



**Habitação
mais Sustentável**

Documento

Levantamento do estado da arte: Energia solar



Projeto
Tecnologias para construção habitacional mais sustentável
Projeto Finep 2386/04
São Paulo
2007



Habitação **mais** Sustentável

Documento 2.3

Levantamento do estado da arte: Energia solar

Autores

Racine Tadeu Araújo Prado, Dr.

Laerte Bernardes Arruda, Dr.

Airton Menezes de Barros Filho

Vanessa Montoro Taborianski, Msc.

Cristina Yukari Kawakita

Larissa Oliveira Arantes



Imprima somente se for necessário.



Utilize papel reciclado.

Projeto

Tecnologias para construção habitacional mais sustentável

Projeto Finep 2386/04

São Paulo

2007

Projeto
Tecnologias para construção habitacional mais sustentável
Projeto Finep 2386/04

Instituições executoras



Instituições parceiras





Coordenação

Prof. Dr. Vanderley M. John



POLI / USP – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Pesquisadores

Prof. Dr. Alex K. Abiko
Msc. Clarice Menezes Degani
Prof. Dr. Francisco F. Cardoso
Prof. Dr. Orestes M. Gonçalves
Prof. Dr. Racine T. A. Prado
Prof. Dr. Uiraci E. L. de Souza
Prof. Dr. Vahan Agopyan
Prof. Dr. Vanderley M. John

Bolsistas

Airton Meneses de Barros Filho
Cristina Yukari Kawakita
Daniel Pinho de Oliveira
Davidson Figueiredo Deana
José Antônio R. de Lima
Msc. Vanessa M. Taborianski
Viviane Miranda Araújo



UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas

Pesquisadores

Prof. Dra. Marina S. O. Ilha
Prof. Dra. Vanessa Gomes da Silva

Bolsistas

Erica Arizono
Laís Ywashima
Marcia Barreto Ibiapina



UFG – Universidade Federal de Goiás

Pesquisadora

Prof. Dra. Lúcia Helena de Oliveira

Bolsista

Ricardo Prado Abreu Reis



UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

Pesquisador

Prof. Dr. Roberto Lamberts

Bolsista

Msc. Maria Andrea Triana



UFU – Universidade Federal de Uberlândia

Pesquisador

Prof. Dr. Laerte Bernardes Arruda

Bolsista

Gabriela Salum
Larissa Oliveira Arantes

Sumário

1. Introdução	6
2. Conceitos fundamentais	8
2.1 Solarimetria	8
2.1.1 O Sol	8
2.1.2 Constante solar	10
2.1.3 Variação da radiação extraterrestre	10
2.1.4 Radiação e comprimento de onda	10
2.1.5 Instrumentação	11
2.1.6 Disponibilidade de radiação solar no Brasil	14
2.2 O Sistema de aquecimento solar de água em habitações	16
2.2.1 Coletor solar	16
2.2.2 Reservatório de água quente	18
2.2.3 Componentes	19
2.2.4 Tipos de sistemas	19
2.3 Análise do desempenho de sistemas de aquecimento solar de água	22
2.3.1 Orientação da radiação solar incidente em uma superfície	22
2.3.2 Estimativa da radiação solar	24
2.3.3 Avaliação da energia solar útil e da energia utilizável	25
2.3.4 Eficiência do sistema	27
2.3.5 Fração solar	27
2.3.6 Fator de carga utilizável	28
2.3.7 Coletor solar	28
2.3.8 Reservatório de água quente	33
2.3.9 Estratificação térmica nos reservatórios de água quente	34
2.3.10 Perdas térmicas nos reservatórios de água quente	40
2.3.11 Perdas nas tubulações	48
3. Caracterização e análise crítica das práticas existentes no mercado nacional	52
3.1 Ducha solar	52
3.2 Aquecedor compacto	52
3.3 Chuveiro solar	52
3.4 Aquecedor em base única de sustentação	52
3.5 Aquecedor solar PV	52
3.6 Aquecedor solar super compacto	53
3.7 Aquecedor solar integrado	53
3.8 Manta solar	53
3.9 Aquecedor solar compacto ecológico	53
4. Metodologias de avaliação	54
5. Considerações finais	56
Referências bibliográficas	57

Levantamento do estado da arte: Energia solar

Racine Tadeu Araújo Prado, Laerte Bernardes Arruda, Airton Menezes de Barros Filho, Vanessa Montoro Taborianski, Cristina Yukari Kawakita, Larissa Oliveira Arantes

1. Introdução

Segundo Eletrobrás (BRASIL, 2004), no ano de 2004, o consumo de energia elétrica no setor residencial foi de 78,5 TWh, crescendo 3,0% em relação ao consumo de 2003 e atendendo a cerca de 46,8 milhões de consumidores. O setor residencial responde por 24% do consumo total de energia elétrica no país e, dentro deste setor, tem-se uma participação média de 26% do consumo total atribuído ao aquecimento de água, segundo a PROCEL (BRASIL, 2005). Portanto, conclui-se facilmente que apenas o aquecimento de água para banho em residências brasileiras é responsável por mais de 6,0% de todo o consumo nacional de energia elétrica.

Uma das alternativas para diminuir o consumo de energia elétrica para aquecimento de água, que como citado acima, é um dos grandes responsáveis pelo alto consumo, será popularizar o uso da energia solar para o aquecimento de água. O mercado mundial de aquecedores solares começou a crescer a partir da década de 70, mas expandiu significativamente durante a década de 90 e como resultado deste crescimento, houve um aumento substancial de aplicações, da qualidade e modelos disponíveis (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO –ABRAVA). Sem levar em conta o Brasil, os principais países que empregam a tecnologia de aquecimento solar são Israel, Grécia, Áustria, Austrália, Turquia, Estados Unidos, Japão, Dinamarca, Alemanha, etc. São no total 26 países ao todo que representam aproximadamente 50% da população global e cerca de 90% do mercado de aquecimento solar mundial (ABRAVA). A área coletora instalada acumulada nestes 26 países, segundo estudo feito pela IEA – Agência Internacional de Energia, era de aproximadamente 100 milhões de metros quadrados no ano de 2001.

Ainda segundo a ABRAVA, dos 100 milhões de metros quadrados instalados até 2001:

- 27,7 milhões de metros quadrados eram relativos a coletores abertos feitos de material de base polimérica (EPDM¹, polipropileno, etc.) destinados principalmente para aquecimento de piscinas;
- 71,3 milhões de metros quadrados eram relativos a coletores planos e coletores de tubos de vácuo para aquecimento de água e de ambientes;
- 1,6 milhões de metros quadrados era relativo a “coletores de ar”, destinados principalmente à secagem de produtos agrícolas.

¹ EPDM - Poli (Etileno - Propileno - Dieno) - Excelente resistência a condições climáticas e capacidade de suportar grande quantidade de carga.

O indicador utilizado para comparar a evolução dos mercados é a área instalada per capita dada em m² (metros quadrados) por mil habitantes.

Se considerarmos a área de coletores fechados e de tubos de vácuo instalada per capita (para cada mil habitantes) nos diversos países, Israel, Grécia e Áustria são líderes absolutos com 508, 264 e 203 m² instalados para cada mil habitantes. Podemos destacar também os mercados da Turquia, Japão, Austrália, Dinamarca e Alemanha com áreas instaladas para cada mil habitantes entre 118 e 45 m² (ABRAVA).

No cenário brasileiro, torna-se cada vez mais evidente a necessidade de incentivo ao uso de energias renováveis complementares à atual geração hidrelétrica. Busca-se, dessa forma, garantir níveis de fornecimento de energia elétrica necessários ao crescimento populacional e universalização dos serviços de energia, ao crescimento econômico e à geração de novos postos de trabalho, com menor impacto ambiental possível. A energia solar térmica tem-se mostrado não apenas como solução técnica e economicamente viável para os problemas de redução do consumo de energia elétrica no setor residencial brasileiro e de modulação da curva de carga das concessionárias de energia, como também age sob a forma de mecanismo de desenvolvimento limpo para a nação.

No caso do aquecimento solar de água em substituição aos chuveiros elétricos, deve-se ressaltar ainda que, embora não ocorra geração de energia em seu sentido mais restrito, a retirada dos aquecedores elétricos instantâneos (chuveiros elétricos) e a correspondente redução de sua participação no horário de pico de demanda das concessionárias de energia elétrica do país, pode ser interpretada como uma intensa e constante geração virtual de energia elétrica. Finalmente, vale lembrar que o Brasil se encontra em uma região entre trópicos e próximo à linha do equador privilegiando-se dos elevados índices solarimétricos que são determinantes para o crescente aproveitamento do aquecimento solar.

O aquecimento solar no Brasil começou a ser desenvolvido comercialmente na década de 70, mas somente a partir dos anos 90 é que o mercado obteve taxas de crescimento elevadas, principalmente devido à implantação do PBE – Programa Brasileiro de Etiquetagem coordenado pelo INMETRO.

A Tabela 1 mostra a evolução do mercado de aquecimento solar no Brasil desde 1985.

Tabela 1 – Evolução do mercado de aquecimento solar de água no Brasil. (ABRAVA).

Evolução do Aquecimento Solar no Brasil						
Ano	1985	1990	1995	2000	2001	2004
Novos Instalados (m ²)	24.800	36.000	72.000	260.000	480.000	389.000
Em operação (m ²)	145.000	307.000	553.800	1.356.800	1.836.800	2.859.600

Estima-se que pelo menos 80% da área coletora solar instalada no Brasil seja destinada ao aquecimento de água para residências unifamiliares; 8% sejam destinadas para instalações residenciais multifamiliares (edifícios). Uma pequena e crescente parcela é destinada ao aquecimento de piscinas e para o setor terciário, principalmente hotéis, motéis, hospitais, creches e escolas. O setor industrial ainda é muito incipiente e participa com menos de 1% da área coletora instalada, mas com o desenvolvimento tecnológico crescente, o aquecimento solar para geração de calor de processos industriais tende a evoluir bastante nos próximos anos.

Ainda segundo a ABRAVA, a área acumulada instalada de coletores solares no Brasil totalizou no ano de 2003 aproximadamente 2,5 milhões de metros quadrados. Para o Brasil isto representa:

- Deslocamento de demanda de mais de 1200 MW no horário de ponta;
- O país já economizou o investimento equivalente à construção de 4 usinas de Três Marias;
- O equivalente a geração anual de energia de pelo menos 1700 GWh.

Portanto, dadas as condições propícias do país ao aproveitamento de energia solar, o aquecimento de água por termoacumulação através do aproveitamento desta fonte renovável ocorreu de forma mais ou menos espontânea, sem grandes iniciativas governamentais centralizadas. Como a busca pela sustentabilidade ambiental dos edifícios tornou-se inexorável, o aquecimento solar de água se mostra como uma das medidas mais viáveis técnica e economicamente no setor residencial e adequado para receber maiores incentivos.

2. Conceitos fundamentais

Este capítulo é dividido em duas partes, sendo a primeira referente a conceitos fundamentais sobre radiação solar e a segunda aborda os sistemas de aquecimento solar de água.

2.1 Solarimetria

É o ramo da meteorologia que se dedica a medição de parâmetros relativos à radiação solar. Esses parâmetros, tais como número de horas de sol em um dia, insolação (nº de horas de sol), radiação direta e radiação difusa, radiação global e em casos mais específicos a radiação em determinados comprimentos de onda, são usados em diversas aplicações de diferentes áreas do conhecimento (TIBA et al., 2000).

Em particular, para o uso da energia solar para aquecimento de água, esses parâmetros são fundamentais, pois possibilitam estimar, com precisão satisfatória, a quantidade de energia recebida e assim, dimensionar as instalações e equipamentos envolvidos no processo, como os coletores solares e o reservatório de água quente, dentre outros.

2.1.1 O Sol

Tabela 2 – O Sol – composição química principal. (OLIVEIRA FILHO; SARAIVA, 2005).

Composição química principal (No)	
Elemento	Porcentagem (%)
Hidrogênio	91,20
Hélio	8,70
Oxigênio	0,078
Carbono	0,043

Segundo Duffie e Beckman (1991, p. 3), “o sol é uma esfera de matéria gasosa (Tabela 2) intensamente quente com um diâmetro de $1,39 \times 10^9$ m e está, em média, a $1,5 \times 10^{11}$ m da Terra. A temperatura nas regiões internas centrais é estimada de 8×10^6 a 40×10^6 K e a densidade é estimada em ser cerca de 100 vezes a da água.”

No núcleo do sol acontece a geração de energia através de reações termonucleares.

De acordo com Duffie e Beckman (1991, p. 4):

a energia produzida no interior da esfera solar a temperaturas de muitos milhões de graus deve ser transferida para a superfície e depois ser irradiada para o espaço. Uma sucessão de processos radioativos e convectivos ocorrem com sucessiva emissão, absorção e re-irradiação; a radiação no núcleo do sol está na parte de raios-X e gama do espectro, com os comprimentos de onda da radiação aumentando enquanto as temperaturas caem em distâncias radiais maiores.

As principais regiões do sol são:

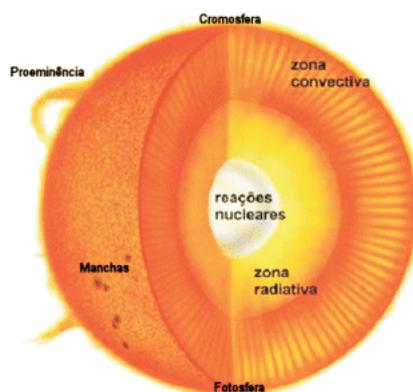


Figura 1 – Principais regiões do sol. (OLIVEIRA FILHO; SARAIVA, 2005).

A **fotosfera** é a camada externa da zona convectiva. Ela tem a aparência de uma superfície cheia de grânulos, como ilustra a Figura 2. Este fenômeno é chamado de granulação fotosférica. Os grânulos têm dimensões de 1000 a 3000 km e tempo de vida de alguns minutos. Segundo Duffie e Beckman (1991), a fotosfera é a fonte da maior parte da radiação solar.

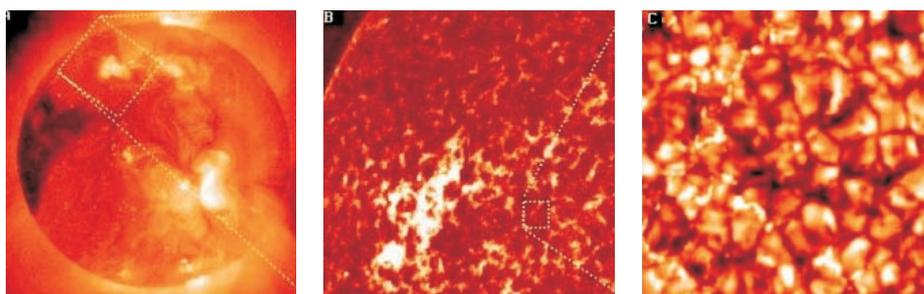


Figura 2 – Granulação fotosférica. (OLIVEIRA FILHO; SARAIVA, 2005).

Segundo Oliveira Filho e Saraiva (2005), “a **cromosfera** é a camada da atmosfera solar logo acima da fotosfera. Ela tem cor avermelhada e é visível durante os eclipses solares, logo antes e após a totalidade”. De acordo com Duffie e Beckman (1991, p. 5), “esta é uma camada gasosa com temperaturas maiores do que a fotosfera mas de densidade mais baixa.”



Figura 3 – Eclipse Solar. (CARLOS², 1991, apud OLIVEIRA FILHO; SARAIVA, 2005).

² CARLOS, W. The Wendy Carlos Total Solar Eclipse Page. Disponível em: <http://www.wendycarlos.com/eclipse.html>. Acesso em: 20 abr. 2006.

