPERATURA DO CÉU (radiação)} \end{cases}$

ϵ_p : emissividade da placa

ϵ_c : emissividade das coberturas

L_i : espessura da i -ésima camada de ar [m]

p : pressão das camadas de ar [atm]

θ : ângulo entre o coletor e a horizontal

V.V.: velocidade do vento

$$T_{c,i} = T_p - i \frac{(T_p - T_a)}{n-1} \quad (30)$$

onde $T_{c,i}$ é a temperatura da i -ésima cobertura e n o número de coberturas.

Estes cálculos foram efetuados para uma série de valores diferentes, utilizando um pequeno computador e seguindo-se o diagrama de blocos indicado a seguir (ver como referência a Fig. 4):

Um cálculo de h_{FUNDO} mostrou que, para um bom isolamento do fundo do coletor, o coeficiente de perda de calor pelo fundo é, aproximadamente, $U_{\text{FUNDO}} = 1 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$.

Os resultados dos cálculos efetuados estão sob forma gráfica (ver Figuras 7, 8, 9). Vêem-se 2 tipos de gráficos, para coletor plano com 1 e 2 vidros:

1) $U_t \times T_p$ - Dependência de U_t da temperatura da placa do absorvedor:

Coletor com um vidro: Observa-se (Fig. 7) um pico agudo em U_t para $T_p = T_A + 6 \text{ } ^\circ\text{C}$, o que pode ser compreendido da seguinte maneira: U_t é proporcional às perdas por convecção e, portanto, ao número de Rayleigh, que é proporcional à força de empuxo dividido pela força viscosa. Estas se comportam de maneira inversa com o aumento da temperatura, para temperaturas baixas, de modo que a razão é pequena para $T_p \approx T_A$; vai aumentando até as duas forças se igualarem, e diminui novamente à medida que T_p aumenta. A partir de um certo ponto, U_t começa a aumentar novamente, desta vez monotonicamente, é quando as perdas por radiação vão ficando cada vez mais significativas, pois estas dependem de T^4 .

Observamos também o aumento de U_t com a temperatura ambiente T_A , e a pouca importância da umidade relativa para U_t .

Coletor com 2 vidros (Fig. 8): O comportamento das curvas é similar, com o detalhe que o pico é menos acentuado como, aliás, todas as curvas são mais lisas que para o coletor com 1 vidro, devido à ação atenuadora do segundo vidro.

2) $U_t \times V.V.$ - O crescimento da influência da velocidade do vento no coeficiente de perdas é mais acentuada para velocidades baixas. Observa-se que, para o coletor de 1 vidro há uma inversão em U_t para velocidades de vento baixas (equivalente ao

perfil da curva do item anterior)(Fig. 9).

Lembrando ainda que $U_L = U_t + U_{\text{FUNDO}}$, onde U_{FUNDO} é facilmente obtido, podemos escrever a energia útil como a diferença entre a energia incidente e a energia perdida para o ambiente como:

$$q_u = W(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_A) \quad (31)$$

onde W é a potência da radiação solar incidente por unidade de área, $(\tau\alpha)$ é o produto transmitância-absorbância, U_L é o coeficiente de perdas, T_p e T_A são as temperaturas de placa e ambiente, respectivamente.

iii) Energia útil retirada

É preciso agora seguir o caminho da energia a ser retirada.

Da Figura 3a vê-se uma condutância entre a placa e o fluido. Definindo-a como um fator U_F de transferência de calor da placa para o fluido podemos escrever:

$$\dot{q}_u = U_F(T_p - T_F) \quad (32)$$

Por outro lado, podemos também escrever a equação de retirada de calor:

$$\dot{q}_u = \dot{m} C_p \Delta T \quad (33)$$

onde $\dot{m}$ é o fluxo de massa por unidade de área através do coletor, C_p o calor específico do fluido e ΔT a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido no coletor.

Se definirmos um fator de eficiência F' tal que:

$$\dot{q}_u = W(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_A) = F' \left[W(\tau\alpha) - U_L(T_F - T_A) \right] \quad (34)$$

pode-se mostrar que F' deve satisfazer a relação:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{U_F}} \quad (35)$$

Resta agora calcular F' para um coletor específico.

Na Figura 5 há um diagrama que mostra as diferentes formas (equivalentes) de expressar a energia útil retirada.

- Cálculo de F'

O fator de eficiência F' depende do desenho do absorvedor. Para o tipo mais comum de absorvedor, tubo em aleta (ver Figura 6) F' vale [1]:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W-D) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{F,i}} \right]} \quad (36)$$

onde

$$F = \frac{\tanh \left[m(W-D)/2 \right]}{m(W-D)/2}, \quad (37)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{K\delta}} \quad (38)$$

- e
- W = largura da aleta
 - δ = espessura da aleta
 - D = diâmetro externo do tubo
 - D_i = diâmetro interno do tubo
 - K = condutividade térmica da aleta
 - C_b = condutividade térmica do contato aleta-tubo
 - $h_{F,i}$ = coeficiente de transferência de calor do tubo para o fluido

Para um sistema tubo-aleta onde o contato é feito injetando-se o tubo a pressão dentro da aleta, o coeficiente C_b será considerado muito maior que os outros coeficientes envolvidos, devido ao bom contato térmico ocasionado pelo tipo de junção mecânica.

Figura 5. Diagrama do processo energético e suas representações algébricas.

Figura 6. Medidas do absorvedor envolvidas no cálculo de F' .

Figura 7. Dependência de U_t da temperatura de placa T_p para o coletor com um vidro numa representação que tem como coordenadas $(T_p - T_A)$, mostrando assim a coincidência dos picos em U_t para T_A 's diferentes.

Figura 8. Dependência de U_t da temperatura de placa T_p para o coletor com 2 vidros.

Figura 9. Dependência de $F' U_t$ da velocidade do vento V_v .

- Cálculo do coeficiente de transferência de calor do tubo para o fluido $h_{F,i}$

É muito importante conhecer o coeficiente $h_{F,i}$, que é determinado pelo regime de escoamento do fluido. Na literatura de livros-texto é indicado usar para $h_{F,i}$ o valor de $300 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ [1] quando há circulação natural (escoamento laminar) e $1500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ quando a circulação é forçada (escoamento turbulento). Não foi, porém, encontrada nenhuma indicação sobre como calcular estes valores.

Utilizando métodos tradicionais para o cálculo do coeficiente, admitindo tubos uniformemente aquecidos, chega-se a valores que são demasiadamente baixos (quando comparados aos medi-

dos experimentalmente) principalmente na região de escoamento laminar (fluxos baixos). Baker [5] deduziu que os valores experimentais mais altos eram devidos ao fato de que na realidade os tubos não são aquecidos uniformemente mas estão a uma temperatura mais alta nas junções com a aleta, o que causa diferenças na densidade que dão origem a correntes de convecção naturais. Estas correntes são responsáveis por instabilidades locais de fluxo, que não é mais laminar mas apresenta características típicas de regime de transição, mesmo para números de Reynolds bem abaixo de 2.000 [5].

Do artigo de Baker [5] podemos utilizar a expressão de Oliver para o coeficiente de transferência de calor do tubo para o fluido:

$$h_{F,i} = \frac{Nu \ k}{D_H} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{.14} 1.75 \left[Gz + .0083 (GrPr)^{.75} \right]^{.33} \frac{k}{D_H} \quad (39)$$

onde $Gr = \beta \Delta T D^3 g / \nu^2$ é o número de Grashof, $Gz = \dot{m} C_p / kL$ é o número de Graetz e $Pr = \frac{\nu_p C_p}{k}$ é o número de Prandtl. $\beta = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}$ é o coeficiente de expansão térmica.

CAPÍTULO II

MÉTODOS PARA CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO COLETOR

A) Os métodos ASHRAE e BSE

A seguir é feita uma curta apreciação dos métodos americano e europeu (alemão), ASHRAE e BSE de avaliação de rendimento térmico de coletores.

A metodologia básica é injetar um fluido no coletor, medir a energia térmica retirada e medir a energia solar incidente (a primeira é obtida multiplicando-se o fluxo medido pelo calor específico e pela diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor, a segunda mede-se diretamente com um piranômetro). A razão da primeira pela segunda dá diretamente a eficiência da conversão de energia solar em energia térmica.

Costuma-se obter a eficiência para várias condições de insolação e operação do coletor diferentes. Se dividirmos a equação (34) por W também teremos a eficiência η , da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\dot{q}_u}{W} = F'(\tau\alpha) - F'U_L \frac{(T_F - T_A)}{W} \quad (40)$$

a eficiência experimental é obtida como:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A \cdot W} \quad (41)$$

onde $\dot{m}$ é o fluxo, C_p o calor específico do fluido e ΔT a diferença de temperatura entre entrada e saída do fluido no coletor; A é a área do coletor e W é a potência solar incidente.

O que se faz é construir uma curva $\eta \times \frac{T_F - T_A}{W}$ para caracterizar a eficiência em várias condições de operação. Fixa-se um T_F e obtém-se o respectivo η ; escolhe-se novo T_F para

obter novo η . Tenta-se varrer toda a região, desde $T_F \approx T_A$ (ou seja, $\eta \approx F'(\tau\alpha)$) até T_F da ordem da máxima temperatura de operação do coletor ($\eta \approx 0$).

Para medir as perdas de energia em laboratório, como não há sol pode-se escrever

$$\dot{q}_L = -F'U_L(T_F - T_A) \quad (42)$$

Injetando-se o fluido no coletor, ele esfriará dentro deste e sairá mais frio, ou seja, $\Delta T < 0$. Então

$$\dot{m} C_p \Delta T = -F'U_L(T_F - T_A) \quad (43)$$

Variando-se T_F pode-se obter U_L como função de $T_F - T_A$.

Desta metodologia desenvolveram-se as normas ASHRAE e BSE. Elas adotam uma série de regras quanto à precisão do equipamento a ser usado, condições meteorológicas, modo de operação, etc.

A norma ASHRAE (americana) [7] propõe que o teste do coletor seja feito integralmente ao ar livre, em condições reais de operação. Para este teste externo há uma série de restrições quanto às condições ambientais em que este se realiza.

A norma BSE (européia-alemã) [8], devido à dificuldade de se reproduzir as condições de testes americanas, realiza uma parte dos testes externos e a outra interna, ou seja, em laboratório.

É importante frisar a diferença básica entre os dois métodos. O método ASHRAE obtém a curva $\eta \times T^*$ inteira diretamente dos dados obtidos ao ar livre. A BSE prefere obter a parte de temperaturas baixas ($F'(\tau\alpha)$) com testes externos e a parte de temperaturas altas (as perdas $F'U_L$) com testes internos, feitos em laboratório para medir as perdas de energia do coletor.

Tanto o método ASHRAE quanto o BSE tentam caracterizar

o coletor através de uma curva, obtida diretamente dos dados experimentais, da eficiência térmica como função de três variáveis, temperatura de entrada (ou temperatura média) do fluido, temperatura ambiente e potência da radiação solar incidente no plano do coletor. Variáveis como velocidade do vento são apenas registradas, em geral 0 m/s ou 5 m/s; a vazão do fluido é recomendada como .02 kg/s por metro quadrado, salvo indicação diferente do fabricante. Os pontos experimentais assim obtidos em geral não se situam exatamente sobre uma curva, mas existe um grande espalhamento destes, atribuído a variações dos outros parâmetros não considerados como variáveis.

Em geral, é feito um ajuste linear

$$\eta = \eta_0 - U_M T^* \quad (44)$$

onde
$$T^* = \frac{T_F - T_A}{W}$$

e T_F : temperatura média do fluido no coletor

T_A : temperatura ambiente

W : potência luminosa incidente

$$\eta_0 = \frac{F'(\tau\alpha)}{W}, \quad \eta = \frac{\dot{q}_u}{W} \quad (45)$$

e
$$U_M = F'U_L$$

Em certos casos o ajuste é de segundo grau, pois U_L não é constante.

$$\eta = \eta_0 - a_1 T^* - a_2 T^{*2} \quad (46)$$

onde a_1 e a_2 são determinadas experimentalmente.

B) A nossa proposta

Na realidade, F' é função do fluxo $\dot{m}$, U_L é função de $(T_F - T_A)$, da velocidade do vento V_V , da umidade relativa U.R., $(\tau\alpha)$ é função do ângulo de incidência θ , de maneira que podemos escrever, como vimos da parte teórica:

$$\eta = F'(\dot{m}) \cdot \tau\alpha(\theta) - F' \left[U_{L_0} + \beta V_V + \gamma \text{ U.R.} + \phi(T_F - T_A) \right] \frac{(T_F - T_A)}{W} \quad (47)$$

onde β , γ e ϕ são coeficientes determinados experimentalmente. Podemos, a seguir, obter primeiro a dependência de F' com $\dot{m}$ e a de $(\tau\alpha)$ com θ , trabalhando com sol na região $T_F \sim T_A$, isto é, próximo a η_0 . Como $T_F - T_A \cong 0$ temos

$$\eta = F'(\dot{m}) \cdot \tau\alpha(\theta) \quad (48)$$

Fixando um $\dot{m}$ tiramos a dependência de $(\tau\alpha)$ com θ . Fixando uma região para a qual $(\tau\alpha)$ não varie demasiadamente com θ (em geral entre 0° e 30°), variando $\dot{m}$ (ou melhor $\dot{V}$) tiramos

$$F' = F'(\dot{V}) \quad (49)$$

Trabalhando no mesmo local (ar livre) à noite, podemos medir as perdas de calor do coletor elevando a temperatura de entrada do fluido e estabelecer dependência de U_L com V_V , U.R. e $(T_F - T_A)$

$$\dot{q}_L = F' \left[U_{L_0} + \beta V_V + \gamma \text{ U.R.} + \phi(T_F - T_A) \right] (T_F - T_A) \quad (50)$$

Desta forma, pode-se caracterizar o coletor e sua eficiência através de uma expressão analítica, onde são levados em consideração parâmetros como velocidade do vento e vazão a ser utilizada, além de temperatura de operação, diminuindo assim o espalhamento de pontos experimentais.

Utilizando os fundamentos teóricos já apresentados, foi

possível fazer um cálculo de U_L em função das variáveis acima mencionadas (ver Figuras 7, 8 e 9). Chegou-se à conclusão de que a umidade relativa não influi no rendimento do coletor tanto como as outras variáveis, podendo ser desprezado seu efeito.

CAPÍTULO III

DESCRIÇÃO DO LABORATÓRIO

Para conseguir efetuar as medidas citadas no capítulo anterior, foi utilizado um laboratório que dispunha de:

- Piranômetro EPPLEY para medir a radiação global incidente no plano do coletor.

- Medidor de velocidade do vento THIES 0 - 40 m/s, com integrador 1-100 minutos; medidor de direção do vento 0-360°.

- Psicrômetro ou medidor de temperatura ambiente e umidade relativa THIES.

- Registrador H B de 12 canais.

O laboratório possui atualmente também um sistema de aquisição de dados Hewlett Packard.

- Equipamento de testes de coletores (ver Figura 10) [10]

Ao efetuar medidas no coletor, devem ser mantidos constantes os seguintes parâmetros:

- Fluxo ($\pm 1\%$)

- Temperatura de entrada no coletor ($\pm 0,5$ K)

O equipamento consiste da parte de instrumentos meteorológicos, já descrita, de um sistema hidráulico, um sistema eletrônico de estabilização de temperatura e um sistema eletrônico de medidas, centralizados num painel de controles.

O equipamento de testes deve obedecer quanto à precisão e confiabilidade às especificações técnicas das normas ASHRAE e BSE. Estas especificações são, basicamente, as de utilizar o equipamento comercial o mais preciso possível obtido no mercado:

a) fluxo: 50-800 l/h regulável

- b) pressão: até 3 bar
- c) faixa de temperaturas de entrada no coletor: regulável de 30°C a 100°C
- d) fluido: óleo de transferência de calor Gilotherm ADX10.