2.1.2 Constante solar

a radiação emitida pelo sol e sua relação espacial com a Terra resulta em uma intensidade quase fixa de radiação solar fora da atmosfera terrestre. A constante solar, G_{SC} , é a energia do Sol, por unidade de tempo, recebida em uma unidade de área perpendicular à direção de propagação da radiação, em uma distância Terra-Sol média, fora da atmosfera. O World Radiation Center (WRC) adotou o valor de 1367 W/m^2 , com incerteza na ordem de 1%. (DUFFIE; BECKMAN, 1991, p. 6),

De acordo com Oliveira Filho e Saraiva (2005), “a constante solar varia, dependendo da época no ciclo de 11 anos, de $1364,55$ a $1367,86 \text{ W/m}^2$ ”, como observado na Figura 4. Segundo ABNT (1988), o valor adotado para verificação do rendimento de coletores solares planos é de 1353 W/m^2 .

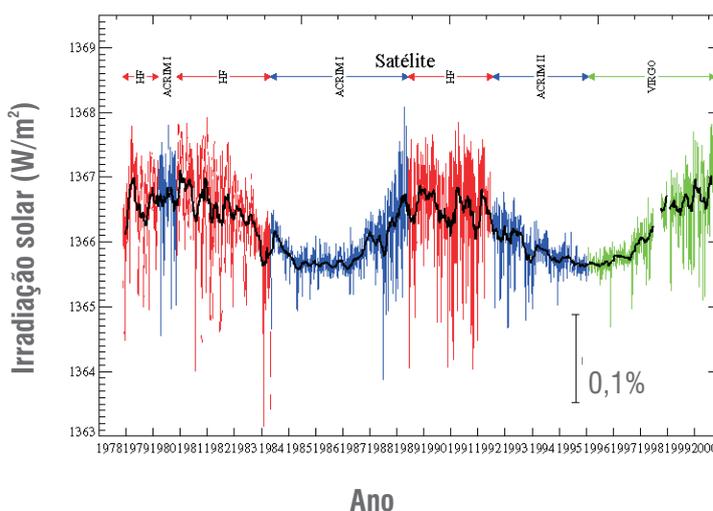


Figura 4 – Medições da irradiação solar realizadas por satélites. (OLIVEIRA FILHO; SARAIVA, 2005).

2.1.3 Variação da radiação extraterrestre

Devem ser consideradas duas fontes de variação na radiação extraterrestre. A primeira é a variação na radiação emitida pelo Sol e a segunda é a variação da distância entre a Terra e o Sol.

2.1.4 Radiação e comprimento de onda

Observa-se, então, que a radiação solar emitida é o resultado da composição da emissão e absorção de radiação em vários comprimentos de onda de várias camadas.

A radiação de ondas curtas ou radiação solar possui faixa de comprimento de onda de $0,25$ a $3,0 \mu\text{m}$ e é a porção da radiação eletromagnética que inclui a maior parte da energia irradiada pelo sol.

A radiação de ondas longas possui faixa de comprimento de onda maior do que $3,0 \mu\text{m}$. Segundo Duffie e Beckman (1991, p. 47), “a radiação de ondas longas é emitida pela atmosfera, pelo coletor ou por qualquer outro corpo a temperaturas normais”.

O espectro da radiação solar é composto pela radiação ultravioleta, visível e infravermelha.

a) Radiação ultravioleta

Da constante solar, cerca de 9% está na porção do ultravioleta ($\lambda < 400 \text{ nm}$). De acordo com Diffey (2002, p. 4), “tanto a qualidade (espectro) como a quantidade (intensidade) da radiação ultravioleta terrestre varia com a elevação do sol sobre o horizonte, ou altitude solar. A altitude solar depende da hora do dia, do dia do ano e da localização geográfica (latitude e longitude)”.

Segundo Diffey (2002, p. 7), “em um dia de verão, UVB (quando tomada como $290\text{-}320 \text{ nm}$)

constitui aproximadamente 6% da radiação ultravioleta terrestre e UVA (quando tomada como 320-400 nm) constitui os 94% restantes”.

Entretanto a radiação UVB corresponde ao causador de 80% dos danos biológicos enquanto que a radiação UVA é responsável pelos 20% restantes.

De acordo com Echer et al. (2001, p. 277), o O₂ (oxigênio molecular) e o O₃ (ozônio) mostram fortes bandas de absorção na região ultravioleta do espectro eletromagnético.

b) Radiação infravermelho

De acordo com o Glossário do Observatório Nacional do Ministério das Minas e Energia (BRASIL, 2005), “esta é uma região (ou banda) do espectro eletromagnético que está situada entre as regiões do visível e a de microondas. Deste modo, vemos que a radiação infravermelha é uma radiação eletromagnética com comprimentos de onda longos, o que a coloca na parte invisível do espectro eletromagnético. A radiação infravermelha não é percebida pelo olho humano”. No entanto, a presença de ondas de radiação infravermelha é percebida por meio do calor.

A radiação infravermelha divide-se em:

- A radiação infravermelha próximo: ondas eletromagnéticas com comprimento entre 0,8 e 3,0 mm.
- A radiação infravermelha térmica: ondas eletromagnéticas com comprimento entre 3,0 e 10,0 mm.

Segundo Echer et al. (2001, p. 277), o H₂O (vapor de água) e CO₂ (dióxido de carbono) absorvem fortemente radiação na região do infravermelho.

c) Balanço radiativo

Segundo Brasseur e Solomon³ (1986 apud ECHER et al., 2001, p. 277):

A presença de espécies absorvedoras ocorre em toda a atmosfera terrestre, sendo os comprimentos de onda mais curtos do ultravioleta absorvidos na mesosfera (acima de 60 km), os intermediários na estratosfera (entre 20-30 km, pelo ozônio) e a radiação infravermelha na baixa estratosfera e troposfera.

De acordo com Echer et al (2001, p. 278):

Um parâmetro de grande relevância em termos de balanço radiativo são as nuvens, que são observadas cobrindo parte do planeta praticamente todo tempo. As nuvens exercem papel muito importante, refletindo intensamente e absorvendo a radiação solar na faixa de 8 a 12 km. Elas apresentam um elevado índice de refletividade que varia com a espessura das mesmas e com a quantidade de água nelas existentes. A maior parte da reflexão da radiação solar pelas nuvens se faz diretamente ao espaço, sendo assim considerada como energia perdida para a superfície terrestre; uma certa parte, porém se reflete na superfície inferior das camadas de nuvens mais elevadas e com isso é refletida de volta para a Terra.

Nos itens seguintes são apresentados os principais instrumentos utilizados para a coleta de dados solarimétricos.

2.1.5 Instrumentação

a) Heliógrafo

Instrumento usado para medir a duração diária do brilho solar, a insolação (TIBA, 2000). O

³ BRASSEUR, G; SOLOMON, S. Aeronomy of the middle atmosphere, Dordrecht, Holanda: D. Reidel Publishing, 1986.

heliógrafo mais usado é o de Campbell-Stokes, que é composto por uma esfera de quartzo polida, conforme um calibrador, com aproximadamente 96 mm de diâmetro, que atua como uma lente convergente, queimando uma fita de papel, que serve como medida do tempo de duração do brilho solar e em que hora houve insolação, como mostra a Figura 5 (OLIVEIRA, 1997; TIBA, 2000).



Figura 5 – Heliógrafo de Campbell-Stokes. (LABORATORIO DE EVALUACIÓN SOLAR, 2006).

b) Piroheliômetro

Instrumento que mede a irradiação (W/m^2) que incide numa superfície plana perpendicular à incidência da radiação solar. A radiação atinge o sensor no instrumento através de uma abertura que permite apenas a visão equivalente ao disco solar e uma pequena parcela da radiação proveniente do céu próximo ao sol (DUFFIE; BECKMAN, 1991). Os piroheliômetros acompanham o movimento do sol ao longo do dia, de forma a que a radiação incida em ângulo normal em relação ao sensor do instrumento (DUFFIE; BECKMAN, 1991; OLIVEIRA, 1997).

Existem diversos modelos disponíveis, com precisão entre 0,2 a 0,5%, e diferentes princípios de funcionamento. De forma geral, os piroheliômetros possuem um colimador, de forma a obter somente radiação proveniente do disco solar. O colimador é composto por um tubo que direciona os feixes de radiação, com uma termopilha em uma das extremidades. O colimador é fixado em uma base que permite o acompanhamento do movimento do sol ao longo do dia (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

Os piroheliômetros são divididos em três classes, de acordo com a precisão do instrumento. Os instrumentos padrão são usados para calibração de instrumentos de menor precisão. Além dessa, existem os instrumentos de primeira e segunda classe, sendo aqueles de maior precisão. Os piroheliômetros são usados para calibrar outros instrumentos, como piranômetros. Os parâmetros considerados para classificação são: sensibilidade ($m.W.cm^{-2}$); estabilidade (%); temperatura (variação de sensibilidade com a temperatura); resposta espectral (%); linearidade (%) e constante de tempo (TIBA, 2000).

Na Figura 6 observa-se um piroheliômetro montado em base telescópica.



Figura 6 – Piroheliômetro. (OLIVEIRA, 1997).

c) Piranômetro

Instrumento que mede a irradiação (W/m^2) total (também chamada de irradiação global), direta e difusa, num plano horizontal. A sensibilidade dos sensores à radiação independe do ângulo de incidência dos mesmos (DUFFIE; BECKMAN, 1991; OLIVEIRA, 1997). Os dados coletados com esses instrumentos são os mais utilizados em simulações e cálculos da energia recebida por coletores solares.

Os três tipos mais comuns de piranômetros são os que utilizam termopilhas (fotocondutivo), os que utilizam elementos bimetálicos (bolométrico) e os que utilizam sensores fotovoltaicos (fotoelétricos). Os primeiros são mais precisos, porém requerem uma alimentação de energia constante, enquanto os segundos funcionam sem o uso de energia elétrica e por isso, de menor custo.

Existem diferentes modelos de piranômetros com termopilha, mas de forma geral a radiação incidente é medida através da diferença de potencial obtida pela diferença de temperatura de dois materiais: um com elevada absorvância e o outro com elevada refletância. Os sinais emitidos são detectados por um potenciômetro. Os dados registrados são integrados num intervalo de tempo. Além do erro associado ao aparelho (aproximadamente 5%), soma-se o erro na integração dos valores. A Figura 7 apresenta um modelo desse tipo (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

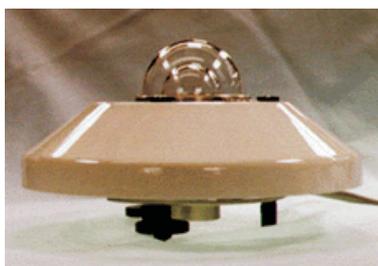


Figura 7 – Piranômetro com termopilha. (CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO DE SALVO BRITO – CRESESB, 2003).

Os piranômetros que utilizam elementos bimetálicos, também chamados de actinógrafos, possibilitam a leitura da radiação incidente através do aquecimento do bimetálico e sua deformação é proporcional à quantidade de radiação recebida. Com uma pena ligada a esse elemento é registrado o valor da deformação do elemento, que é correspondente a radiação incidente (CRESESB, 2006).



Figura 8 – Piranômetro com elemento bimetálico (Robitzch-Fuess), também conhecido como actinógrafo. (CRESESB, 2003).

Esse tipo de aparelho não depende de fonte de energia externa, porém precisa da atuação de um operador em intervalos regulares (diários) para funcionar. Além disso, a integração dos valores registrados é feita manualmente, o que aumenta o erro associado. Os modelos mais usados no país são os de Robitzch-Fuess (Figura 8).

Da mesma forma que os instrumentos com elementos bimetálicos, os de sensores fotovoltaicos são menos precisos do que os fotocondutivos. E, apesar de serem de fácil manuseio, apresentam algumas desvantagens, como a resposta espectral seletiva (ver Figura 9) (OLIVEIRA, 1997).

Os instrumentos com termopilha possuem duas camadas de vidro hemisféricas (domo) para proteger os sensores contra ventos e outros efeitos que possam alterar seu funcionamento. As camadas são uniformes para que se obtenha uma resposta regular em todos os comprimentos de onda. Além da radiação global em plano horizontal, pode-se medir também a radiação global em plano inclinado ou apenas a radiação difusa.

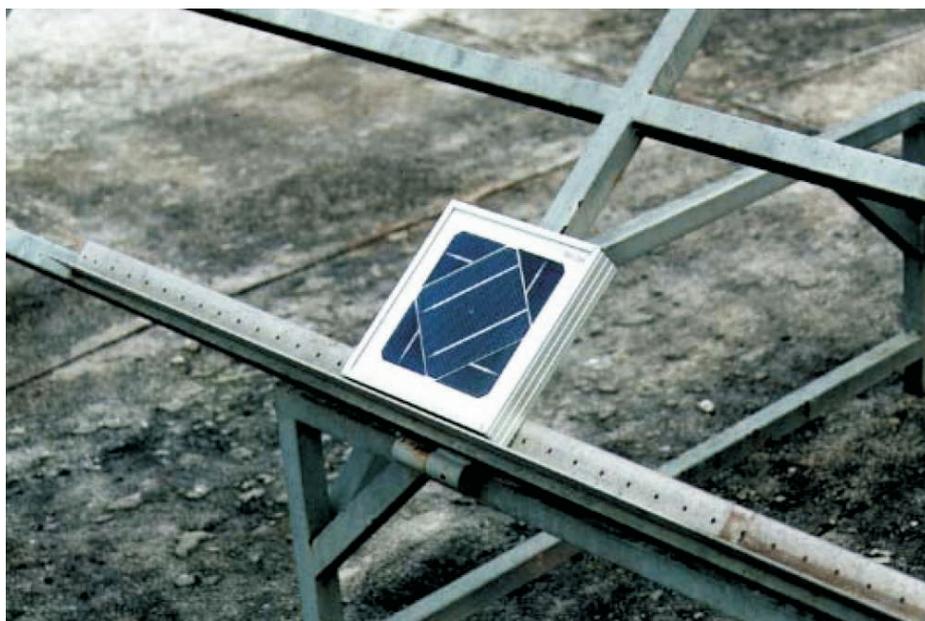


Figura 9 – Piranômetro fotovoltaico. (OLIVEIRA, 1997).

A medição da radiação global em plano inclinado fornece diretamente a radiação que incide em coletores solares, porém dependendo da inclinação do piranômetro a resposta do instrumento se altera, devendo ser corrigida com um fator correspondente, de acordo com cada tipo de aparelho (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

A medição da radiação difusa é feita com o auxílio de um anel de sombreamento acoplado ao instrumento. O anel de sombreamento impede que uma pequena parte de radiação difusa chegue ao instrumento, fazendo-se necessário o uso de um fator de correção estimado para cada modelo de aparelho.

2.1.6 Disponibilidade de radiação solar no Brasil

Segundo Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL (2005, p. 29), “quase todas as fontes de energia – hidráulica, biomassa, eólica, combustíveis fósseis e energia dos oceanos – são formas indiretas de energia solar”. A energia solar também pode ser usada diretamente como fonte de energia térmica ou ser convertida diretamente como energia elétrica.

No Brasil, entre os esforços mais recentes e efetivos de avaliação da disponibilidade de radiação solar, destacam-se os seguintes: a) Atlas Solarimétrico do Brasil, iniciativa da Universidade Federal de Pernambuco – UFPE e da Companhia Hidroelétrica do São Francisco – CHESF, em parceria com o Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito – CRESESB; b) Atlas de Irradiação Solar no Brasil, elaborado pelo Instituto Nacional de Meteorologia – INMET e pelo Laboratório de Energia Solar – LABSOLAR, da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC. (ANEEL, 2005, p. 33)

Na Figura 10 observa-se o modelo do Atlas Solarimétrico do Brasil.

Segundo Martins (2003, *on-line*), “o mapeamento da distribuição do recurso solar permite reconhecer áreas em que o aproveitamento dessa energia é potencialmente significativo”. O Atlas Solarimétrico do Brasil contém tabelas e mapas, como ilustrado na Figura 11, “com informações sobre a radiação solar global diária (quantidade de energia solar aproveitável por metro quadrado, em um dia em determinado local), insolação diária (número de horas de brilho do Sol em um dia em determinado local) e médias mensais e anuais de 511 localidades do Brasil e 67 de países limítrofes” (MARTINS, 2003, *on-line*).