- O sistema hidráulico

O óleo circula pelo circuito por uma bomba de óleo (1), através de um filtro (2a), do regulador de fluxo (3) e do medidor de fluxo (fluxômetro) (4) até o coletor (16). A função do regulador de fluxo é manter o fluxo no valor determinado com precisão de $\pm 1\%$. Após a saída do coletor o fluido circula por um trocador de calor (7) e um aquecedor (6) até uma válvula misturadora de 3 vias (10). Dali ele passa por um tanque misturador (12) e volta para a bomba. Como fonte fria utiliza-se uma torre de resfriamento (9) da qual é levada água de refrigeração por uma bomba rotativa (8), em circuito fechado, até o trocador de calor (7).

- O sistema de comando e medidas

No circuito estão instalados sensores de temperatura (5), manômetros (7), tanque de compensação (13) e válvula de segurança (15).

- O controle de temperatura

A temperatura de entrada é mantida constante (regulável entre 30°C e 100°C) por um regulador eletrônico (11), que funciona da seguinte forma: A temperatura é medida por um sensor e comparada com a temperatura de referência; se a primeira for menor, o regulador comanda a válvula (10) eletro-pneumáticamente de maneira a fechar o fluxo frio que vem do trocador de calor e abrir

o que vem do aquecedor, o inverso acontecendo se a temperatura for maior que a desejada. O aquecedor elétrico (6) tem um regulador próprio de temperatura que liga a resistência quando a temperatura estiver abaixo de uma temperatura escolhida previamente (por exemplo, 10°C acima da temperatura de entrada desejada). A finalidade da resistência é pré-aquecer o óleo até a temperatura de entrada desejada.

- Medidas de fluxo: são feitas com um medidor de vazão volumétrica.

- Medidas de temperatura: são todas feitas com resistências PT100 1/3 DIN com técnica de quatro condutores. Todas as variáveis são registradas continuamente num registrador de 12 canais.

- Cálculo do erro experimental

As grandezas medidas e seus respectivos erros são, nas unidades:

- temperatura de entrada	$T_i \pm \sigma T_i$	$[^{\circ}\text{C}]$
- diferença de temperatura entre entrada e saída	$\Delta T \pm \sigma \Delta T$	$[^{\circ}\text{C}]$
- vazão	$\dot{V} \pm \sigma \dot{V}$	$[\text{l/h}]$
- potência incidente no plano do coletor	$W \pm \sigma W$	$[\text{W/m}^2]$
- velocidade do vento	$V_v \pm \sigma V_v$	$[\text{m/s}]$
- área do coletor	$A \pm \sigma A$	$[\text{m}^2]$
- temperatura ambiente	$T_A \pm \sigma T_A$	$[^{\circ}\text{C}]$

As grandezas derivadas, utilizadas no cálculo de eficiência e calor retirado são:

- temperatura média do fluido no coletor	$T_F = T_i + \frac{\Delta T}{2}$
	$\sigma T_F = \sigma T_i + \frac{\sigma \Delta T}{2}$

- densidade do óleo $\rho(T) = a_\gamma - b_\gamma * T_i \quad [\text{kg/l}]$

$$\sigma \rho(T) = b_\gamma * \sigma T_i$$

- calor específico do óleo $C_p(T) = a_{C_p} + b_{C_p} * T_F \quad [^\circ\text{C}]$

$$\sigma C_p(T) = b_{C_p} * \sigma T_F$$

- fluxo de óleo $\dot{m} = \rho(T) * \dot{V} \quad [\text{kg/h}]$

$$\frac{\sigma \dot{m}}{\dot{m}} = \frac{\sigma \rho(T)}{\rho(T)} + \frac{\sigma \dot{V}}{\dot{V}}$$

- A eficiência é computada como

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A.W}$$

$$\frac{\sigma \eta}{\eta} = \frac{\sigma \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\sigma C_p}{C_p} + \frac{\sigma \Delta T}{\Delta T} + \frac{\sigma A}{A} + \frac{\sigma W}{W}$$

- As perdas de calor:

$$q_l = \dot{m} C_p \Delta T \quad [\text{W/m}^2]$$

$$\frac{\sigma q_l}{q_l} = \frac{\sigma \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\sigma C_p}{C_p} + \frac{\sigma \Delta T}{\Delta T}$$

- O coeficiente de perdas:

$$U_M = \frac{q_l}{A(T_F - T_A)} \quad [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}]$$

$$\frac{\sigma U_M}{U_M} = \frac{\sigma q_l}{q_l} + \frac{\sigma A}{A} + \frac{\sigma (T_F - T_A)}{T_F - T_A}$$

O erro envolvido na leitura dos valores, devido às flutuações no tempo das variáveis medidas é muito maior, percentualmente, do que o erro dado pela precisão do instrumento.

Além disto, comparando experimentalmente os erros relativos entre si, temos que o maior deles, o da diferença de temperatura ΔT , é maior em pelo menos uma ordem de grandeza que os

outros, razão pela qual o erro experimental de cada dado será, sem muita perda de precisão, dado por erro relativo igual a $\frac{\sigma}{\Delta T}$.

- Figura 10

Legenda para o circuito de testes de coletores:

1. bomba de circulação de óleo
2. filtro
3. regulador de fluxo
4. fluxômetro
5. sensor de temperatura
6. aquecedor regulável
7. trocador de calor
8. bomba de água
9. torre de resfriamento
10. válvula pneumática de 3 vias
11. controle de temperatura
12. misturador
13. tanque de compensação
14. recipiente para alimentação de óleo
15. válvula de segurança
16. campo de coletores
17. manômetro

Figura 10. Esquema do circuito de testes de coletores (ver legenda).

CAPÍTULO IV

A METODOLOGIA DE MEDIDAS

É de interesse saber como o coletor se comporta em relação aos parâmetros descritos na seção B do Capítulo II.

São vários os parâmetros a ser considerados:

- 1) Velocidade do vento V_v
- 2) Fluxo de massa $\dot{m}$ ou vazão $\dot{V}$
- 3) Ângulo de incidência θ
- 4) Temperatura do fluido T_F
- 5) Temperatura ambiente T_A
- 6) Potência solar incidente W
- 7) Umidade relativa U.R.

Os testes feitos para medir a dependência da eficiência ou do coeficiente de perdas de calor desses parâmetros podem ser realizados tanto de dia (medida de eficiência) como de noite (medidas das perdas de calor), sendo porém algumas mais indicadas para um tipo de teste do que outro.

Esses dois tipos de testes são os seguintes:

- 1) Teste diurno, utilizando a radiação solar, para medir a eficiência (equação (41), Capítulo II):

$$\frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A \cdot W} = \eta = F'(\dot{m}) \cdot \tau \alpha(\theta) - F'(\dot{m}) U_L(V_v, T_F, T_A, W, U.R.) \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

- 2) Teste noturno, para medir as perdas de calor. Determinação de $F'(\dot{m}) \cdot U_L(V_v, T_F, T_A, W, U.R.)$:

$$q_{\ell} = A \cdot F' \cdot U_L \cdot (T_F - T_A)$$

$$F' \cdot U_L = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A \cdot (T_F - T_A)}$$

Seguem agora as descrições dos métodos para medir a influência de cada um dos parâmetros enumerados anteriormente no rendimento térmico do coletor.

1. Determinação de U_L como função de V_V

É mais conveniente realizar este teste a noite; vê-se das equações anteriores que, para uma determinação mais precisa de U_L , é conveniente trabalhar com $(T_F - T_A)$ alto. Na eficiência diurna, um $(T_F - T_A)$ alto equivale a uma eficiência baixa, ou seja, ΔT pequeno o que dificulta a determinação de $F'U_L$, já que não se sabe com exatidão o valor de $F'\alpha$, que introduz uma imprecisão adicional à medida.

Trabalhando à noite, pode-se medir diretamente $F'U_L$ como função dos parâmetros desejados.

Para medir a dependência de U_L com V_V , pode-se fazer as medidas esperando que o vento aja naturalmente sobre o coletor. Como tal procedimento pode ser infrutífero devido à não-existência do vento ou devido à longa espera de condições favoráveis, recomenda-se a instalação de um ventilador em frente ao coletor. Orienta-se o ventilador de forma que o vento incida de modo oblíquo, quase-paralelamente sobre o coletor. Na extremidade oposta ao ventilador instala-se o anemômetro (medidor de velocidade do vento), conforme figura abaixo.