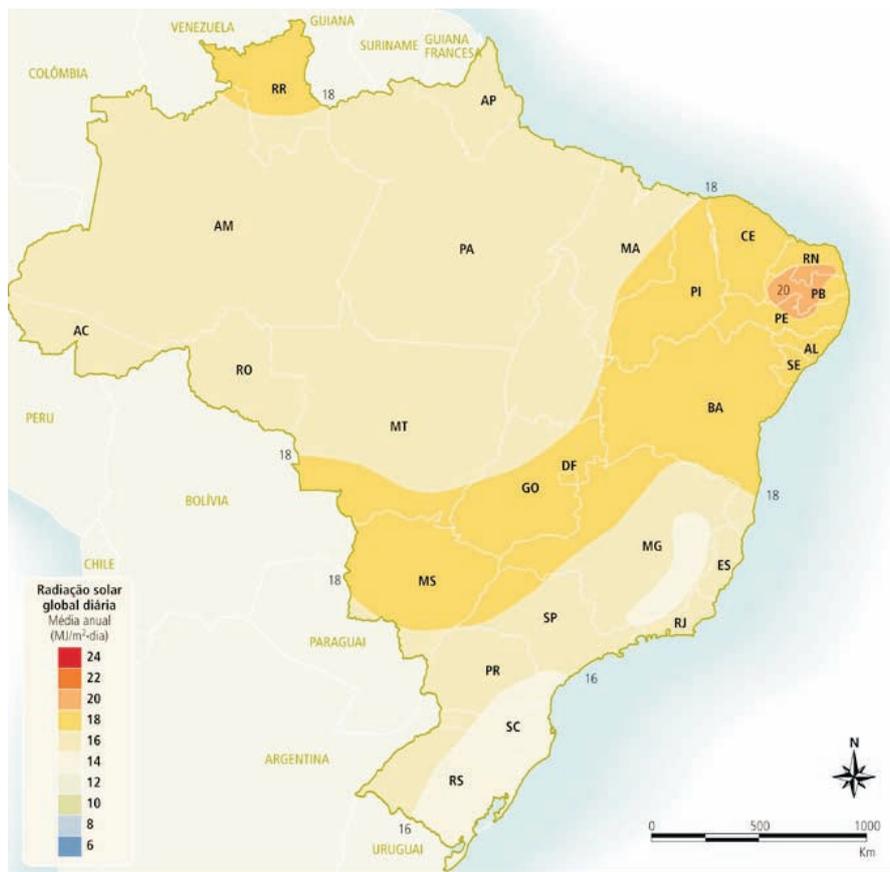


Figura 10 – Radiação solar global diária – média anual típica (MJ/m2.dia)(TIBA, 2000).

Os dados apresentados no Atlas Solarimétrico do Brasil são uma estimativa da radiação solar incidente no país, resultante da interpolação e extrapolação de dados obtidos em estações solarimétricas distribuídas pelo Brasil e por estimativas da radiação solar feitas a partir da análise de imagens de satélites.

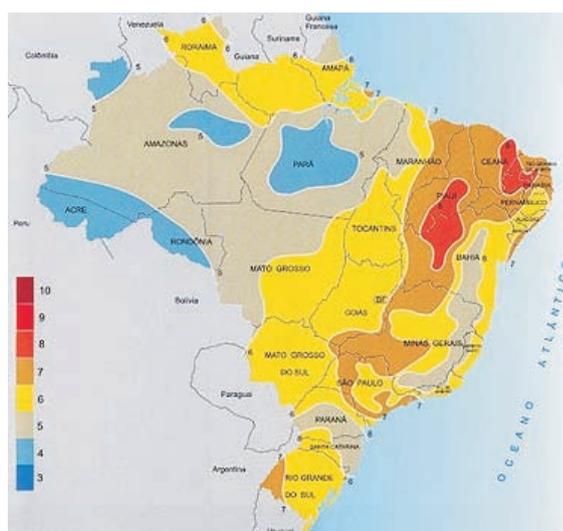


Figura 11 – Insolação média anual diária (em horas) no território brasileiro. (TIBA, 2000).

Segundo Tiba (2000), a radiação solar no Brasil varia entre 8 a 22 MJ/m2 dia.

A energia solar total incidente sobre a superfície terrestre depende da latitude, da hora do dia e dia do ano, devido à inclinação do eixo de rotação da Terra e à trajetória elíptica de translação da Terra ao redor do Sol, como pode ser visto na Figura 12. Para a maximização do aproveitamento da energia solar, pode-se ajustar a posição do coletor solar com a latitude local e o período do ano em que a energia é mais requerida.

O aproveitamento racional desta energia para o projeto de instalações bem dimensionadas e economicamente viáveis só é possível a partir de informações solarimétricas consistentes da região na qual o sistema solar vai ser implantado.

Figura 12 – Representação das estações do ano e do movimento da Terra em torno do sol. (adaptado de MAGNOLI; SCALZARETTO⁴, 1998 apud ANEEL, 2005).



2.2 O Sistema de aquecimento solar de água em habitações

O uso da energia solar para aquecimento de água nas habitações é uma alternativa bastante interessante para o Brasil, uma vez que o país apresenta grande potencial de utilização, além de ser uma fonte energética renovável, limpa, ilimitada e disponível em todo território nacional.

Entretanto, a maior dificuldade para a difusão do aproveitamento da energia solar consiste no investimento inicial relativamente elevado, em equipamentos e instalações, quando comparado com os sistemas convencionais. Em compensação, o custo de operação e manutenção é mínimo, contando-se apenas com o custo da energia elétrica da resistência utilizada no aquecimento de água nos dias de pouca insolação.

Em um estudo comparativo de custo entre os sistemas de aquecimento solar, a gás e chuveiro elétrico, realizado para um conjunto residencial localizado na cidade de São Paulo, verificou-se que em apenas cinco anos o custo de operação e manutenção do sistema de aquecimento a gás supera o do sistema de aquecimento solar (TABORIANSKI et al., 2002).

Tradicionalmente, o sistema de aquecimento de água, por meio da energia solar, é basicamente constituído pelo coletor solar, reservatório e componentes, que englobam uma fonte auxiliar de energia e uma rede de distribuição de água quente. A necessidade de um reservatório se deve ao fato de a demanda por água quente não coincidir, na maioria das aplicações, com o período de insolação. No caso de habitações residenciais, o consumo de água quente ocorre principalmente das 18 às 20 horas, mas a geração de água quente ocorre durante o dia.

A seguir, há uma breve descrição de cada elemento do sistema de aquecimento solar de água.

2.2.1 Coletor solar

Segundo Lima (2003, p. 11), “o coletor é o dispositivo responsável pela captação da energia pelo sol e sua conversão em calor utilizável”. Os coletores podem ser divididos em planos e de concentração.

⁴ MAGNOLI, D.; SCALZARETTO, R. Geografia, espaço, cultura e cidadania. São Paulo: Moderna, 1998. v.1.

a) Coletor solar plano

O coletor plano recebe e utiliza a radiação solar na mesma superfície. É composto por placa absorvedora na cor preta, tubulações por onde escoo o fluido a ser aquecido, isolamento térmico e, na maioria das vezes, cobertura transparente. Os coletores planos são utilizados para temperaturas da água abaixo de 93 °C (HUDSON; MARKELL, 1985).

A placa absorvedora tem a função de converter a energia radiante em calor, transferi-la para as tubulações e, em seguida, para o fluido. Tanto as placas quanto as tubulações são construídas com metais de alta condutividade térmica, geralmente cobre, alumínio ou aço.

A cobertura transparente, geralmente feita de vidro comum, reduz as perdas radiativas e convectivas da placa absorvedora, sendo responsável pelo efeito estufa ao refletir de volta a radiação infravermelha para a placa.

Como fluido a ser aquecido nas tubulações pode-se utilizar a própria água, ar ou algum outro líquido, quando necessária proteção contra o congelamento. Atualmente, utiliza-se como fluido de transferência o etileno-glicol ou o propileno-glicol (LIMA, 2003), no caso de sistemas indiretos.

É recomendável que o material isolante do coletor seja capaz de resistir a temperaturas de até 204 °C sem produzir substâncias voláteis (ASHRAE⁵, 1996 apud LIMA, 2003). Os materiais mais utilizados nessa isolação são: fibra mineral, fibra cerâmica, espuma de vidro, espuma de plástico ou fibra de vidro.

Conforme Lima (2003, p. 13), “as vantagens do coletor plano, em relação aos demais tipos, são: a simplicidade de construção, relativo baixo custo, nenhuma parte móvel, sem dificuldade de operar em dias nublados, relativa facilidade de reparo e durabilidade”. A Figura 13 apresenta uma seção típica de um coletor plano.

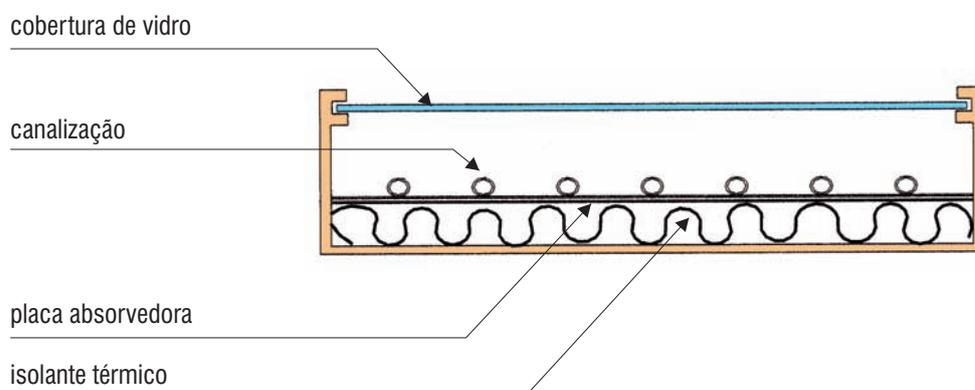


Figura 13 – Seção típica de um coletor de superfície plana. (ARRUDA, 2004).

As propriedades ópticas dos coletores planos podem ser melhoradas utilizando-se filme de teflon, vidro, tratamento anti-reflexivo e um refletor (HELLSTROM et al., 2003).

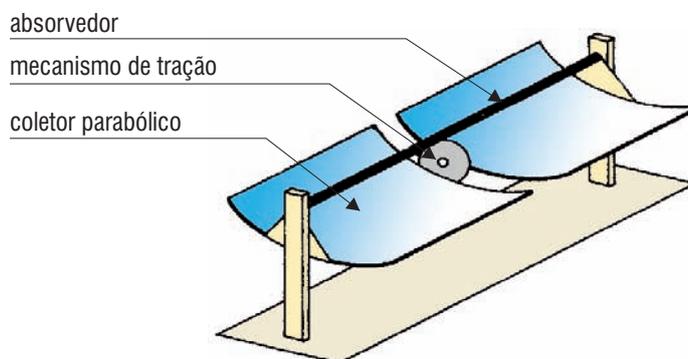
b) Coletor de concentração

O coletor de concentração focaliza a energia que atinge um grande refletor ou uma lente Fresnel para um pequeno absorvedor. Devido à concentração de energia em uma pequena área, o fluido de transferência contido no absorvedor alcança temperaturas muito elevadas rapidamente.

⁵ ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE: Systems and Equipment Handbook. New York: ASHRAE, 1996.

Esta concentração de temperatura em uma área pequena também é a principal vantagem deste equipamento. Boyle (1996) indica o uso deste tipo de coletor para temperaturas da água entre 50 a 150 °C. A Figura 14 apresenta dois modelos de coletores de concentração: tipo parabólico e tipo Fresnel.

TIPO PARABÓLICO



TIPO FRESNEL

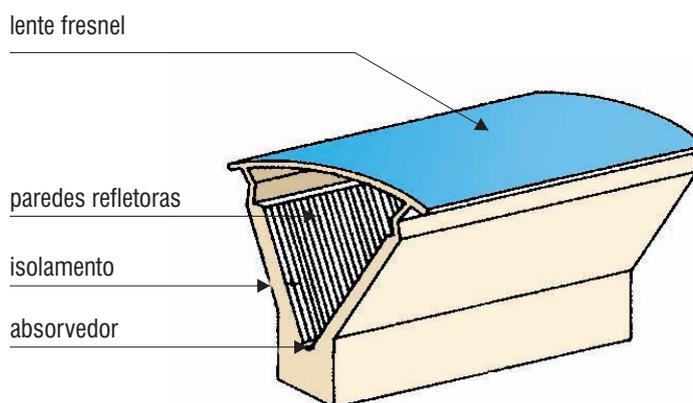


Figura 14 – Coletores de foco concentrado: parabólico e Fresnel. (HUDSON; MARKELL, 1985).

Segundo Lima (2003, p. 12), “o coletor de concentração requer uma montagem sob um mecanismo motorizado de rastreamento do movimento solar, pois a radiação deve incidir no refletor ou na lente com um ângulo correto para ser focalizado sobre o absorvedor”. Desse modo, a principal desvantagem deste equipamento é o custo deste sistema, pois embora o aproveitamento da radiação pelo coletor aumente, o equipamento de rastreamento é complexo, caro e de difícil manutenção.

2.2.2 Reservatório de água quente

O sistema de aquecimento de água por meio da energia solar define-se como um sistema de acumulação, ou seja, ele deve armazenar água aquecida durante o período em que não há insolação disponível, para atender a demanda nos momentos em que esta supera a capacidade de aquecimento por esta fonte de calor.

O reservatório do sistema de aquecimento solar deve responder, no mínimo, às exigências impostas a todos os reservatórios de água quente. Entretanto, esses reservatórios distinguem-se pela temperatura elevada que a água pode alcançar em seu interior.

O Centre Scientifique et Technique de la Construction - CSTC (1999), recomenda a utilização de um reservatório vertical de uma altura que equivale a 2 a 2,5 vezes o seu diâmetro, a fim de assegurar uma boa estratificação da água pré-aquecida. Com a estratificação, a água mais quente se acumula na parte de cima do reservatório, enquanto que a água fria situa-se na parte inferior deste. Nos reservatórios horizontais, este efeito de estratificação é bem menor, de modo que o rendimento global do aquecedor pode ser prejudicado.

Para a fabricação dos reservatórios, utiliza-se, preferencialmente, aço inoxidável. No entanto, o cobre e o aço esmaltado com ânodo de proteção também podem ser utilizados. Os reservatórios de aço galvanizado são desaconselhados devido a oferecer resistência insuficiente à corrosão, enquanto que os de material sintético podem ser usados apenas quando água é armazenada sem pressão.

Outro importante ponto a ser observado é a qualidade do isolamento térmico que reveste o reservatório. Ela deve ser projetada de modo que as perdas de calor para o meio sejam as menores possíveis.

2.2.3 Componentes

a) Fonte auxiliar de energia

Embora o sistema de aquecimento de água com energia solar seja de acumulação, ele não é projetado para fornecer 100% da demanda de água quente. Conforme observa Lima (2003), caso fosse adotado esse critério, o dimensionamento das placas e do tanque deveria ser feito para a pior situação possível, na qual ter-se-ia em conta o tempo mais frio e nublado para uma dada região. Desse modo, este dimensionamento resultaria em um sistema superdimensionado para a maior parte do tempo de utilização.

Assim, em situação decorrente de vários dias sem insolação ou com insolação insuficiente, recorre-se a um aquecedor auxiliar que utiliza outra fonte de energia para suprir eventuais necessidades. Essa segunda fonte de calor pode ser elétrica ou a gás.

O aquecimento auxiliar pode ser localizado internamente ao reservatório ou externamente. Quando externo, pode ser de acumulação ou de passagem, sendo o de passagem o mais usual. O chuveiro elétrico é um exemplo de fonte externa de passagem que pode funcionar, na maioria das vezes, com potência muito abaixo da potência de operação normal.

b) Rede de distribuição de água quente

A rede de distribuição de água quente do sistema de aquecimento solar deve ser projetada de acordo com os mesmos padrões utilizados nos sistemas de aquecimento por acumulação a gás ou elétrico, ou seja, a norma NBR 7198:1993 – Projeto e execução de instalações prediais de água quente (ABNT, 1993).