Deve ser frizado que a simulação do vento por um ventilador pode não ser fiel à realidade, devido ao fato do fluxo de ar do ventilador ser mais do tipo laminar e não turbulento. Acrescenta-se a isto o fato de o anemômetro instalado na extremidade não dar uma idéia exata do que seja a velocidade do vento sobre o

A: anemômetro
B: coletor
C: ventilador

coletor, conceito, aliás, que em geral está pouco definido.

A seguir, escolhe-se uma vazão que não seja muito alta, isto é, que permita um ΔT razoavelmente alto para uma determinação de q_{ℓ} com boa precisão. Tal vazão é da ordem de 100 ℓ/h por metro quadrado (para o tipo de fluido usado no nosso laboratório). Escolhe-se uma temperatura de entrada alta, da ordem de 70°C .

Espera-se a estabilização do ΔT , que será negativo, e verifica-se no registrador a ausência de vento.

Liga-se então o ventilador, verificando a velocidade do vento no registrador, e espera-se o aumento de ΔT , que fornecerá um novo $F'U_L$, maior.

Se for possível, graduar a velocidade do ventilador para obter mais pontos para V_v .

Após haver repetido várias vezes as medidas com e sem vento, escolhe-se nova temperatura de entrada. O processo é repetido varrendo-se toda a faixa de temperaturas.

Faz-se a seguir um gráfico de $F'U_L \times V_v$, determinando-se, para cada temperatura de entrada, o coeficiente angular β das retas, em primeira aproximação:

$$F' U_L = \text{const.} + \beta V_v$$

2. Determinação de F' como função de $\dot{m}$

Esta experiência é feita à noite e durante o dia.

- Teste noturno: fixando uma temperatura de entrada elevada, varia-se a vazão $\dot{V}$ desde o valor mais baixo até o mais alto possíveis.

Ao computar $F' U_L = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A (T_F - T_A)}$ deve-se utilizar o coeficiente angular β determinado no item anterior para fazer a correção para a velocidade do vento (isto se houver vento)

$$F'(\dot{m}) U_L (V_v = 0) = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A (T_F - T_A)} - \beta V_v$$

Com os dados obtidos pode-se fazer um gráfico $F' U_L \times \dot{m}$. Recomenda-se obter muitos pontos para $\dot{m}$ baixos, pois é nesta região que há maior variação de F' com $\dot{m}$.

- Teste diurno:

Utilizando temperatura de entrada do fluido no coletor igual ou próxima à temperatura ambiente, varia-se a vazão como no teste noturno. Neste caso as correções para a velocidade do vento não são necessárias devido ao fato de o fator $T_F - T_A$ que multiplica U_L ser pequeno, de maneira que uma pequena variação de U_L não afetará em muito a precisão das medidas.

Às vezes, porém, é necessário corrigir o valor de η para aqueles valores medidos de η onde $T_F \neq T_A$, pois nem sempre é possível obter-se $T_F = T_A$ (o que implica $T_i < T_A$); esta correção consiste em uma extrapolação linear de η para η_0 ($T_F = T_A$) (ver item 3).

Recomenda-se que estas medidas sejam feitas para um ângulo de incidência não maior que 40° (ver item 3).

Se $T_F = T_A$ obtêm-se:

$$\frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A W} = F' \tau \alpha$$

variando-se $\dot{V}$ obtêm-se $F' \tau \alpha \times \dot{V}$.

3. Dependência de $\tau \alpha$ com o ângulo de incidência θ

Este teste, diurno, deve ser realizado a partir das primeiras horas da manhã, de preferência do nascer do sol até o ocaso. A temperatura de entrada deve ser mantida igual à ambiente e a vazão da ordem de 100 l/h m^2 (para ter um ΔT suficientemente alto).

A eficiência será medida como função do ângulo de incidência da radiação solar no plano do coletor. Para determinar o ângulo de incidência há duas alternativas:

1) Determinar o ângulo de incidência a partir da hora local, conhecendo-se a latitude e a longitude locais, e a inclinação e orientação do coletor (ver Apêndice II).

2) Obter o ângulo diretamente, por exemplo, medindo o comprimento da sombra de uma haste colocada perpendicularmente ao plano do coletor. O ângulo de incidência será o arco cuja tangente é o quociente do comprimento da sombra dividido pelo comprimento da haste.

Em geral, é necessário fazer a correção de $\eta(T_F \neq T_A)$ para $\eta_0 = \eta(T_F = T_A)$, citada já no item anterior, pois nem sempre é possível manter $T_F = T_A$ ou seja, a temperatura de entrada do óleo no coletor abaixo da temperatura ambiente. Esta correção, porém, só pode ser feita para valores de η próximos a η_0 , isto é, cujos valores correspondentes a T^* sejam pequenos ($T^* \leq 0.15$, por exemplo); a razão disto ficará clara logo a seguir.

Tendo $F'U_L$ como função de T_F (item 4), utiliza-se o $F'U_L$ médio para baixas temperaturas. Como

$$\eta = F'\tau\alpha - F'U_L \frac{(T_F - T_A)}{W},$$

podemos reescrever:

$$\eta_0 = F'\tau\alpha = \eta + F'U_L \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

Para um dado η medido, multiplica-se o $F'U_L$ pelo $\frac{T_F - T_A}{W}$ correspondente (que é igual a $T^*/10$) para obter assim o $F'\tau\alpha$. É importante perceber que isto não passa de uma extrapolação linear na qual é assumido que $\frac{T_F - T_A}{W}$ é pequeno o suficiente para poder multiplicar $F'U_L$ sem causar um erro muito grande, devido à não-linearidade de U_L com a temperatura.

Com o $F'\tau\alpha$ assim obtido pode-se fazer um gráfico de $F'\tau\alpha \times \theta$ (ou $F'\tau\alpha \times \dot{V}$, do item anterior) e fazer um ajuste para os pontos do tipo $\eta = a - b \left[\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right]$ [7], que acompanha bem as expressões teóricas (Capítulo I) até aproximadamente 80° .

4. Dependência de U_L da temperatura de fluido T_F

Teste noturno, fixa-se uma vazão de aproximadamente 100 l/h m^2 e varia-se a temperatura de entrada desde o ambiente até 70°C ou 80°C .

Obtêm-se, assim, após devidas correções para V_v (velocidade do vento), $F'U_L(V_v = 0) \times T_F$, onde

$$F'U_L = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A (T_F - T_A)}$$

5. Dependência de U_L com T_A

Este teste, noturno, é mais difícil de ser realizado

por ser a temperatura ambiente um parâmetro sobre o qual não se tem controle.

A hora mais apropriada para iniciá-lo é logo após o pôr-do-sol, quando a temperatura ambiente ainda está relativamente alta, e caindo rapidamente, e de madrugada, quando ela atinge o seu mínimo. Se possível, repetir as medidas durante um período prolongado para permitir maiores variações nas condições climáticas.

Escolhe-se temperatura de entrada alta e vazão como no item 1 (aproximadamente 100 l/h m^2). São importantes aqui as correções para a velocidade do vento, para obter $F'U_L(V_v = 0) \times T_A$.

6. Dependência de U_L com a potência solar incidente W

Quando o coletor está operando a uma dada temperatura T_F , uma radiação mais intensa W vai aumentar T_p (a temperatura de placa), fazendo com que as perdas de calor aumentem.

Contudo, cálculos teóricos efetuados (Capítulo I) mostraram que a variação de U_L com W é pequena, de modo que este efeito não será considerado.

7. Influência da umidade relativa U.R. em U_L

A dependência da temperatura do céu da umidade relativa e sua influência em U_L levaram a alguns cálculos teóricos para determinar quanto influi a U.R. em U_L .

Estes, porém, indicaram que U.R. não tem influência significativa no rendimento térmico do coletor e portanto não será considerada.

- Representação dos resultados

Tendo obtido os resultados acima citados, resta decidir como expressá-los, sob forma de gráficos ou de uma expressão analítica global.

No caso da escolha cair sobre a representação analítica, sob forma de expressão algébrica da eficiência como função das demais variáveis, cabe escolher alguns valores de referência para as grandezas em questão e variá-las em torno de ditos valores mediante ajustes simples, que podem ser lineares ou não.