2.2.4 Tipos de sistemas

Os sistemas de aquecimento solar de água podem ter quatro configurações diferentes: sistema passivo direto, sistema passivo indireto, sistema ativo direto e sistema ativo indireto. Quando o fluido a ser aquecido é a própria água, o sistema é definido como direto, enquanto que o indireto é aquele em que um fluido refrigerante recebe calor no coletor e o transfere à água em um trocador de calor. A circulação da água ou do fluido nos coletores pode ser feita por termossifão, configurando um sistema passivo, ou por um sistema de bombeamento, denominado sistema ativo.

a) **Sistema passivo direto**

Este é o sistema em que a água é aquecida diretamente pelos coletores e sua circulação é realizada por termossifão, ou seja, a diferença de densidade devido à variação de temperatura entre os coletores e o reservatório provoca um gradiente de pressão que coloca o fluido em movimento.

Devido ao seu simples funcionamento, é o sistema mais utilizado no aquecimento de água para fins domésticos. A Figura 15 ilustra um sistema com um único reservatório onde a fonte auxiliar de energia está dentro da mesma e a Figura 16 ilustra um sistema com dois reservatórios de água quente, no qual o segundo é um aquecedor auxiliar ligado em série.

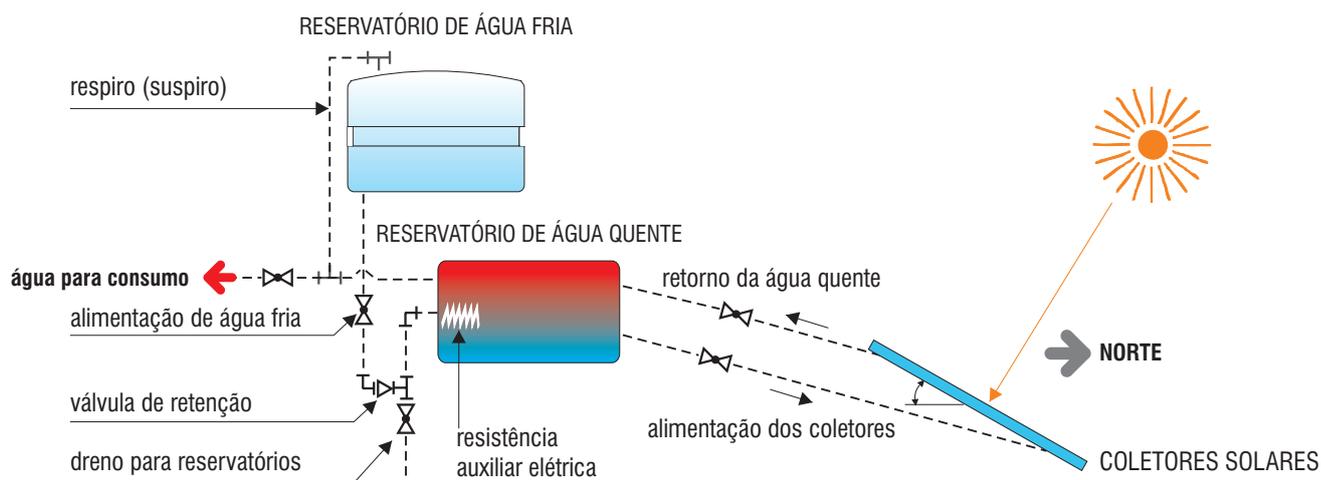
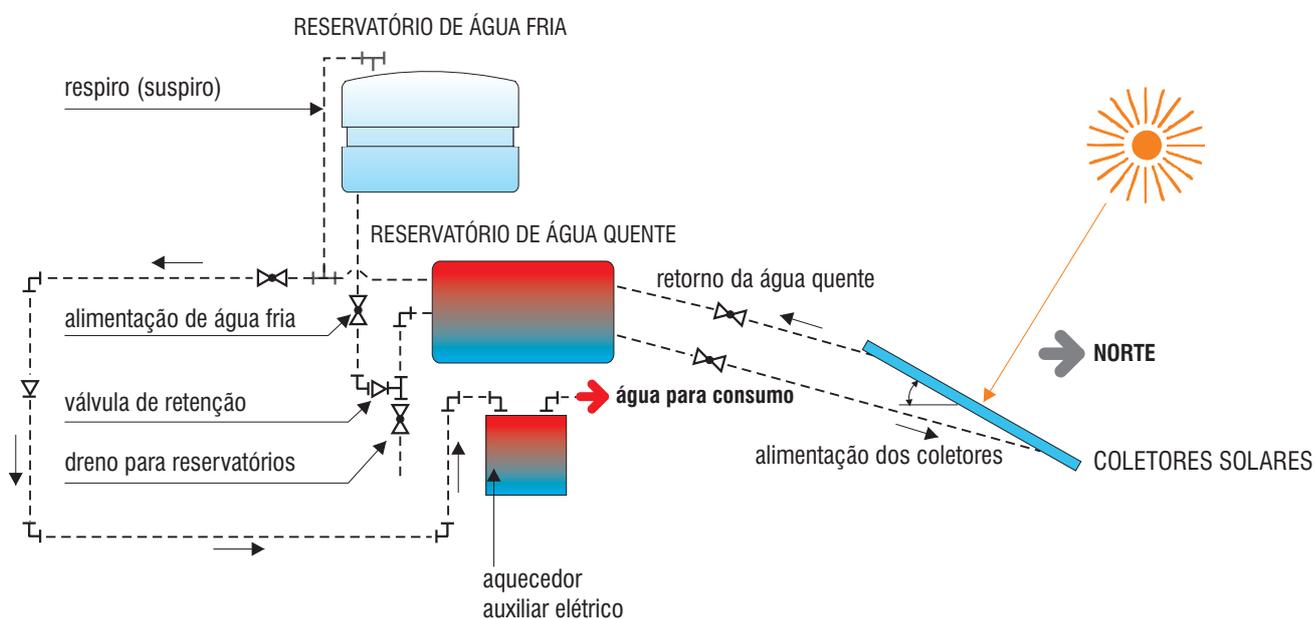


Figura 15 – Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar interna ao reservatório de armazenamento de água quente. (LIMA, 2003).

Figura 16 – Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar externa ao reservatório de armazenamento de água quente (LIMA, 2003).



A vantagem do sistema ativo em relação ao passivo é a flexibilidade quanto à localização do reservatório na edificação, porém os custos aumentam por apresentar mais dispositivos como bombas, sensores e controles. A Figura 18 apresenta um esquema desse tipo de sistema.

d) Sistema ativo indireto

No sistema ativo indireto a circulação de água é feita por uma bomba ou duas bombas, dependendo do trocador de calor empregado, e um fluido refrigerante recebe calor no coletor e o transfere à água no trocador de calor. O trocador de calor, que transfere o calor do fluido para a água, pode ser externo ou interno ao reservatório, apresentando aspectos positivos e negativos em cada uma das situações. Se o trocador de calor for localizado externamente ao reservatório térmico, possibilita uma maior flexibilidade, contudo provoca maior perda de calor (Figura 19).

Este tipo de sistema é utilizado em regiões onde o perigo de congelamento da água nas tubulações é grande.

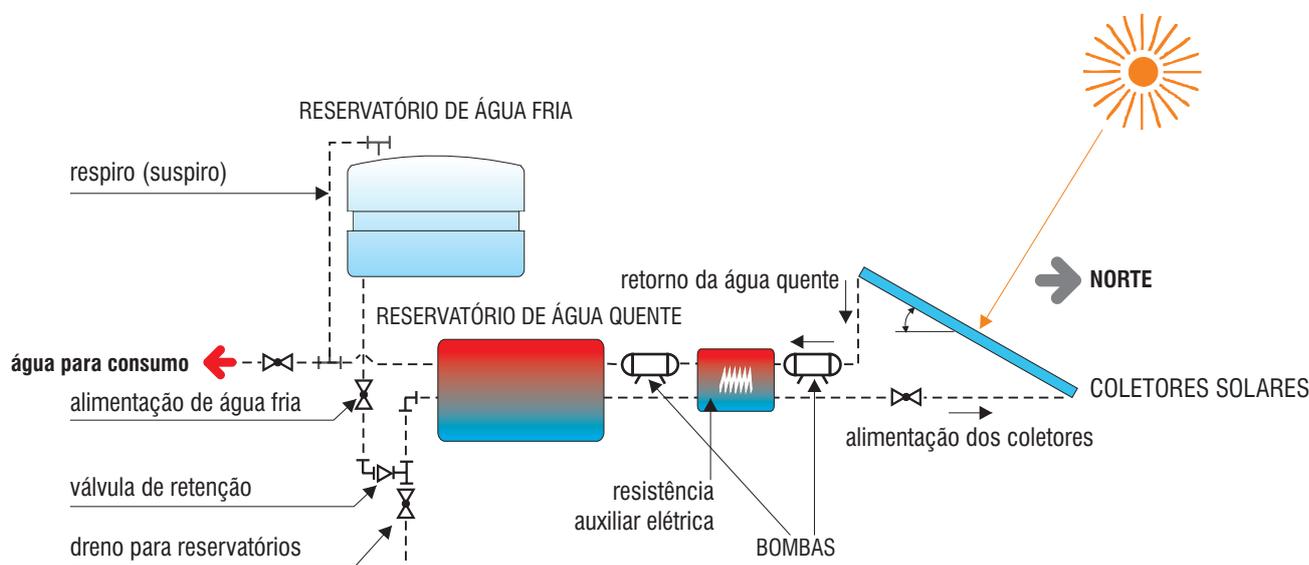


Figura 19 – Esquema simplificado de um sistema ativo indireto com trocador de calor localizado externamente ao reservatório térmico. (LIMA, 2003).

2.3 Análise do desempenho de sistemas de aquecimento solar de água

Existem diversos parâmetros que podem ser utilizados para avaliar o desempenho do sistema de aquecimento solar, de forma global ou específica a um determinado subsistema componente do sistema.

De forma geral, pode-se dividir em quatro partes o sistema de aquecimento: captação de energia solar, aquecimento da água pelo coletor solar, transporte da água entre o reservatório e o coletor e armazenamento. Dentre estas existem parâmetros que indicam o rendimento e a eficiência do sistema. Dentre os diversos parâmetros, os mais utilizados para caracterizar a desempenho do sistema são os seguintes: 1. Eficiência global do sistema no aproveitamento da energia solar; 2. Fração Solar; 3. Fator de carga utilizável; 4. Massa equivalente de água no reservatório.

Nos itens seguintes primeiramente serão apresentados alguns conceitos básicos e em seguida serão apresentados os parâmetros usados para a determinação do desempenho de sistemas de aquecimento solar de água.

2.3.1 Orientação da radiação solar incidente em uma superfície

O dimensionamento de qualquer sistema que utilize a energia solar requer o conhecimento da orientação da incidência dos raios solares em uma superfície, seja plana ou inclinada.

A determinação da orientação é feita através da relação entre diversos ângulos. A seguir apresenta-se o significado desses ângulos e suas relações (ABNT, 1988a; ARRUDA, 2004; LIMA, 2003).

Latitude, ϕ - localização angular em relação ao equador, varia de -90° a 90° , sendo o norte positivo e sul negativo.

Declinação, δ - posição angular do sol ao meio dia em relação ao plano do equador. Pode-se calcular através de:

$$23,45 \text{ sen } \frac{360}{365} (284 + d) \quad (6.1)$$

Inclinação da superfície, β - ângulo entre o plano da superfície e uma superfície horizontal varia de 0° a 180° ;

Ângulo azimutal da superfície, α_s - ângulo entre a projeção da normal à superfície e o plano do meridiano local. No norte é zero, para leste é positivo e para oeste é negativo. Varia de -180° a 180° ;

Ângulo horário, ω - deslocamento angular do sol a leste ou a oeste em relação ao meridiano local, devido ao movimento da terra. O período da manhã é negativo e da tarde positivo. Cada hora corresponde ao deslocamento de 15° .

Ângulo de incidência, θ - ângulo entre a radiação direta incidente no plano e a normal a superfície;

Ângulo zenital, θ_z - ângulo entre os raios solares e a vertical;

Ângulo de altitude solar, θ_a - ângulo entre os raios solares e sua projeção em um plano horizontal.

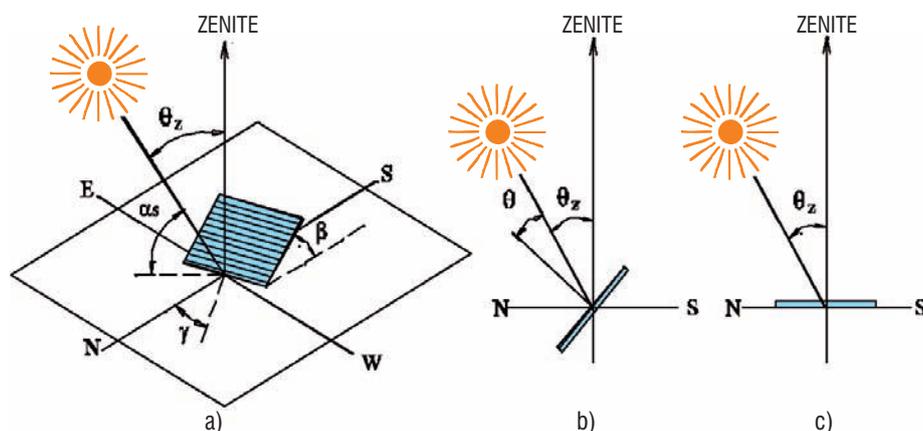


Figura 20 – Ângulos solares. (ARRUDA, 2004).

Os ângulos podem ser relacionados de acordo com a equação seguinte:

$$\begin{matrix} \cos & \text{sen} & \text{sen} & \cos & \text{sen} & \cos & \text{sen} & \cos & \cos & \cos & \cos & \cos \\ \cos & \text{sen} & \text{sen} & \cos & \cos & \cos & \text{sen} & \text{sen} & \text{sen} & & & \end{matrix} \quad (6.2)$$

2.3.2 Estimativa da radiação solar

O uso de dados radiação solar de estações meteorológicas é o mais indicado para estimar-se a quantidade de radiação incidente em determinada localidade. Porém, na falta de dados, ou de dados confiáveis, é necessário estimar a radiação incidente através de cálculos.

Segundo Duffie e Beckman (1991), o cálculo é feito através da equação seguinte:

$$\frac{\overline{H}}{\overline{H}_0} = a^l + b^l \frac{\overline{n}}{\overline{N}} \quad (6.3)$$

Onde:

\overline{H} - radiação diária média mensal em superfície horizontal (kJ/m²);

\overline{H}_0 - radiação extraterrestre para a localidade no mesmo período de tempo (kJ/m²);

a^l e b^l - constantes empíricas, dependentes da localidade;

\overline{n} - horas de brilho solar diário médio mensal;

\overline{N} - média mensal do número máximo de horas de brilho solar diário.

A razão do lado esquerdo da equação é chamada de índice de claridade médio mensal.

O termo \overline{H}_0 pode ser calculado como segue:

$$\overline{H}_0 = \frac{24}{365} \frac{3600 G_{sc}}{1} \cos 0,033 \cos \frac{360 n}{365} \cos \cos \sin_s \frac{s}{180} \sin \sin \quad (6.4)$$

Onde:

G_{sc} - constante solar – 1353 W/m²;

n - dia do ano;

- latitude, em graus;

- declinação, em graus;

s - hora angular do pôr-do-sol, em graus.

O termo s pode ser calculado sabendo-se a latitude e a declinação local, como segue:

$$\sin_s = \tan \tan \quad (6.5)$$

Os termos a^l e b^l são dependentes do clima do local e seus valores são tabelados. Em caso falta de dados para determinada região utilizam-se valores de áreas com clima semelhante.

Na equação 6.3 é necessário ter-se os valores diários médios mensais do local, sendo indispensável o uso de dados de insolação de uma estação próxima.