Após verificar a dependência de cada uma das grandezas ($F'(\tau\alpha)$ e $F'U_L$) das variáveis V_v , $(T_F - T_A)$, θ e $\dot{V}$, tenta-se obter um bom ajuste para cada um, achando uma função que descreva bem o comportamento experimental. Com estas funções, pode-se construir a expressão para a eficiência

$$\eta = F'(\dot{V}) \cdot (\tau\alpha)(\theta) - F'(\dot{V}) U_L(V_v, T_F - T_A) \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

Com as informações que já se possuem até aqui, pode-se adiantar:

$$\eta = F'(\dot{V}) \left[a - b \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right] - F'(\dot{V}) (U_{L_0} + \beta V_v + \phi (T_F - T_A)) \times \frac{T_F - T_A}{W},$$

onde $\underline{a}$, $\underline{b}$, U_{L_0} , $\underline{\beta}$ e $\underline{\phi}$ são constantes determinadas experimentalmente.

CAPÍTULO V

APLICAÇÃO DO MÉTODO PARA UM COLETOR PLANO COM 1 VIDRO E COM 2 VIDROS COMO COBERTURA(S)

A seguir serão descritos os testes feitos em um coletor plano comum, com um e dois vidros respectivamente, utilizando-se a metodologia desenvolvida até aqui.

Em primeiro lugar, é preciso descrever o coletor utilizado, dando também suas características internas (o que comumente não é feito ao se testar um coletor) com a finalidade de se calcular teoricamente algumas grandezas para posterior comparação com dados experimentais.

1) Descrição do coletor e do fluido

Foi escolhido como absorvedor do coletor um modelo utilizado no Hospital Universitário da USP; consiste em um conjunto de 8 aletas de alumínio com tubos de cobre injetados (a pressão) (ver Figuras 1 e 6). O absorvedor tem as seguintes características:

Aletas: de Alumínio

$$\text{largura: } W = 1,3 \times 10^{-1} \text{ m}$$

$$\text{comprimento: } L = 1,84 \text{ m}$$

$$\text{espessura: } \delta = 1,58 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{condutividade térmica: } k_{AL} = 211 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Tubos: de Cobre

$$\text{diâmetro externo: } D = 1,588 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{diâmetro interno: } D_i = 1,509 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{comprimento: } 1,95 \text{ m}$$

condutividade térmica: $k_{Cu} = 385 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

O absorvedor foi colocado numa caixa de madeira, com isolamento de lã de vidro e fundo de madeira coberto com alumínio.

A caixa é provida com perfis de alumínio que permitem colocar uma ou duas coberturas. A área do absorvedor é de $2,03 \text{ m}^2$ e a área de abertura do coletor de $2,36 \text{ m}^2$. A espessura dos vidros é $\delta = 4 \times 10^{-3} \text{ m}$.

Como fluido de transferência de calor é utilizado óleo Gilotherm ADX10 [11], cujas características são:

calor específico: $C_p = .444 + 7.4 \times 10^{-4} \times T_F$, em $\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$

densidade: $\rho = .871 - 7.4 \times 10^{-4} \times T_i$, em kg/ℓ

condutividade térmica: $k = .1376 - 9.82 \times 10^{-5} \times T_F$, em $\text{W/m } ^\circ\text{C}$

onde T_F e T_i são as temperaturas média e de entrada do fluido no coletor, respectivamente, em $^\circ\text{C}$.

viscosidade cinemática: $\nu \cong 4,117 \times 10^9 \times (T_F)^{-6.014}$, em m^2/s , com T_F em Kelvin.

2) Determinação das características do coletor

a) Transmitância dos vidros

Mediu-se a transmitância total dos vidros em função do ângulo de incidência θ (ver Figura 11).

Utilizando como dados o índice de refração do vidro $n = 1,53$ [1] e a espessura $\delta = .4 \text{ cm}$, achou-se o valor da constante de atenuação K que melhor ajustasse as fórmulas para transmitância do Capítulo I aos pontos experimentais e obteve-se $K = .22 \text{ cm}^{-1}$.

Estimando em .95 a absorbância α da nossa tinta (valor a ser confirmado experimentalmente) o produto transmitância-

-absorbância valerá [1]:

$$(\tau\alpha) = \tau \times .96 \quad 1 \text{ vidro}$$

$$(\tau\alpha) = \tau \times .95 \quad 2 \text{ vidros}$$

Pode-se então, fazer um gráfico de $F'(\tau\alpha) \times \theta$ para 1 e 2 vidros (ver Figuras 12 e 13, respectivamente).

b) Cálculo do fator de eficiência F' e de $F'U_L$

Para calcular F' pela fórmula (36) do Capítulo I, de ve-se primeiro conhecer o coeficiente de transferência de calor do absorvedor para o fluido $h_{F,i}$, dado pela equação (39) do Capítulo I. Para o óleo com as características enunciadas acima tem-se:

$$h_{F,i} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{.14} 1.75 \left[\frac{\dot{V}_p C_p}{Lk} + 1.4564 \times 10^{-8} \left(\frac{\Delta T C_p}{vk} \right)^{.75} \right]^{.33} \frac{k}{D_i}$$

com U_L obtido do cálculo teórico de $U_L \times T_p$ para um e dois vidros, calcula-se F' .

Como na experiência apenas será possível medir $F'(\tau\alpha)$ ou $F'U_L$, convém que se faça os gráficos teóricos de:

- 1) $F'(\tau\alpha) \times \dot{V}$ (Figuras 14 e 15)
- 2) $F'(\tau\alpha) \times \theta$ (Figuras 12 e 13)
- 3) $F'U_L \times V_v$ (Figuras 9, 16 e 17)
- 4) $F'U_L \times T_p$ (Figura 18)
- 5) $\eta \times T^*$ (Figuras 19 e 20)

Ao traçar a curva $F'(\tau\alpha) \times \dot{V}$ foi utilizado, para o coletor com um vidro, um U_L médio igual a $6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e para 2 vidros um U_L médio igual a $4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$; como para cada coletor o U_L varia muito devido às variações ambientais e de operação (p.ex., para um vidro U_L varia desde $4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ a $8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, e

para 2 vidros, desde $2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ a $6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) é preciso utilizar um U_L médio ao calcular F' , pois este também é função de U_L (este procedimento ainda mantém η dentro dos erros experimentais).

Para o gráfico $F'(\tau\alpha) \times \dot{V}$ é preciso apenas multiplicar F' médio por $(\tau\alpha)$ para incidência normal (ver Figura 14). Para 1 vidro $(\tau\alpha)$ vale .82 e para 2 vidros .67.

A curva $F'(\tau\alpha) \times \theta$ é traçada tomando-se para 1 vidro um valor médio de F' igual a .89 e para 2 vidros igual a .93 (ver Figuras 12 e 13).

3) Determinação experimental das características do coletor

O coletor descrito anteriormente foi montado e instalado no laboratório de testes de coletores solares do INPE-IFUSP em Atibaia.

As experiências foram conduzidas de acordo com a metodologia já descrita e os dados obtidos estão representados nas Figuras 12, 13, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21 e 22 junto às curvas teóricas.

Os resultados, análises e conclusões são apresentados no capítulo seguinte.

Figura 11. Transmitância do(s) vidro(s) medida experimentalmente como função do ângulo θ e ajuste (teórico) correspondente.

Figura 12. Produto transmitância-absorbância multiplicado por F' médio como função do ângulo de incidência θ para o coletor com 1 vidro. Curva teórica e ajuste para os pontos obtidos experimentalmente.

Figura 13. Produto transmitância-absorvância multiplicado por F' médio como função do ângulo de incidência θ para o coletor com 2 vidros. Curva teórica e ajuste para os pontos obtidos experimentalmente.

Figura 14. Produto transmitância-absorvância para incidência normal multiplicado por F' como função da vazão $\dot{V}$ para o coletor com 1 vidro. Curva teórica e ajuste experimental.

Figura 15. Produto transmitância-absorvância para incidência normal multiplicado por F' como função da vazão $\dot{V}$ para o coletor com 2 vidros. Curva teórica e ajuste experimental.

Figura 16. $F'U_L$ versus velocidade do vento V_v para o coletor com um vidro. $F'U_L$ teórico para $T_i \approx 70^\circ C$. As demais curvas teóricas estão na Figura 9.

Figura 17. $F'U_L$ versus velocidade do vento V_v para o coletor com 2 vidros. $F'U_L$ teórico para $T_i = 70^\circ\text{C}$. As demais curvas teóricas estão na Figura 9.

Figura 18. $F'U_t$ como função de $(T_p - T_A)$ para várias velocidades do vento e temperaturas ambientes, para o coletor com 1 e 2 vidros.

Figura 19. Eficiência η versus T^* . Curva teórica e ajuste tradicional aos dados experimentais para o coletor com 1 vidro.

Figura 20. Eficiência η versus T^* . Curva teórica e ajuste tradicional aos dados experimentais para o coletor com 2 vidros.

Figura 21. $F'U_L$ versus $(T_F - T_A)$ obtido experimentalmente para o coletor com um vidro. Superposta está a curva teórica em função de $(T_p - T_A)$.

Figura 22. $F'U_L$ versus $(T_F - T_A)$ obtido experimentalmente para o coletor com 2 vidros. Superposta está a curva teórica em função de $(T_p - T_A)$.

CAPÍTULO VI

ANÁLISE DOS DADOS E RESULTADOS

Para cada uma das curvas traçadas (Figs. 11 a 22) foram obtidos os correspondentes dados experimentais.

Neste capítulo far-se-á uma análise dos dados, descrição das dificuldades encontradas e serão feitas algumas sugestões cridas como úteis para o futuro.

1) Obtenção da dependência de $F'(\tau\alpha)$ do fluxo $\dot{V}$

Os dados apresentados nas Figuras 14 e 15 foram obtidos em testes diurnos da maneira descrita no Capítulo IV, item 2.

É vantajoso realizar esta experiência de dia com temperatura de operação baixa, próxima à ambiente para obter F' com fator multiplicativo $(\tau\alpha)$ e não U_L , que seria obtido ao fazer o teste noturno. À noite ter-se-ia que utilizar temperatura de entrada alta; a diferença de temperatura ao longo do coletor se mantém baixa para fluxo alto, porém, para fluxo baixo ela é suficientemente grande para causar uma queda sensível de T_F , e, com isso, alterar os valores de U_L e F' , dificultando assim a obtenção de valores confiáveis de $F' \times \dot{V}$. Outro fator igualmente importante é a dependência de U_L de variáveis climáticas, cuja influência não pode ser desprezada e que introduz em U_L outra provável fonte de erros.

Os dados de η obtidos foram corrigidos para $\eta_0 = F'(\tau\alpha)$.

Observa-se a constância dos valores de $F'\tau\alpha$ obtidos como função de $\dot{V}$ (Figuras 14 e 15). Foram feitos ajustes lineares para os pontos experimentais (curvas tracejadas).

Talvez seja de interesse neste ponto mencionar a dependência de F' com $h_{F,i}$ (ver Figura 23) e ressaltar a pouca variação (calculada, inclusive, teoricamente) de $h_{F,i}$ com os valores de $\dot{m}$ utilizados (desde 30 kg/h até 800 kg/h). Por um lado, isto confirma a teoria do maior coeficiente de transferência de calor em virtude da não-uniformidade da distribuição de temperaturas ao longo do perímetro da seção dos tubos (Capítulo I); por outro lado, mostra a necessidade de se fazer testes especiais para coletores destinados a operar com sistemas de termo-sifão, onde os fluxos de operação podem ser muito mais baixos do que os utilizados nos testes padronizados e onde, de acordo com a teoria, há flutuações grandes no coeficiente de transferência de calor.

Convém também notar (Figura 23) que ao operar com óleo de transferência de calor se está numa faixa de $h_{F,i}$ totalmente diferente daquela que seria utilizada se fosse água o fluido de

Figura 23. F' como função de $h_{F,i}$. Vêm-se as regiões compreendidas pela utilização de óleo e de água como fluidos de transferência de calor.

transferência de calor; devido à sua menor densidade, capacidade térmica e condutividade térmica, o óleo (ADX10) apresenta um $h_{F,i}$ da ordem de 3 a 4 vezes menor que o da água, para iguais condições de operação. Isto é, enquanto para o óleo o $h_{F,i}$ se situa entre 140 e 190 W/m²°C, com F' entre 0.87 e 0.90, o $h_{F,i}$ para água está entre 500 e 700 W/m²°C, o que corresponde a um F' igual a 0.95.

Este fato reflete a necessidade de testar os coletores com o fluido de transferência de calor com o qual eles forem destinados a operar.

Como resultados dos ajustes obteve-se:

$$F'(\tau\alpha) = .70 \quad \text{para 1 vidro}$$

e
$$F'(\tau\alpha) = .66 \quad \text{para 2 vidros.}$$

2) Dependência de $F'(\tau\alpha)$ do ângulo de incidência θ

Com as características do vidro obtidos experimentalmente (Figura 11) foi possível traçar curvas do comportamento esperado da eficiência como função do ângulo de incidência e compará-las com os dados obtidos experimentalmente.

Para o coletor com um vidro houve boa concordância, tanto dos pontos obtidos experimentalmente com a curva teórica como do ajuste experimental do tipo

$$F'\tau\alpha = a + b \left(1 - \frac{1}{\cos\theta} \right)$$

com a curva teórica.

Já para o caso do coletor com dois vidros observa-se boa concordância na região de pouca variação de $F'\tau\alpha$ com θ nos valores obtidos experimentalmente mais altos que os esperados. As barras de erro maiores para ângulos mais elevados indicam a maior dificuldade de obtenção de pontos nas horas extremas do dia, quan

do o sol está baixo e, juntamente, o valor da radiação também, o que eleva o erro experimental pois ΔT é pequeno; além disso, esses pontos têm valores de T^* um pouco mais elevados, o que aumenta o erro cometido na correção de η para η_0 , pois a correção sendo linear, o erro em geral é obter um valor de η_0 acima do real, devido à não-linearidade de U_L como função de T_p .

Como resultado dos ajustes obteve-se:

$$F'(\tau\alpha) = .76 - .13 \left[\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right], \text{ para 1 vidro}$$

e

$$F'(\tau\alpha) = .66 - .08 \left[\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right], \text{ para 2 vidros.}$$

Os coeficientes lineares destes ajustes devem ser iguais aos dos ajustes das curvas $F'(\tau\alpha) \times \dot{V}$. Verifica-se que eles realmente são iguais, dentro do erro experimental (estimado em $\pm 10\%$), e utiliza-se o valor médio, .73 para 1 vidro e .66 para 2 vidros.

3) Influência da velocidade do vento V_v sobre $F'U_L$

O vento é, sem dúvida, uma das maiores influências no comportamento de U_t (e, portanto, U_L).

Nas curvas teóricas (Figura 9) foi utilizado (Capítulo I) a expressão, comumente aceita, porém empírica [1] $h_{V_v} = 5.7 + 3.8 V_v$. Como já foi comentado no Capítulo IV, há muitas dúvidas sobre como e onde medir a velocidade do vento sobre um coletor e qual o modelo teórico correspondente.

Pode-se observar uma concordância geral (Figs. 16 e 17), em especial do coeficiente angular das curvas teórica e experimental de $F'U_L \times V_v$. A maior incerteza nos pontos obtidos a baixas temperaturas reflete as dificuldades experimentais encontradas ao operar à noite com baixas temperaturas. Deve ser lembrado

do que o erro na determinação de $F'U_L$ é inversamente proporcional a ΔT ; ora, quanto mais baixo T_F , mais baixo será ΔT e tanto maior será o erro experimental.

Os ajustes lineares dos dados experimentais forneceram:

$$F'U_L = A + .13 V_v \quad \text{para 1 vidro}$$

e

$$F'U_L = 4.5 + .15 V_v \quad \text{para 2 vidros}$$

onde A vale $7.4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ para $(T_F - T_A) \lesssim 10^\circ \text{C}$ e $5.8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ para $(T_F - T_A) \approx 30^\circ \text{C}$. Já que em geral o coletor operará em $(T_F - T_A)$ acima de 25°C , decidiu-se por um valor médio de $A = 5.8$.

Obs.: V_v é dado em m/s e $F'U_L$ em $\text{W/m}^2 \text{ K}$.