A determinação da quantidade de radiação direta incidente em uma superfície pode ser determinada através de medição direta com piroheliômetros ou através de dados disponíveis de radiação incidente em uma superfície horizontal, com o uso de piranômetros.

Os dados disponíveis em geral referem-se a superfícies horizontais, porém é possível estimar a quantidade de radiação incidente numa superfície inclinada a partir dos dados de radiação em

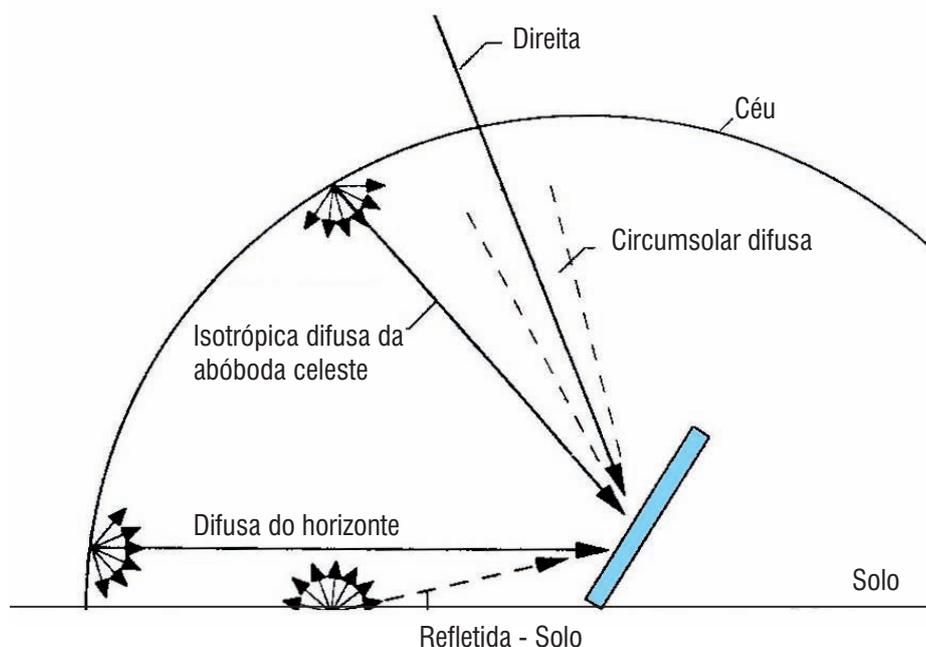
superfícies horizontais, de acordo com a relação:

$$R_b = \frac{\cos z}{\cos z} \quad (6.6)$$

2.3.3 Avaliação da energia solar útil e da energia utilizável

A energia total incidente no coletor solar é a soma de três componentes: radiação direta, radiação difusa e radiação refletida pelo entorno. A radiação difusa é formada por três componentes: radiação difusa isotrópica, que é a parcela recebida uniformemente por toda a abóbada celeste; radiação difusa circumsolar, que é a radiação solar dispersa e concentrada na parte do céu ao redor do sol; radiação difusa do brilho do horizonte é a radiação próxima ao horizonte, mais evidente em dias de céu claro. A radiação refletida pelo entorno é composta pela reflexão da radiação incidente em superfícies próximas ao coletor, como edificações, pavimentos e vegetação. Para simplificação de cálculos essa parcela é assumida como sendo a de uma superfície horizontal refletindo a radiação difusamente. A Figura 21 apresenta as fontes de radiação incidentes em uma superfície.

Figura 21 – Esquema de incidência de radiação em uma superfície. (adaptada de DUFFIE; BECKMAN, 1991).



O cálculo das parcelas de radiação difusa e da radiação recebida pelo entorno é complexo e é simplificado em alguns dos modelos utilizados para o cálculo. Segundo Duffie e Beckman (1991), vários modelos foram desenvolvidos para calcular a radiação total incidente na superfície de um coletor.

A maior complexidade na obtenção de modelos mais precisos reside na dificuldade de calcular as parcelas de radiação difusa, em especial a radiação difusa circumsolar e a radiação difusa do brilho do horizonte. Entretanto, os mesmos autores afirmam que a utilização do modelo de céu isotrópico pode ser feita sem erros consideráveis com relação a modelos mais complexos.

Nesse modelo o cálculo da radiação total incidente no coletor é feito com a soma das parcelas de radiação direta, difusa isotrópica e radiação refletida pelo entorno. As parcelas de radiação difusa circumsolar e do brilho do horizonte não são consideradas.

Dessa forma, a radiação total incidente no coletor solar, para uma hora:

$$I_T = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos \theta}{2} + I_g \frac{1 - \cos \theta}{2} \quad (6.7)$$

Onde:

I_T - Radiação total incidente no coletor (J/m²);

I_b - Radiação direta (J/m²);

R_b - Relação entre a radiação incidente no plano inclinado e a radiação incidente no plano horizontal;

I_d - Radiação difusa (somente isotrópica) (J/m²);

$\frac{1 + \cos \theta}{2}$ - Fator de visão para o céu;

I_g - Radiação incidente no plano horizontal (J/m²);

ρ_g - Refletância da terra;

$\frac{1 - \rho_g \cos \theta}{2}$ - Fator de visão para terra;

θ - inclinação (°).

Como já mencionado, apenas uma parcela da radiação incidente no coletor solar é de fato utilizável para aquecimento da água. É possível, calcular a energia útil para períodos diários, mensais e anuais, baseando-se em dados de radiação existentes ou através de cálculo estimativo. Deve-se notar que os cálculos fornecem valores aproximados, pois existem as variações climáticas.

A energia útil é avaliada pelo ganho de calor que a água tem, devido à circulação de água nos coletores solares. Calculado como segue:

$$Q = \dot{m} C_p (T_{AQ} - T_{AF}) \quad (6.8)$$

Onde:

Q - Fluxo de energia que chega ao reservatório (W);

\dot{m} - Fluxo de massa de água (kg/s);

C_p - Calor específico da água (kJ/kg°C);

T_{AQ} - Temperatura da água quente que sai do reservatório para abastecimento (°C);

T_{AF} - Temperatura da água fria que abastece os reservatórios (°C).

O conceito de radiação solar crítica diz que o coletor solar plano necessita de um nível mínimo de radiação para entrar em funcionamento. Esse nível, chamado de nível de radiação crítica é obtido quando o ganho de energia excede as perdas, proporcionando o aquecimento efetivo da água. O nível crítico é atingido quando o fluxo de energia útil se iguala às perdas, como demonstra a equação abaixo em termos da quantidade de energia útil em um intervalo de tempo: t .

$$Q_u = A_c F_R - I_T - I_{Tc} \quad (6.9)$$

Onde:

Q_u - Quantidade de energia útil em um intervalo de tempo t (J);

A_c - Área do coletor solar (m²);

F_R - Fator de remoção de calor do coletor;

- Transmitância;

- Absortância;

Quando $Q_u > 0$ há produção de energia útil pelos coletores solares.

O sinal + indica que a energia pode ser nula ou positiva e nunca negativa.

2.3.4 Eficiência do sistema

A eficiência do sistema no aproveitamento de energia solar é dada pela relação entre a energia útil que chega ao reservatório e a energia solar disponível durante este tempo, sendo maior a eficiência quanto maior for a utilização da energia disponível, como segue:

$$\frac{Q_u dt}{A_c G_T dt} \quad (6.10)$$

Onde:

- Eficiência do sistema;

G_T - Fluxo da radiação solar no plano do coletor (W/m²).

A eficiência do sistema é dependente dos materiais empregados no coletor e de seu design.

2.3.5 Fração solar

O sistema de aquecimento solar não poderá suprir as necessidades de fornecimento de água quente em todos os períodos de utilização. Assim, utiliza-se, juntamente com o sistema de aquecimento solar, um sistema auxiliar de suprimento de energia para aquecimento da água em caso de dias seguidos de chuva ou de pouca radiação solar.

Em caso de utilização de um sistema auxiliar de fornecimento de energia chama-se de fração solar a parcela de energia que é fornecida pelo sistema de aquecimento solar. Pode-se calcular a fração solar da seguinte forma, segundo Duffie e Beckman (1991):

$$F_S = \frac{L_o - L_E}{L_o} = \frac{L_S}{L_o} \quad (6.11)$$

Onde:

F_S - Fração solar;

L_o - Energia total requerida pelo sistema (energia útil + perdas) (J);

L_E - Energia da fonte auxiliar (J);

L_S - Energia solar útil (J).

Quando existe um acúmulo de energia, através do armazenamento de água em temperatura de utilização, existe uma necessidade menor de utilização da energia solar e da fonte auxiliar. Nesse caso, desconta-se a parcela de energia acumulada em um determinado período de tempo para obter-se a parcela real da energia solar e auxiliar utilizadas.

2.3.6 Fator de carga utilizável

Energia utilizável é a energia térmica armazenada no reservatório, calculada apenas quando a água está acima de uma temperatura considerada ideal para utilização (T^*). Seu valor pode ser calculado pela equação 6.8.

O fator de carga mede a habilidade do sistema em atender uma dada demanda de energia pela fonte solar (ARRUDA, 2004). Segundo o mesmo autor deve-se atentar para a diferença entre o fator de carga utilizável e a eficiência do sistema. O primeiro refere-se à capacidade do sistema em atender uma determinada demanda pela fonte de energia solar, e o segundo, a capacidade de coleta de energia do sistema.

$$L = \frac{\int_0^t UE(T^*, t) . dt}{\int_0^t A_C \cdot G_T . dt} \quad (6.12)$$

Onde:

$UE(T^*, t)$ - Energia utilizável (kJ);

Sendo o numerador da equação (6.7) a energia utilizável resultante da radiação solar obtida pela vazão efluente dos coletores:

$$\int_0^t UE(T^*, t) = \int_0^t \dot{m} C_p \overline{TR} . dt \quad \text{para} \quad \overline{TR} = T^* \quad (6.13)$$

Onde:

\overline{TR} - Temperatura média da água do reservatório ($^{\circ}\text{C}$).

2.3.7 Coletor solar⁶

A radiação absorvida em um coletor plano é igual à diferença entre o fluxo de energia solar incidente (G_T) e as perdas térmicas e ópticas existentes, por unidade de área. A energia térmica perdida para a vizinhança por condução, convecção e radiação, segundo Duffie e Beckman (1991), pode ser representada pelo produto do coeficiente global de transferência de calor (U_L) pela diferença entre a temperatura média do absorvedor (T_{pm}) e a temperatura média do ar (T_a), portanto o fluxo de energia útil (Q_u) em um dado instante é:

$$Q_u = A_c \cdot G_T \tau \alpha_e - U_L \cdot T_{pm} - T_a \quad (6.14)$$

Onde:

A_c : é a área do absorvedor do coletor, e;

τ e α_e : são a transmitância e a absorptância efetivas.

⁶ Texto extraído de Arruda (2004).

A temperatura média do absorvedor é influenciada pela geometria, pelas propriedades dos materiais empregados, pela radiação solar incidente e pelo fluido de entrada, o que torna difícil sua obtenção, tanto analiticamente como experimentalmente. Desse modo, a energia útil é comumente expressa em termos da temperatura do fluido:

$$Q_u = A_c \cdot Fr \cdot G_T \cdot \tau \cdot e \cdot U_L (T_e - T_{ar}) \quad (6.15)$$

Onde:

T_e : é a temperatura do fluido na entrada do coletor;

Fr : é o fator de remoção de calor, equivale à eficiência, definido como a relação entre a quantidade real de calor absorvida e a máxima quantidade de calor possível que pode ser transferido.

Devido à cobertura de vidro, o ângulo de incidência (θ) solar depende da transmitância e da absortância. O coeficiente de correção devido ao ângulo de incidência (K_θ) é definido pela ASHRAE (1996) como sendo a relação entre o valor de $(K_\theta)_e$ para um ângulo qualquer e o valor de $(K_\theta)_n$ para a radiação normal ao coletor. Esta relação é encontrada experimentalmente através da determinação do coeficiente b_0 da equação (ABNT, 1988a; ASHRAE, 1996):

$$K_\theta = \frac{e}{n} \cdot \frac{1}{\cos \theta} \cdot \frac{1}{b_0} \cdot \frac{1}{\cos \theta} \quad (6.16)$$

A energia transferida ao coletor é máxima quando todo este está à temperatura local do fluido, pois, nesta situação, as perdas de calor para o ambiente são as menores possíveis. Como o coletor se aquece durante o processo, o fator de remoção de calor é na realidade menor. O fator de eficiência do coletor (F') é a razão entre a energia real transferida para a água e a energia útil que resultaria se o absorvedor estivesse à temperatura local da água. Duffie e Beckman (1991) demonstram que este fator também é definido pela relação entre o coeficiente global de transferência de calor da água para o ar (U_0) e o coeficiente global de perda de calor do coletor (U_L) e apresentam as seguintes relações:

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \quad (6.17)$$

$$Fr = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L} \cdot \ln \left(1 + \frac{A_c \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \quad (6.18)$$

A determinação de F' a partir dos dados de Fr obtidos de um ensaio em regime quase permanente é obtido na equação (6.19).

$$F' = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L} \cdot \ln \left(1 + \frac{Fr \cdot U_L \cdot A_c}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \quad (6.19)$$

A energia útil ou disponível no coletor também pode ser determinada pelo ganho de temperatura do fluido entre a entrada (T_e) e a saída (T_s):

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (6.20)$$

Onde:

\dot{m} é a vazão em massa;

C_p é o calor específico do fluido a pressão constante;

A eficiência do coletor é definida como a razão entre o ganho útil de energia durante um período de tempo e a energia solar incidente neste período:

$$\eta_c = \frac{Q_u \cdot dt}{A_c \cdot G_T \cdot dt} \quad (6.21)$$

A eficiência instantânea é dada em função das temperaturas e pode ser obtida dividindo ambos os lados da equação (6.15) por $G_T \cdot A_c$:

$$\eta_c = F_r \cdot (T_e - T_{ar}) - F_r \cdot U_L \cdot \frac{T_e - T_{ar}}{G_T} \quad (6.22)$$

A temperatura T_e pode ser tomada como a temperatura de entrada ou a de saída do fluido, ou a média entre elas. Métodos de ensaios para a determinação do rendimento térmico de coletores solares planos, segundo a equação acima, são descritos na NBR 10184/88 (ABNT, 1988a) e ASHRAE Standard 93-1986 (1996⁷ apud ASHRAE, 1999). Estes métodos são desenvolvidos para a condição de regime quase permanente, isto é, para a situação em que a vazão e a temperatura do fluido de trabalho na entrada do coletor solar são aproximadamente constantes no decorrer do tempo e as variações da radiação solar são pequenas.

Em ambos os métodos as vazões dos ensaios são fixas. A NBR 10184/83 (ABNT, 1988a) estabelece 1 L / min. por unidade de área do coletor e a ASHRAE (1999) determina uma vazão de 0,0204 L / (s/m²), ou seja, 1,224 L/(min/m²).

Para vazões muito abaixo destes valores a temperatura do coletor aumenta fazendo com que o rendimento diminua. Torna-se necessário fazer um ajuste nos valores de $F_r(T_e - T_{ar})$ e $F_r U_L$. Duffie e Beckman (1991) demonstram que estes novos valores podem ser encontrados fazendo:

Para vazões muito abaixo destes valores a temperatura do coletor aumenta fazendo com que o rendimento diminua. Torna-se necessário fazer um ajuste nos valores de $F_r(T_e - T_{ar})$ e $F_r U_L$. Duffie e Beckman (1991) demonstram que estes novos valores podem ser encontrados fazendo:

$$\frac{F_r'' U_L}{F_r U_L} \Big|_{teste} = \frac{F_r'' (T_e - T_{ar})}{F_r (T_e - T_{ar})} \Big|_{uso} \quad r \quad (6.23)$$

e

$$r = \frac{\dot{m}_1 \cdot C_p}{A_c \cdot F_r U_L} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c \cdot F_r' \cdot U_L}{\dot{m}_1 \cdot C_p}\right) \right] \quad (6.24)$$

Onde $F_r'' \cdot U_L$ e $F_r'' \cdot (T_e - T_{ar})$ são os novos valores para a nova vazão \dot{m}_1 e $F_r U_L$ calculado pela equação (6.19).

Várias pesquisas foram desenvolvidas considerando o sistema submetido a regime não permanente. Amer et al. (1997) comparam os resultados experimentais de quatro métodos com os resultados

⁷ ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE: Systems and Equipment Handbook. New York: ASHRAE, 1996.

obtidos pelo método indicado pela ASHRAE 93-1986 Standard (1996⁸ apud ASHRAE, 1999). Os métodos são examinados criticamente sob os seguintes pontos de vista: dos procedimentos experimentais, das técnicas de identificação dos parâmetros e dos resultados obtidos. Os autores concluem que todos eles são parcialmente falhos.

Nayak e Amer (2000) compararam teórica e experimentalmente nove métodos que avaliam a capacidade térmica de coletores em testes dinâmicos e confrontaram os resultados com dados experimentais. O resumo dos métodos estudados por estes autores é mostrado no Quadro B.1. Os métodos de Rogers, Wijesundera e o designado por Filter foram excluídos da comparação por entenderem que estes não podem prever o comportamento dinâmico do coletor porque estimam apenas os parâmetros em regime permanente. Os demais métodos têm em comum a segmentação do coletor em pequenos trechos ou nós para calcular o rendimento total a partir do rendimento de cada trecho consecutivo. Os métodos de Perers, DSC e NDM (new dynamic method) alcançaram resultados mais próximos dos dados experimentais.

O método DSC é o único que considera variável, simultaneamente, a vazão, a radiação e a temperatura do ambiente, porém resulta em grande quantidade de dados a serem trabalhados uma vez que o intervalo de tempo de amostragem é de dois segundos e o coletor dividido em trinta segmentos. Este método foi também testado por Bosanac e Nielsen (1997) e obtiveram resultados com erro de 5% na energia útil anual prevista. Todos os demais métodos fixam condições permanentes que não ocorrem em um sistema real.

Coletores solares não convencionais têm sido utilizados com sucesso. Janjai et al. (2000) apresentam um estudo teórico e sua validação experimental para um coletor formado por duas canaletas ligadas em série, cada uma com 24,1 metros de comprimento, 1,25m de largura, trinta centímetros de profundidade e com cobertura de plástico, utilizado no aquecimento de água em um hotel em Almeria, Espanha. Os coletores podem ser interligados em série ou em paralelo conforme mostra a Figura 22, ou uma combinação dos dois casos. No caso de dois coletores combinados em paralelo, sendo eles idênticos, a vazão é a mesma nos dois, segundo Duffie e Beckman (1991); assim, se forem consideradas as temperaturas de entrada aproximadamente iguais nos dois, ambos terão o mesmo desempenho.

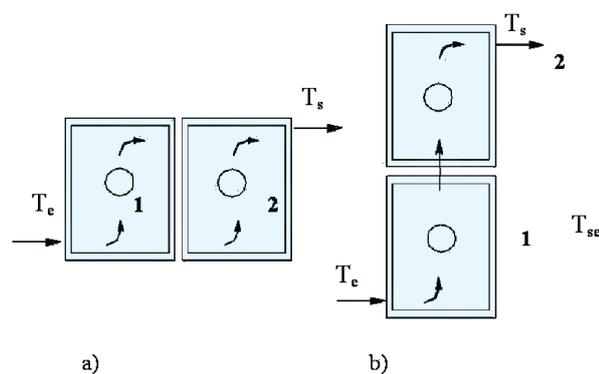


Figura 22 – Coletores associados: a) em paralelo; b) em série. (ARRUDA, 2004).

No caso do arranjo em série, a temperatura de entrada no segundo coletor T_{se} é consideravelmente maior que a temperatura de entrada no primeiro, alterando assim seu rendimento. Pode ser observado na equação (6.22) que quanto maiores as temperaturas no coletor (T_e), maiores as perdas e menor o rendimento. Por tal razão a disposição em paralelo é mais indicada para pequenas instalações.

⁸ ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE: Systems and Equipment Handbook. New York: ASHRAE, 1996.

Quadro 1 – Métodos de cálculo para testes de coletores solares analisados por Nayak e Amer (2000).

Método/ (autor)	Equação do modelo	Parâmetros característicos	Condições*
Rogers / (Rogers, 1981; adotado pela norma British Standard Institution)	$q_u = j \sum_{n=1}^N Fr_e K_n G_{Tj} n Fr U_L \bar{T}_e \bar{T}_{ar}$	$Fr_e, Fr U_L$	$\dot{m} C; T_e C; G_T C;$ $T_{ar} =$ pequena variação
Filter / (Wang et al., 1987)	$q_u = \int_0^t Fr_e h(t) G_T(t) dt Fr U_L (T_e - T_{ar})$	$Fr_e, Fr U_L$	$\dot{m} C; T_e C; G_T C;$ $T_{ar} C$
Saunier / (Saunier; Chungpaibulpatana, 1983)	$m_a = m_e C_p \frac{T_{pm}}{t} - U_1 U_a A_a T_{pm} - T_{ar}$ $U_2 A_a T_{pm} - T_{ar}^2 (P_b - P_e)$	m_e, U_1, U_2	$P_e C; q_u = 0;$ \dot{m} muito grande
Exell / (Chungaibulpatana; Exell, 1988)	$\bar{H}_T T_{pm}(t_2) - T_{pm}(t_1) = \int_{t_1}^{t_2} P_b - P_e - U_1 U_a A_a x$ $\int_{t_1}^{t_2} T_{pm}(t) - T_{ar} dt - U_2 A_a \int_{t_1}^{t_2} T_{pm} - T_{ar}^2 dt.$	$U_1; U_2$	$P_e C; q_u = 0$
Perers / (Perers et al., 1990; Perers; Walletun, 1991)	$q_u = F'_e K_b G_b - F'_e K_d G_d - F'_1 U_1 T$ $F'_2 U_2 T - F'_3 U_3 T - F'_4 U_{sky} T_{sky} - mc_e \frac{dT_{pm}}{dt} - U_p T$	$F'_e; K_b; K_d;$ $F'_1 U_1; F'_2 U_2; F'_3 U_3;$ $F'_4 U_{sky}; (mc)_e$	$T_e C; \dot{m} C;$ $T_{ar} C$
DSC – Dynamic Solar Collector Procedure / (Spirkel, 1993; Bosanac et al., 1994; Spirkel et al. 1997)	$\frac{(mc)_e dT_{pm}}{N_c dt} = \frac{F'_e G_T U_L T_{pm} - T_{ar}}{N_c} - \dot{m} C_p T_{pm} - T_{pm} - 1$	$F'_e; F'_1 U_L; (mc)_e$	$\dot{m} C; G_T C;$ $T_{ar} C$
Wijesundera / (Wijesundera et al. 1996)	$C_T \frac{dT_s}{dt} = A_a Fr_e G_T(t) U_L T_e - T_{ar} - A_R U_t \bar{T}_R - T_{pm} - 1$	$Fr_e; Fr U_L; C_T$ $A_R U_t$	$\dot{m} C; G_T C; T_{ar} C$
QDT – Quick Dynamic Test Procedure/ (Amer et al. 1996)	$q_u = F'_e G_T - F'_1 U_L T_{pm} - T_{ar} - (mc)_e \frac{dT_{pm}}{dt}$	$F'_e; F'_1 U_L; (mc)_e$	$\dot{m} C; T_e C; T_{ar} C$ G_T controlado
NDM – New Dynamic Method / (Amer et al. 1999)	$T_s(t) = T_e e^{-\frac{F'_1 U_L t}{mc_e}} + \sum_{k=0}^{N-1} \frac{F'_e G_T(t-k) - T_{ar}}{mc_e} e^{-\frac{F'_1 U_L (t-k)}{mc_e}}$	$F'_e; F'_1 U_L; (mc)_e$	$\dot{m} C; T_e C; T_{ar} C$ $G_T C$

C = constante

2.3.8 Reservatório de água quente⁹

O aquecimento de água com energia solar configura-se como um sistema central de acumulação. A água aquecida gradativamente durante o dia é armazenada para utilização nos momentos de consumo, inclusive durante a noite. O volume armazenado deve ser determinado em função do perfil de demanda, do volume de consumo diário e da relação entre temperatura de utilização e da temperatura de armazenamento da água. Em termos práticos, para pequenas instalações em residências isoladas, este volume corresponde de 100 a 150% do valor do consumo diário.

O reservatório de água quente tem o funcionamento muito dinâmico, pois recebe, armazena e cede calor a taxas variáveis ao longo do tempo. O calor recebido provém do coletor solar e da fonte auxiliar de energia; o cedido inclui as perdas para o ambiente, o consumo de água quente e possível circulação da água nos coletores, quando este último está com temperatura abaixo da temperatura do reservatório. A Figura 23 ilustra este fluxo representado pelas equações (6.25) a (6.28).

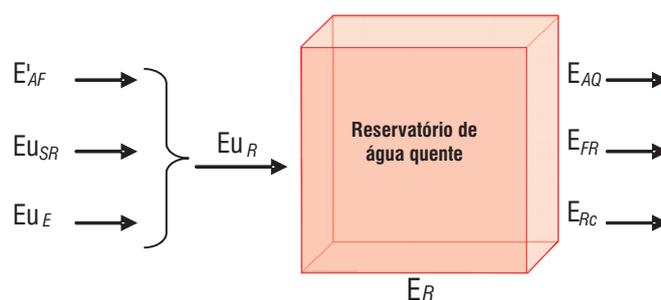


Figura 23 – Esquema do fluxo de energia no reservatório de água quente durante um intervalo de tempo t . (ARRUDA, 2004).

A energia útil total que o reservatório recebe (E_{uR}), durante um intervalo de tempo t é:

$$E_{uR} = E'_{AF} + E_{uSR} + E_{uE} \quad (6.25)$$

Sendo:

$$E'_{AF} = \dot{m}_{AF} C_p \cdot T_{AF} \quad (6.26)$$

$$E_{uSR} = \dot{m}_c C_p \cdot (T_{Re} - T_{Rs}) \cdot t \quad (6.27)$$

$$E_{uE} = Re P_e \cdot t \quad (6.28)$$

Onde:

E_{uSR} é a energia solar captada no coletor que chega até ao reservatório (kJ);

E_{uE} é a energia útil da fonte auxiliar de calor (kJ);

E'_{AF} é a energia da água fria (entalpia) que reabastece o reservatório (kJ);

m_{AF} é a massa de água fria que entra no reservatório no intervalo t (kg);

\dot{m}_c é a vazão em massa que passa pelo coletor (kg /s);

Re o rendimento da resistência elétrica (fonte auxiliar);

T_{Re} é a temperatura da água na entrada do reservatório (°C) e

T_{Rs} é a temperatura da água na saída do reservatório (°C).

⁹ Texto extraído de Arruda (2004).

A variação da energia total no reservatório (E_R) é igual a soma de todas as energias envolvidas, considerando negativas aquelas que tiram calor, ou seja:

$$E_R = m_R \cdot Cp \cdot \bar{T}_R - E_{uR} - E_{AQ} - E_{FR} - E_{RC} \quad (6.29)$$

Sendo:

$$E_{AQ} = \dot{m}_{AQ} Cp \cdot T_{AQ} \cdot t; \quad (6.30)$$

$$E_{FR} = U_R \cdot (\bar{T}_R - T_{ar}) \cdot t; \quad (6.31)$$

$$E_{RC} = m_c \cdot Cp \cdot (T_{Re} - T_{Rs}) \cdot t \quad (6.32)$$

Onde:

m_R é a massa de água no reservatório (kg);

\bar{T}_R é a variação da temperatura média do reservatório no intervalo t (K);

E_{AQ} é a energia da água quente que sai para o abastecimento (kJ);

E_{FR} é o calor cedido ao ambiente (kJ);

E_{RC} é a energia perdida na circulação de água quando o coletor está a uma temperatura abaixo da temperatura do reservatório (kJ) e

U_R é o coeficiente global de transferência de calor do reservatório (W/ °C).

A distribuição da temperatura no interior do reservatório de água quente pode ser estudada de duas formas. A primeira, como considerado nas equações (6.29) e (6.31), é mais conservadora e pressupõe que ocorra uma mistura total da água dentro do reservatório, enquanto a segunda forma considera a estratificação térmica devido às diferenças de densidade do líquido. Esta última é mais realista e de maior interesse para o estudo dos sistemas de aquecimento solar, pois a estratificação térmica interfere no rendimento do coletor solar.

2.3.9 Estratificação térmica nos reservatórios de água quente

Os modelos que consideram a estratificação térmica são desenvolvidos, segundo Duffie; Beckman (1991), em duas categorias. Na primeira, chamada de múltiplos nós, a abordagem é feita dividindo o reservatório em "N" seções ou nós e é feito um balanço de energia entre cada seção consecutiva, portanto uma abordagem analítica. Na segunda categoria, chamada *plug-flow*, as várias seções se movem como uma pilha de livros em uma estante: quando uma seção na entrada ou na saída se move, ocorre um igual deslocamento em volume nas demais seções.

Para serem formulados, os modelos requerem que se saiba como a água que entra no reservatório se distribui nas seções vizinhas. O modelo de múltiplos nós, descrito a seguir segundo Duffie e Beckman (1991), considera que as vazões de entrada se distribuem em apenas um segmento e que neste ocorre uma mistura total. As seções são numeradas de cima para baixo (1...N); o número da seção que recebe a água do coletor tem a designação Sh, o número da seção que recebe a água fria de reabastecimento é designado por SL.

Na Figura 24 os valores de Sh e SL são, respectivamente, 3 e N.

Três funções de controle são para determinar quais módulos recebem água do coletor e da água fria.

Estas funções são:

$$F_i^c = \begin{cases} 1 & \text{se } i = S_h \\ 0 & \text{se } i \neq S_h \end{cases} \quad (6.33)$$

$$F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{se } i = S_L \\ 0 & \text{se } i \neq S_L \end{cases} \quad (6.34)$$

$$\dot{m}_c \cdot \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c \cdot \dot{m}_{AF} \cdot \sum_{j=i}^N F_j^L \quad (6.35)$$

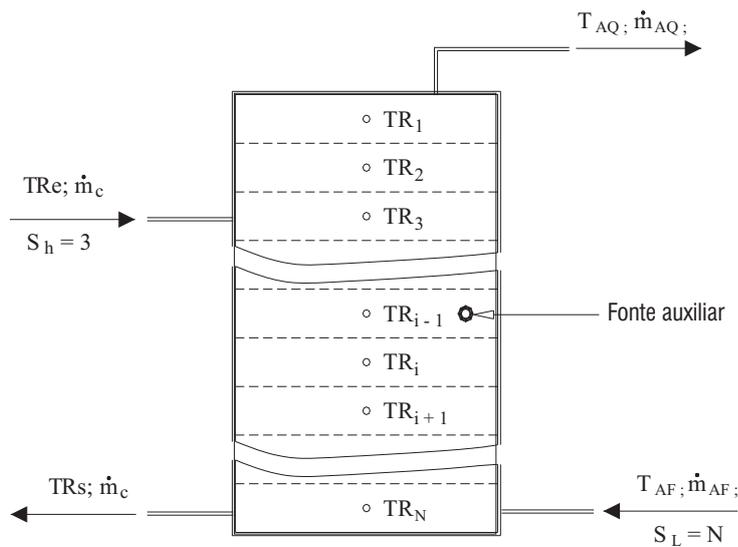


Figura 24 – Esquema da estratificação do fluido no reservatório. (ARRUDA, 2004).

O balanço de energia em cada segmento é expresso como:

$$\dot{m}_i \cdot \frac{dTR_i}{dt} = \frac{UA}{Cp} (T_{ar} - TR_i) - F_i^c \cdot \dot{m}_c (TR_e - TR_i) + F_i^L \cdot \dot{m}_{AF} (T_{AF} - TR_i) - P_{EI} \quad (6.36)$$

para $i = 1, N$

Onde: $(UA)_i$ é o coeficiente global da perda de calor da seção i .