4) Dependência de $F'U_L$ de T_F , T_p e T_A . Curvas $F'U_L \times (T_F - T_A)$

Como já visto no Capítulo I, U_L depende diretamente de T_p ; foram traçadas curvas de U_t versus T_p para alguns valores de T_A (coletor com 2 vidros, Figura 8) e curvas de U_t versus $(T_p - T_A)$ para alguns T_A (coletor com 1 vidro, Fig. 7).

Traçaram-se também curvas de $F'U_t$ $(T_p - T_A)$ (ver Figura 18), pois verificou-se a ocorrência de um pico em U_t para o mesmo $(T_p - T_A)$ para vários T_A 's.

Estimando U_{FUNDO} (coeficiente de perdas pelo fundo do coletor) em $1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$, pode-se traçar curva $F'U_L = F'U_t + F'U_{\text{FUNDO}}$ para vários $T_p - T_A$. Devido à dificuldade experimental de determinar T_p (mede-se T_F diretamente) traçou-se a curva $F'U_L \times (T_F - T_A)$ para comparação com os dados experimentais obtidos (Figuras 21 e 22). Um cálculo estimativo fornece $(T_F - T_p) \leq 4^\circ \text{C}$ (para $F' = .6$ e $U_L = 6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$), de modo que o erro envolvido não é significativo.

A dificuldade na obtenção de pontos para valores baixos de $(T_F - T_A)$ é grande, como se pode notar pelo tamanho nas barras de incerteza dos pontos obtidos. Mesmo assim pode-se notar um pico na região de $(T_F - T_A)$ (ou $T_p - T_A$) baixo, e foi possível obter um ajuste linear para as faixas de temperaturas usuais de operação.

Obteve-se:

$$F'U_L = 5.8 + .028 (T_F - T_A - 43) \quad \text{para 1 vidro}$$

e $F'U_L = 4.5 \quad \text{para 2 vidros.}$

A dependência de $F'U_L$ de $(T_F - T_A)$ para o coletor com 2 vidros é tão pequena para $(T_F - T_A)$ entre 20°C e 60°C que foi assumido um calor constante para $F'U_L$.

Obs.: T_F e T_A são dados em $^\circ\text{C}$ (ou K) e $F'U_L$ em $\text{W/m}^2\text{K}$.

5) Curvas de eficiência η versus T^* ; representação segundo método do ASHRAE

Foram traçadas as curvas $\eta \times T^*$, para alguns valores de referência, para o coletor com um vidro e com dois vidros. Sobrepostos foram os dados obtidos experimentalmente com o ajuste tradicional (Figuras 19 e 20).

As curvas teóricas foram obtidas calculando F' , U_L , $(\tau\alpha)$ e construindo a expressão

$$\eta = F'(\tau\alpha) - U_L \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

O ajuste tradicional é o ajuste linear ASHRAE.

O segundo ajuste é aquele obtido seguindo-se o procedimento BSE de construir a curva de η através dos dados de $F'(\tau\alpha)$ (obtidos de dia) e $F'U_L$ (obtidos à noite).

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O objetivo deste trabalho foi o de obter o máximo de informações sobre o coletor utilizando uma bancada de testes convencional.

Como proposta foi sugerido obter, através de testes adicionais, além da tradicional representação gráfica da eficiência como função de $T^* = \frac{T_F - T_A}{W} \times 10$ (geralmente também acompanhada de expressão algébrica, resultado do ajuste feito aos pontos experimentais), a eficiência como função explícita (quer sob forma gráfica, quer como expressão algébrica) de outras variáveis envolvidas. Tais variáveis são velocidade do vento, temperatura de operação e temperatura ambiente, ângulo de incidência e fluxo de operação (cálculos teóricos mostraram que a umidade relativa tem efeito desprezível).

Para tal foi desenvolvido um modelo teórico para se estimar quais das variáveis acima deveriam ser consideradas no coletor plano. Como consequência, o modelo desenvolvido mostrou alguns efeitos peculiares no comportamento do coeficiente de perda de calor U_t desconhecido até o momento na literatura utilizada. Com a metodologia de medidas desenvolvida e proposta, foi possível constatar tais efeitos experimentalmente.

Resumindo, os testes adicionais propostos e os resultados obtidos foram:

- Influência do fluxo de operação no rendimento

O modelo teórico utilizado (Oliver) está de bom acordo com os resultados experimentais, na faixa de vazão em que foi aplicado. Tal modelo prevê, além disso, flutuações no coeficiente

de transferência de calor para fluxos inferiores aos que foi possível testar, de modo que fica como sugestão a verificação experimental de tais efeitos, e cuja ocorrência estimamos deva realizar-se para valores típicos de fluxo em sistemas de termo-sifão.

Experimentalmente verificou-se que o valor da função F' é constante em relação aos $\dot{V}$ utilizados (50 - 900 l/h) e vale, $F'(\tau\alpha) = .70$ e $F'(\tau\alpha) = .66$, para o coletor com 1 e 2 vidros respectivamente. Se fosse utilizada água ao invés de óleo, F' seria mais alto (ver Figura 23, e comentário no Cap. VI).

- Dependência da eficiência do ângulo de incidência da radiação solar

Verificou-se neste caso uma concordância relativamente boa entre a curva teórica e o ajuste experimental, para o qual foi obtido:

$$F'(\tau\alpha) = .76 - .13 (1/\cos\theta - 1) \quad \text{para 1 vidro}$$

e
$$F'(\tau\alpha) = .66 - .08 (1/\cos\theta - 1) \quad \text{para 2 vidros.}$$

- Influência da velocidade do vento no coeficiente de perdas U_L

Embora estas medidas sejam de trabalhosa realização e o modelo teórico e as próprias medidas dêem margem a muitas dúvidas, foi possível obter valores da mesma ordem de grandeza dos previstos teoricamente, e ajustes lineares que resultaram em:

$$F'U_L = 5.8 + .13 V_v \quad \text{para 1 vidro}$$

e
$$F'U_L = 4.5 + .15 V_v \quad \text{para 2 vidros.}$$

Tais ajustes podem ser utilizados sem perda de precisão para ventos de até 10 m/s, a partir de que o coeficiente angular deva diminuir (segundo o modelo teórico). Na prática, são muito pouco frequentes ventos constantes superiores a 10 m/s (36 km/h).

- Dependência do coeficiente de perdas de calor U_L da temperatura de operação e da temperatura ambiente

O modelo teórico prediz claramente o efeito de cada uma das temperaturas no fator U_L . Experimentalmente, porém, verificam-se dificuldades consideráveis na obtenção do fator $F'U_L$ como função da temperatura ambiente; tal teste, se realizado, deveria ser feito em recinto fechado com capacidade de variação da temperatura ambiente em pelo menos 20°C .

Na impossibilidade de se obter a dependência da temperatura ambiente isolada da temperatura média do fluido no coletor, devido à falta da facilidade acima mencionada, optou-se por obter $F'U_L$ como função de $(T_F - T_A)$, ou seja, da diferença entre as duas temperaturas (ver Figuras 21 e 22).

As curvas teóricas foram traçadas tomando-se como referência: $T_A = 10^\circ\text{C}$, 20°C e 30°C , $V_V = 0, 2, 5, 10 \text{ m/s}$, U.R. = .6, .8 e 1.0 (ver Figuras 7, 8 e 18).

Os resultados experimentais confirmaram, de forma semi-qualitativa, o comportamento previsto teoricamente; sugere-se um estudo experimental mais detalhado deste comportamento peculiar.

Foi possível também obter uma dependência quantitativa de $F'U_L$ da diferença $(T_F - T_A)$, pelo menos para valores de $(T_F - T_A)$ superiores a 25°C para 1 vidro e superiores a 20°C para 2 vidros.

Foi obtido, para $F'U_L$:

$$F'U_L = 3.9 + .049 (T_F - T_A) \quad \text{para 1 vidro}$$

$$\text{e} \quad F'U_L = 4.5 \quad \text{para 2 vidros.}$$

Tais ajustes valem para $(T_F - T_A) \gtrsim 20^\circ\text{C}$ e $\gtrsim 70^\circ\text{C}$.

- Representação dos resultados

Além da tradicional representação (citada na introdução) obtida experimentalmente, pode-se representar os resultados sob forma das curvas obtidas experimentalmente, ou como expressão algébrica.

Reunindo os resultados dos ajustes feitos, pode-se escrever:

Para o coletor com 1 vidro

$$\eta = 0.72 - .13 (1/\cos\theta - 1) - \left[3.9 + .13 V_v + .049 (T_F - T_A) \right] \times \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

E, para o coletor com 2 vidros:

$$\eta = 0.66 - .08 (1/\cos\theta - 1) - (4.5 + .15 V_v) \frac{(T_F - T_A)}{W}$$

A representação por nós sugerida e exemplificada acima é a mais indicada para a simulação e projetos de sistemas solares já que a mesma engloba, em uma simples expressão analítica, a influência que diversos parâmetros exercem sobre a eficiência do coletor solar plano.

O procedimento proposto pode ser facilmente adaptado a outros tipos de coletores solares.

APÊNDICE I

DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO CÉU

Se a Terra não possuísse nem vapor d'água nem gás carbônico na atmosfera, veríamos uma temperatura de céu equivalente próxima à temperatura do universo, de 3K. A razão disso é que nem O_2 nem N_2 , de que a maior parte de nossa atmosfera é constituída, possuem bandas de absorção na região infravermelha da radiação térmica da Terra [4]. A água (e, em muito menor escala, o carbono) contida na atmosfera absorve parte da radiação térmica emitida pela Terra e a reemite de volta, de maneira que a temperatura de céu equivalente não seja tão baixa.

Assumindo, para maior simplicidade, que a emissividade do vapor d'água não varia na região de temperaturas em que vamos trabalhar, a energia total emitida por um elemento de gás com conteúdo especificado de vapor d'água será unicamente função da temperatura, e será diretamente proporcional à quarta potência de sua temperatura absoluta.

Além disso, a emissividade de uma mistura de vapor d'água e gás não-radiante deve ser função da pressão total P_T [4]: Isto deve-se ao fato de que a emissão de radiação por molécula de água é influenciada por colisões com outras moléculas. Portanto, se a taxa de colisões diminuir devido à diminuição da pressão total P_T , a taxa de emissão também será diminuída.

Isto é, conhecendo a quantidade total de vapor d'água na atmosfera podemos determinar sua emissividade, e conhecendo a distribuição de temperaturas podemos determinar a radiação atmosférica que atinge o solo.

Como as distribuições de pressão e temperatura acima ci

tadas são conhecidas, a partir da pressão ao nível do solo e a partir da temperatura ambiente, podemos proceder da seguinte forma [4]:

1º) Para a temperatura ambiente, devemos calcular a correspondente pressão de vapor.

2º) Multiplicando a pressão de vapor pela umidade relativa, temos a pressão relativa e assim achamos as temperaturas de saturação para aquela pressão.

3º) Para aquela temperatura de saturação, calculamos a correspondente emissividade aparente [4].

4º) Com a emissividade aparente, determinamos T_{CEU} .

Utilizando tabelas [9] de propriedades de vapor d'água saturado, podemos fazer um gráfico da pressão absoluta em função da temperatura (ver Ref.1) e obter

$$P_{abs} = 1.345 \times 10^{11} e^{-\frac{5234}{T_a [^{\circ}K]}} \quad [N/m^2] \quad (1)$$

Este mesmo gráfico é utilizado para se obter a temperatura de saturação tendo-se a pressão relativa de vapor d'água na atmosfera, que é a pressão absoluta àquela temperatura ambiente multiplicada pela umidade relativa:

$$P_{rel} = P_{abs} \times U.R. \quad (2)$$

$$T_{DEWPOINT} = \frac{5234}{\ln \frac{1.345 \times 10^{11}}{P_{rel}}} \quad (3)$$

de onde se obtém

$$T_{DEWPOINT} = \frac{T_a}{1 - \frac{T_a}{5234} \ln U.R.} \quad (4)$$

onde T_a é a temperatura ambiente e a U.R. a umidade relativa do ar.

De [4] temos a emissividade aparente da atmosfera como função de T_{DEWPOINT} (ver Ref.4) próxima ao solo. Na região de interesse podemos escrever, para T_{DEWPOINT} entre 10°C e 30°C :

$$\epsilon_a = -.0736 + 3.2 \times 10^{-3} T_{\text{DEWPOINT}} [^{\circ}\text{K}] \quad (5)$$

Como a radiação atmosférica num plano horizontal é:

$$A = \epsilon_a \sigma T_a^4 \quad (6)$$

temos que, por definição, a temperatura de céu T_{CEU} será:

$$T_{\text{CEU}} = \sqrt[4]{\frac{A}{\sigma}} = T_a \left[\frac{3.2 \times 10^{-3} T_a}{1 - \frac{T_a \ln \text{U.R.}}{5234}} - .0736 \right]^{1/4} \quad (7)$$

APENDICE II

DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA θ

A partir da hora, longitude e latitude locais, dia do ano e ângulo de inclinação do coletor, calcula-se o ângulo de incidência da radiação solar no coletor.

Para tal, é preciso em primeiro lugar, calcular o tempo solar. Tomando a hora local como tempo standard tem-se [1]:

$$T_{SOL} = T_{ST} + E + 4.(L_{ST} - L_{LOC})$$

onde T_{SOL} é o tempo solar,

T_{ST} o tempo standard,

L_{ST} a longitude standard (na qual é baseado o tempo standard), em graus a oeste,

L_{LOC} a longitude local, em graus a oeste

e E é a equação do tempo, em minutos, correção necessária devido a perturbações na órbita da Terra.

No caso de Atibaia, $L_{ST} = 3^h$ e $L_{LOC} = 3^h 6' 15''$, de modo que

$$T_{SOL} = T_{ST} + E - 25'$$

O valor de E pode ser obtido de tabelas, ou de [1].

O ângulo de incidência θ é obtido a partir de [1]:

$$\begin{aligned} \cos\theta &= \sin\delta \sin\phi \cos\lambda - \sin\delta \cos\phi \sin\lambda \cos\gamma \\ &+ \cos\delta \cos\phi \cos\lambda \cos\omega + \cos\delta \sin\phi \sin\lambda \cos\gamma \cos\omega \\ &+ \cos\delta \sin\lambda \sin\gamma \sin\omega \end{aligned}$$

onde ϕ = latitude (negativa ao sul)

δ = declinação (ângulo zenital do sol ao meio-dia solar)

λ = ângulo de inclinação do coletor (negativo se este for inclinado para o norte)

γ = Azimute do coletor

ω = ângulo horário, com 0^0 para o meio-dia solar.

A declinação δ é obtida a partir de [1]:

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left[360 \frac{284 + n}{365} \right]$$

onde n é o dia do ano.

O ângulo horário é dado, em graus, por [1]:

$$\omega = 15.(T_{\text{SOL}} - 12)$$

REFERÊNCIAS

1. J.A. Duffie, W.A. Beckman "Solar energy thermal processes" 1974 Wiley & Sons, Inc.
2. F. Kreith, "Princípios da transmissão de calor"
3. K.G.T. Hollands, "Free convection in solar collectors"
4. R.W. Bliss, Jr., "Atmospheric radiation near the surface of the ground: A summary for engineers"
5. L.H. Baker, "Film heat-transfer coefficients in solar collector tubes at low Reynolds numbers"
6. N.B.S. Technical Note 899, "Development of proposed standards for testing solar collectors and thermal storage devices"
7. ASHRAE Standard 93-77, "Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors"
8. B.S.E. (Bundesverband Solarenergie), "Guide-lines and directions for determining the usability of solar collectors - A solar collector efficiency test"
9. Carroll M. Leonard, "Fundamentals of Thermodynamics", Prentice Hall, 1958
10. Abschlussbericht, Teststation für solar-kollektoren in Brasilien, KFA-IKP-IB-3/81
11. Rhône-Poulenc-Chimie Fine, technical documentation, Heat transfer fluids, Gilotherm ADX10
12. On the testing of solar collectors to determine thermal performance. Edward Lumsdaine, Proceedings of the 1978 Annual Meeting, American section of the International Solar Energy Society, Inc., Vol. 2.1