Este modelo não considera a tendência de desestratificação com o tempo devido à difusão e condução do calor pelas paredes do reservatório. Para a exemplificação do modelo *plug-flow*, segundo Duffie e Beckman (1991), será considerado que o retorno dos coletores está na seção mais alta do reservatório.

A Figura 25 mostra um esquema para o reservatório dividido em quatro seções de volumes V_j cada uma e temperatura TR_j . Em um determinado período de tempo o coletor entrega um volume V_c que é igual a $\dot{m}_c \cdot t$ à temperatura TR_e . Supondo que TR_e seja maior que TR_1 , um novo seguimento irá somar ao topo do tanque e o perfil existente é deslocado (ver Figura 25-B). Ao mesmo tempo, entra com temperatura T_{AF} um volume V_{AF} igual a $\dot{m}_{AF} \cdot t$. Se T_{AF} é menor que TR_4 , então um segmento é adicionado ao fundo do reservatório e o perfil existente se desloca

novamente (ver Figura 25-C). Os passos 1 e 2 estão apresentados sequencialmente, mas ocorrem simultaneamente. O deslocamento total do perfil é igual à diferença entre o total do volume que vem do coletor e o volume que vem da água fria, ou seja, $(\dot{m}_c - \dot{m}_{AF}) t / \rho$. Os segmentos ou frações de seguimentos cujas posições ficam fora dos limites do reservatório são os cedidos ao consumo ou retornados do coletor.

Se o reservatório for dividido em N segmentos, as temperaturas médias da água quente liberada para o abastecimento e para os coletores são estimadas como mostrado a seguir.

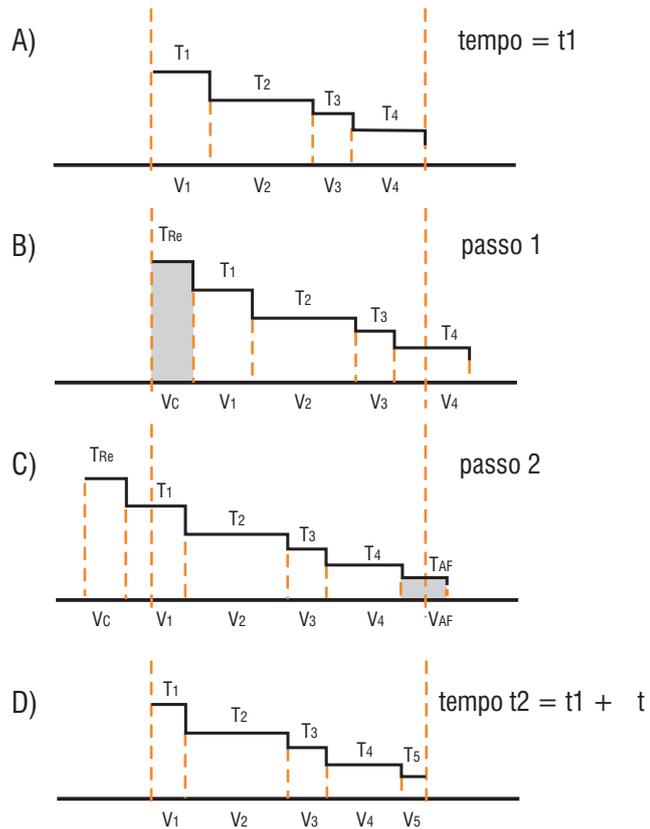


Figura 25 – Representação esquemática do escoamento em *plug-flow* em um reservatório dividido em quatro seções. (ARRUDA, 2004).

Se: $V_c < V_{AF}$

$$TRs = T_{AF} \tag{6.37.a}$$

e

$$T_{AQ} = \frac{V_c T_{Re} + \sum_{i=1}^{k-1} T_i V_i + a \sum_{k=1}^4 T_k V_k}{V_{AF}} \tag{6.37.b}$$

onde o volume V_k é o volume do segmento que deixou o reservatório parcialmente e o coeficiente "a" é a porcentagem deste volume que foi entregue ao abastecimento, calculado pelas condições:

$$0 < a < 1$$

$$V_c = \sum_{i=1}^{k-1} V_i + a V_k + V_{AF} \tag{6.38}$$

Se: $V_c > V_{AF}$

$$T_{AQ} = T_{Re} \tag{6.39.a}$$

e

$$TRs = T_{AF} V_{AF} + \sum_{i=k+1}^N T_i V_i + a \sum_{k=1}^4 T_k V_k / V_c \tag{6.39.b}$$

onde a e k precisam satisfazer as condições:

$$0 < a < 1$$

$$V_{AF} = \sum_{i=1}^N V_i + a \sum_{k=1}^N V_k + V_c \quad (6.40)$$

As perdas no reservatório e a condução de calor entre os segmentos devem ser avaliadas antes do perfil ter sido ajustado pela solução da seguinte equação diferencial para cada seguimento:

$$\rho C_p V_i \frac{dT_i}{dt} = (UA)_i (T_i - T_{ar}) - (k.A)_{i-1} \frac{T_{i-1} - T_i}{z_{i-1}} - (k.A)_i \frac{T_i - T_{i+1}}{z_{i+1}} \quad (6.41)$$

Onde:

z_{i-1} : é a distância entre os centros dos segmentos $i-1$ e i ;

z_{i+1} : é a distância entre os centros dos segmentos i e $i+1$ e

k : é a condutividade térmica (W / m.°C).

Este último modelo, segundo Duffie e Beckman (1991), pode representar maiores graus de estratificação que o modelo dos múltiplos nós.

Hahne e Chen (1998) analisaram o perfil térmico e a eficiência térmica de um reservatório cilíndrico vertical, com o fluxo de água quente feito pelo topo e a descarga pelo fundo, sob condições adiabáticas. O método utilizado para estudar as características do escoamento e da transferência de calor foi a solução numérica do arranjo das equações da continuidade, da quantidade de movimento e da conservação da energia. A análise se baseou na premissa que "uma boa estratificação térmica em um reservatório de água quente resulta em uma alta eficiência do reservatório a uma dada temperatura". A eficiência do reservatório é definida pela equação (6.37).

$$R = \frac{\int_0^{t_c} \dot{m} C_p (T_{Re} - T_R(t)) dt}{\dot{m} C_p (T_{Re} - \bar{T}_{R_{ini}})} \quad (6.42)$$

Onde:

m : é a massa total de água no reservatório;

\dot{m} : é a vazão em massa da água quente que entra;

t_c : é o tempo para o enchimento total do reservatório,

T_{Re} ; T_R e $\bar{T}_{R_{ini}}$: são, respectivamente, as temperaturas de entrada, saída e inicial.

Nota-se que na equação acima a temperatura de entrada do líquido é constante, apenas a temperatura de saída é que varia com o tempo em função da estratificação e da mistura da água no reservatório.

Os autores relacionaram a eficiência de carga com os seguintes adimensionais: número de Richardson (Ri) modificado, número de Peclet (Pe_d) e módulo de Fourier (Fo), definidos pelas equações (6.43) a (6.45).

$$Ri = \frac{Gr}{Re_m^2} = \frac{g \cdot k \cdot T_{Re} \cdot \bar{T}_{R_{ini}} \cdot H_R}{\nu_e^2} \quad (6.43)$$

$$Ped = Re_m \cdot Pr \cdot \frac{v_e H_R}{d} \quad (6.44)$$

$$Fo = \frac{d^t}{H_R^2} \quad (6.45)$$

Onde:

Gr : é o número de Grashof $g \cdot k \cdot TRe \cdot \bar{T}R_{ini} \cdot H_R^3 / \nu^2$;

ν : é a viscosidade cinemática (m²/s);

Re_m : é o número de Reynolds modificado $v_e H_R / \nu$;

Pr : é o número de Prandtl $c_p \cdot \rho \cdot \nu / k$;

k : é o coeficiente de expansão volumétrica (K⁻¹);

H_R : é a altura total do reservatório (m);

v_e : é a velocidade de entrada (m/s) e

α : a difusividade térmica (m²/s).

Hahne e Chen (1998) fizeram neste trabalho as observações descritas abaixo.

a) Para pequenas diferenças de temperatura entre a água que entra e a que está no reservatório, o aumento da velocidade de entrada diminui a eficiência térmica; à medida que a diferença de temperatura aumenta, o efeito de flutuação da água quente aumenta e a descarga direta da água quente pelo fundo diminui. Para diferenças de temperatura maiores que 20 K, o efeito da velocidade pode ser desprezado, nesta situação a eficiência permanece quase constante em torno de 97 a 98%.

b) Quando o número de Richardson é grande ($Ri > 0,25$), o aumento da vazão melhora a eficiência se a temperatura da água que entra for muito elevada (80 °C), pois, quanto maior Ri maior o efeito de flutuação da água quente, aumentando a estratificação térmica; porém, quando este número é pequeno, ou a temperatura de entrada baixa, o efeito é ao contrário: a eficiência diminui com o aumento da vazão. Todavia o efeito da vazão é muito menor que o efeito da diferença de temperatura.

c) Se a relação entre a altura e o diâmetro (H_R/d) estiver no intervalo de um a quatro, o aumento desta relação promove um aumento na eficiência; para valores maiores que quatro este efeito é desprezível.

d) Para valores de Ri entre 0,001 e 0,01, quanto maior o Ri e quanto maior o número de Peclet, maior a eficiência; para número de Richardson maior que 0,25 a eficiência é quase constante, variando entre 97 e 98%.

e) Para números de Richardson maior que 0,25 a eficiência aumenta com o aumento do módulo de Fourier; para valores pequenos de Ri acontece o contrário, porém o efeito deste parâmetro é pequeno quando comparado com a influência dos outros dois adimensionais utilizados. Hahne e Chen (1998) encontraram a seguinte relação para a eficiência do reservatório:

$$\eta = 1 - 0,206 \cdot Ri^{-0,57} \cdot Ped^{-0,49} \cdot Fo^{-0,74} \cdot (H_R/d)^{-1,10} \quad (6.46)$$

A equação acima só se aplica à água e é válida para as seguintes condições:

$$0,0013 < Ri < 10; 1,25 \cdot 10^6 < Ped < 1,95 \cdot 10^6; 8,15 \cdot 10^{-6} < Fo < 1,54 \cdot 10^{-3} \text{ e } 1,0 < H/D < 8,1.$$

Yoo et al. (1999) desenvolveram uma solução analítica para o cálculo da estratificação térmica em reservatórios cilíndricos verticais funcionando nas mesmas condições testadas por Hahne e Chen (1998), isto é, com uma única entrada de água quente no topo e uma saída no fundo do reservatório. O método considera o processo adiabático, sem nenhum outro trocador de calor interno e prevê que na primeira secção, próxima a entrada de água quente, ocorre uma mistura total e que nas demais secções o fluxo se dá pelo modelo *plug-flow*. É exigido que a temperatura de entrada seja maior ou igual à temperatura do topo do reservatório, podendo ser constante ao longo do tempo ou variável segundo uma função linear ou exponencial. A função da temperatura ($T = f(t)$) pode sofrer alterações ao longo do processo, desde que seja conhecida.

Alizadeh (1999) estudou a estratificação térmica em reservatórios horizontais realizando quatro tipos de ensaios com a circulação da água simulando apenas a descarga e a recarga, isto é, sem considerar o circuito da água nos coletores. Os dois primeiros tipos de ensaio iniciavam com o reservatório preenchido com água quente e com um perfil térmico pré-estabelecido. No primeiro tipo, a água era introduzida com temperatura igual à temperatura do fundo e, no segundo, com temperatura abaixo desta última. No terceiro tipo de ensaio, o reservatório tinha a temperatura uniformizada para receber a água fria. E, no quarto tipo, a primeira situação era repetida com um bocal direcionando o fluxo 30° para baixo, ligando a tubulação de entrada ao reservatório. As vazões variaram de 6 a 10 litros por minuto. Para verificar o quanto a estratificação se mantém ao longo do processo, foi utilizado como referência um tempo adimensional τ^* dado pela equação (6.47).

$$\tau^* = \frac{\Delta t \cdot Q_F}{V_R} \quad (6.47)$$

onde Q_F e V_R são respectivamente a vazão em volume que entra no tempo t e o volume total do reservatório. Porém, a estratificação térmica em um tanque horizontal não é possível para $Ri < 1$ (ALIZADEH, 1999). Neste trabalho também foram desenvolvidos dois modelos numéricos para calcular o perfil térmico do reservatório validando-o com os dados obtidos. Os modelos, à semelhança do desenvolvido por Yoo; Kim; Kim (1999), consideram que há um determinado número de camadas ou secções próximas à entrada da água em que há mistura. No primeiro modelo a mistura é considerada turbulenta, a água ao entrar se mistura totalmente com as "m" camadas onde isto ocorre; as demais camadas recebem da camada inferior um volume v_i , com nova temperatura, se mistura e passa para a camada seguinte o mesmo volume com a temperatura da mistura. No segundo método a mistura nas "m" camadas iniciais ocorre uma a uma e as demais camadas se comportam conforme o modelo *plug-flow*. O número "m" de camadas em que ocorre a mistura foi selecionado, para a validação do modelo, a partir dos resultados experimentais, sem nenhuma relação definida.

Alizadeh (1999) observou que:

- A estratificação térmica é preservada até $\tau^* = 4$, após este tempo uma mistura turbulenta atinge a metade superior do reservatório;
- Um pequeno aumento no desempenho ocorre quando entra água fria em relação à entrada de água quente no fundo do reservatório;
- A estratificação térmica foi aumentada com o bocal direcionador;
- Na análise do balanço da energia envolvida no processo, as perdas de calor para o ambiente e a condutibilidade térmica da água podem ser desprezadas.

A degradação da estratificação térmica é causada por diversos mecanismos de transferência de calor, tais como: a convecção forçada dentro do tanque, a mistura de água provocada pelas entradas e saídas de água, a perda para o ambiente, a convecção natural induzida pelas paredes do reservatório que se aquecem por condução e a difusão interna do calor devido aos gradientes de temperaturas.

As condições em que foram feitos estes trabalhos não representam a situação real do reservatório em funcionamento em um sistema de aquecimento, pois, no caso do reservatório vertical, a água quente não entra pelo topo, a água fria entra e sai próxima à base; simultaneamente ao fluxo de água no circuito de descarga e carga, ocorre o fluxo de água no circuito dos coletores; estes fluxos não são uniformes e nem permanentes quanto à massa e quanto à energia térmica; a fonte auxiliar de calor induz o aquecimento em um ponto intermediário do reservatório.

2.3.10 Perdas térmicas nos reservatórios de água quente

O coeficiente global de transferência de calor (U_n) é determinado considerando as principais formas com que este fenômeno ocorre: convecção interna, condução pelas paredes, convecção e radiação das paredes externas.

Se o contorno da superfície sólida tem temperatura mais alta que a do fluido que o envolve, o calor escoar primeiramente por condução na direção do fluido aumentando sua energia interna e gerando um movimento que remove a camada aquecida por outra de menor temperatura.

Quando o movimento da massa fluida ocorre devido à variação da densidade, a convecção é chamada "natural"; quando o movimento é provocado por uma causa externa, a convecção é chamada "forçada".

O fluxo de calor da convecção natural é expressa pela equação:

$$q = h_c \cdot A \cdot (T_s - T) \quad (6.48)$$

onde:

T_s : é a temperatura na superfície (°C);

T : é a temperatura a uma distância infinita (°C);

h_c : é o coeficiente de transmissão convectivo de calor (W/ °C.m²) e

A : o elemento de área.

O coeficiente de transmissão de calor não é uniforme sobre a superfície e o parâmetro acima se refere a seu valor médio. Sua determinação é de máxima importância para a avaliação das perdas térmicas e foi motivo de exaustivas pesquisas, resultando em inúmeras fórmulas empíricas e algumas soluções analíticas.

“O problema não é um problema simples, pois além de dependerem de diversas propriedades do fluido, como densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico, os coeficientes dependem da geometria da superfície e das condições do escoamento” (INCROPERA; DEWITT, 1992, p.126).

Na Tabela 3 estão resumidos os adimensionais e as variáveis empregadas nas equações a seguir.

Número de:	Expressão	Variáveis / Dimensões (Massa (M), comprimento (L), tempo (t) e temperatura (T)).
Grashof	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot T_S \cdot T \cdot L^3}{\nu^2}$	β - coeficiente de expansão volumétrica = 1/ (Temp. de película (K)) (1 / T) g - aceleração da gravidade (L / t ²) - viscosidade absoluta (M / Lt) - viscosidade cinemática (L ² / t) - massa específica (M / L ³)
Nusselt	$Nu = \frac{h_c L}{k}$	h_c - coeficiente de transmissão convectivo de calor (M / t ³ T) k - condutibilidade térmica (ML / t ³ T)
Prandtl	$Pr = \frac{C_p \cdot \nu}{d}$	L - dimensão característica (L) ν - velocidade do fluido (L / t)
Reynolds	$Re = \frac{\nu L}{\nu}$	C_p - calor específico (L ² / t ² .T) d - difusividade térmica (L ² / t)
Peclet	$Ped = Re.Pr$	

Tabela 3 – Adimensionais e variáveis empregadas no estudo de transferência de calor. (ARRUDA, 2004).

Na convecção forçada, se forma um filme junto às paredes sólidas que tem capacidade de transferência de calor dependente do número de Reynolds. A determinação de h_c deve ser feita de acordo com o regime de escoamento.

A superfície externa do reservatório, quando exposta ao tempo sofre a influência dos ventos e seu estudo pode ser feito por analogia ao escoamento do ar em corpos bojudos. Churchill e Benstein (1977) encontraram a seguinte equação para número de Peclet maior que 0,2:

$$Nu = 0,3 \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{1 + 0,4 / Pr^{1/3}}^{1/4} D^A B^C \quad (6.49)$$

Onde os coeficientes A, B, C1 e D são dados na Tabela 4.

Tabela 4 – Coeficientes da Equação 6.44. (ARRUDA, 2004).

Número de Reynolds	A	B	C1	D
$10^3 < Re < 10^4$	2/3	1/4	0	0,4/Pr
$7.10^4 < Re < 4.10^5$	1/2	1	1/4	Re /282000
$4.10^5 < Re < 10^7$	5/8	4/5	1/4	Re /282000

Nakai e Okazaki (1975) propuseram a seguinte expressão para o número de Peclet (Ped) menor que 0,2:

$$Nu = 0,8327 \ln(Ped)^{1/2} \quad (6.50)$$

A formulação acima pode ser aplicada com o cilindro em qualquer posição, desde que o fluxo forçado seja normal ao seu eixo longitudinal.

Em algumas situações a transferência de calor não pode ser caracterizada apenas como "natural" ou "forçada". O modo predominante do transporte de energia térmica depende da velocidade do fluido. Se a velocidade é muito elevada, irá encobrir a maior parte dos efeitos das correntes de convecção natural. Por outro lado, se a velocidade for muito baixa as correntes de convecção natural é que influenciarão consideravelmente o fenômeno. Holman (1983) sugere o seguinte critério para análise:

$$Gr/Re^2 > 1 \quad \text{calor se transfere principalmente por convecção natural} \quad (6.51)$$

A condução de calor através das paredes pode chegar a ser o principal fator de perda para o caso em estudo. Ocorre conforme a capacidade dos materiais em transportar esta energia, isto é, conforme a sua condutividade térmica (k). Este fenômeno se desenvolve de forma análoga à passagem da corrente elétrica. O fluxo térmico (q) é calculado pela equação de Fourier:

$$q = k \cdot A \cdot \frac{T}{x} \quad (6.52)$$

Onde:

A : é a seção transversal do material e

T/x : é a variação da temperatura ao longo da distância x .

Em superfícies planas o fluxo total de calor, considerando q , k , A e a espessura e constantes, é dado por:

$$q = \frac{kA}{e} (T_2 - T_1) \quad (6.53)$$

ou

$$q = \frac{kA}{e} (T_2 - T_1) \quad \text{para } (T_2 > T_1)$$

A equação acima pode ser escrita em função da resistência térmica (R_T) do meio:

$$R_T = \frac{e}{kA} \quad (6.54)$$

Logo:

$$q = \frac{T}{R_T} \quad (6.55)$$

Nas superfícies circulares, como a seção transversal de tubos e cilindros - ver Figura 26 - a área A é igual a $2 \pi rL$, sendo r o raio e L o comprimento. Substituindo a equação (6.54), com este valor de área, na equação (6.55) e integrando dentro dos limites r_1 e r_2 obtém-se:

$$q = \frac{2 \pi L k (T_1 - T_2)}{\ln r_2/r_1} \quad \text{para } (T_1 > T_2) \quad (6.56)$$

ou

$$R_T = \frac{\ln r_2/r_1}{2 \pi L k} \quad (6.57)$$

Em superfícies compostas por vários materiais, a resistência térmica se comporta como um arranjo de resistências elétricas ligadas em série, sendo a resistência total igual à soma de todas elas (ver Figura 27):

$$R_{Total} = R_{T1} + R_T + R_3 + \dots \quad (6.58)$$

Na Tabela 5 são apresentados os valores da condutividade térmica dos materiais comumente empregados nos sistemas de aquecimento de água.

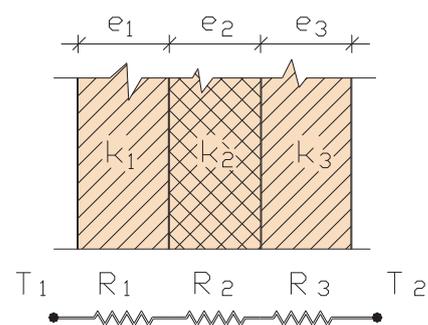
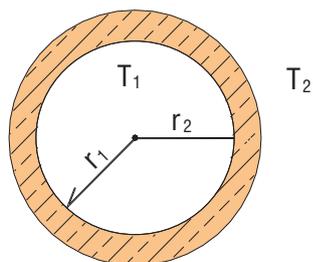


Figura 26 – Seção transversal de um corpo cilíndrico. (ARRUDA, 2004).

Figura 27 – Analogia entre a resistência térmica com a elétrica. (ARRUDA, 2004).

Tabela 5 – Valores da condutividade térmica de alguns materiais. (ARRUDA, 2004).

Material	k (W /m.°C)
1 – Tubulações e Reservatórios	
1.1 – Aço carbono zincado a quente (Aço galvanizado)	44,9
1.2 – Cobre	339
1.3 – Policloreto de vinila clorado (CPVC)	0,138
2 – Isolantes	
2.1 – Lã de Vidro	0,038
2.2 – Polietileno expandido	0,035
2.3 – Poliuretano de baixa densidade	0,020

Tanto na convecção forçada como na natural, o problema pode ser tratado de forma similar à perda por condução, pois a resistência do filme convectivo é igual ao inverso do coeficiente de transmis-

$$R_T = \frac{1}{Ah_c} \quad (6.59)$$

são vezes a área:

A perda por radiação corresponde à transmissão de energia térmica de uma região a outra por ondas eletromagnéticas, sem que o espaço intermediário altere seu estado térmico. Os gases monoatômicos e diatômicos como o hélio, oxigênio, nitrogênio, ar, etc. são transparentes às radiações térmicas, logo não têm absorvidade nem emissividade.

O estudo da radiação do calor se baseia na definição do "corpo negro" e de leis físicas que regem o fenômeno. O corpo negro é definido como sendo uma superfície onde a absorvidade (α) é unitária e a refletividade (ρ) e a transmissividade (τ) são nulas. Estes índices representam, respectivamente, a relação entre o fluxo de calor gerado, refletido e transmitido com a radiação total incidente em uma superfície.

Uma superfície real sempre irradia menos que um corpo negro na mesma temperatura. Se a superfície ou corpo tiver emissividade monocromática igual em todos os comprimentos de onda, esta é denominada de "superfície ou corpo cinzento" e a potência emissiva é dada, segundo Holman (1983), por:

$$E = \epsilon_s \cdot \sigma_b \cdot T^4 \tag{6.60}$$

Onde:

ϵ_s : é a emissividade ou poder de emissão no equilíbrio térmico e

σ_b : é a constante de proporcionalidade de Stephan-Boltzmann, cujo valor é de $4,92 \cdot 10^{-8}$ Kcal /m².h (°K)⁴.

O fluxo de calor recebido de uma área A_2 com temperatura T_2 , oriunda de uma área A_1 , com temperatura T_1 é:

$$q_{1-2} = \sigma_b \cdot A_1 \cdot F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \tag{6.61}$$

Onde F_{1-2} é o fator de configuração e está relacionado com a posição, a forma geométrica das áreas e a emissividade dos corpos cinzentos. No caso de um corpo envolvido por outro, sendo ambos cinzentos, um com superfície côncava e outro com superfície convexa, como no caso de um reservatório ou uma tubulação que atravessa um ambiente, o fator de configuração é:

$$F_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \tag{6.62}$$

Deve ser observado que o índice 1 da equação acima se refere ao corpo envolvido, ou seja, à superfície irradiante. Se A_2 for muito maior que A_1 , a relação A_1/A_2 tende a zero, logo $F_{1-2} = \epsilon_1$. Substituindo esta expressão na equação (6.45) obtém-se:

$$q_{1-2} = \epsilon_s \cdot A_1 \cdot \epsilon_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \tag{6.63}$$

Normalmente se utiliza o conceito de condutância térmica de radiação ou coeficiente de transmissão de calor radiante (h_r), que equivale ao coeficiente de transmissão de calor por convecção da equação (6.32). Holman (1983) compara as equações (6.48) e (6.57) e conclui que h_r pode-se expresso por:

$$h_r = \frac{q_{1-2}}{A_1 (T_1 - T_2)} = F_{1-2} \cdot \frac{\sigma_b (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \tag{6.64}$$

Kreith (1973) propõe um fator de temperatura F_T para a determinação de h_r :

$$h_r = F_{1-2} \cdot F_T \tag{6.65}$$

Sendo:

$$F_T = \frac{0,172}{T_1} \frac{T_1/100^4 - T_2/100^4}{T_2} \quad (6.66)$$

A temperatura na equação (6.45) é dada em graus Rankine. Uma vez determinado o coeficiente hr, o cálculo da perda da radiação pode ser feito pela equação (6.48) ou pela equação (6.53).

No processo de troca de calor pode ocorrer a combinação de vários, senão de todos, estes mecanismos. Além disto, o calor pode fluir por estruturas compostas de vários materiais como é o caso das tubulações ou dos reservatórios térmicos que são envolvidos por materiais isolantes. A Figura 28 mostra uma estrutura composta por três paredes onde a camada interna (e_1) está exposta à água com temperatura (T_1) maior que o ar que envolve a camada externa (T_6). Nestas condições o fluxo de calor que atravessa as paredes, vencendo a resistência do filme convectivo interno, é igual à soma do fluxo que sai por convecção e radiação na face externa.

As equações que definem o fluxo de calor através do filme convectivo interno e da condução nas paredes são:

$$q = h_c A (T_1 - T_2) = (k_1 A / e_1) \cdot (T_2 - T_3) = (k_2 A / e_2) \cdot (T_3 - T_4) = (k_3 A / e_3) \cdot (T_4 - T_5) \quad (6.67)$$

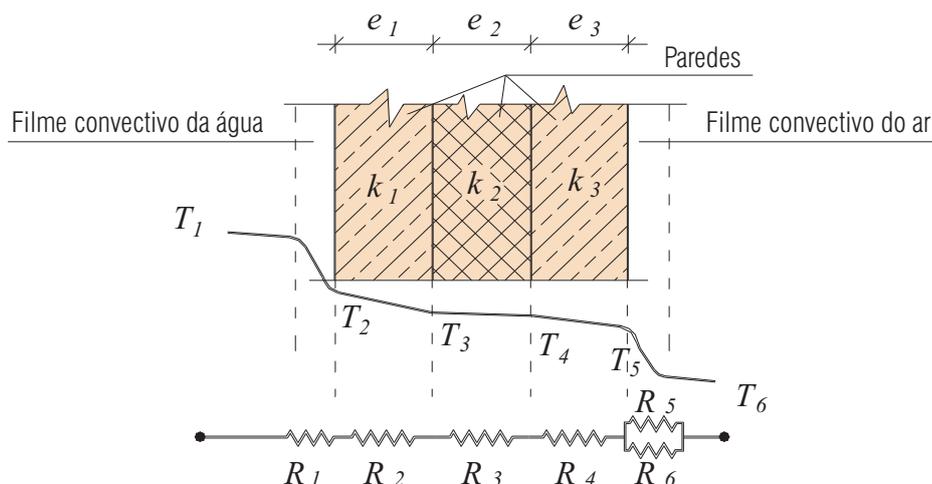


Figura 28 – Distribuição de temperatura e circuito térmico para o fluxo de calor através de uma parede composta. (ARRUDA, 2004).

Cada equação da expressão (6.67) pode ser escrita em termos da resistência térmica podendo ser demonstrado que:

$$T_1 - T_5 = q(R_{T1} + R_{T2} + R_{T3} + R_{T4})$$

O fluxo de calor que chega até a superfície externa das paredes é igual a soma do fluxo através do filme convectivo do ar mais o fluxo da radiação, logo:

$$q = h_{c-ar} A (T_5 - T_6) + \dots A \cdot \dots (T_5^4 - T_6^4) \quad (6.69)$$

A equação (6.69) pode ser expressa em termos da resistência térmica de suas parcelas e somada à equação (6.68) resultando:

$$(T_1 - T_6) = q \cdot [R_{T1} + R_{T2} + R_{T3} + R_{T4} + (R_{T5} \cdot R_{T6}) / (R_{T5} + R_{T6})] \quad (6.70)$$

Onde $R_{T6} = 1/h_r \cdot A$; ou ainda:

$$q = U \cdot T \quad (6.71)$$

Onde U é o coeficiente global de transmissão de calor dado por:

$$U = \frac{1}{R_{T1} + R_{T2} + R_{T3} + R_{T4} + \frac{R_{T5} \cdot R_{T6}}{R_{T5} + R_{T6}}} \quad (6.72)$$

Embora o coeficiente global de transmissão de calor exprima as propriedades térmicas de uma maneira mais racionalizada, a dificuldade em sua determinação permanece, porque as resistências térmicas dependem das características dos materiais envolvidos, da velocidade dos fluidos onde ocorrem os filmes convectivos, da forma e posição dos corpos em relação ao fluxo e das temperaturas reinantes. Por outro lado, as temperaturas dependem das resistências térmicas.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (1988b), através da NBR 10185, estabelece critérios para a determinação de três parâmetros que caracterizam os reservatórios térmicos para líquidos destinados a sistemas de energia solar. O primeiro é o coeficiente global de fluxo de calor para o ambiente (U_R); o segundo é a capacidade de carga (C_c) definida como a quantidade de energia que pode ser transferida a um reservatório térmico, durante um certo intervalo de tempo, por uma vazão pré-definida através do reservatório; o terceiro é a capacidade de descarga (C_d) definida como a energia que pode ser transferida do reservatório. As equações que definem estes coeficientes estão relacionadas a seguir.

$$U_R = \frac{\dot{m}_u \cdot C_p}{25.3600} \cdot \int_0^{3600} (T_{Re} - T_{Rs}) \cdot dt \quad (6.73)$$

Onde \dot{m}_u é a vazão através do reservatório que resulta em um volume igual à capacidade do mesmo após quatro horas de escoamento.

$$C_c = \dot{m}_{ca} \cdot C_p \cdot \int_0^{t_c} (T_{Re} - T_{Rs}) \cdot dt - U_R \cdot t_c \cdot \frac{1}{t_c} \cdot \int_0^{t_c} (T_{Re} - T_{Rs}) / 2 \cdot dt \quad (6.74)$$

e

$$C_d = \dot{m}_d \cdot C_p \cdot \int_0^{t_d} (T_{Rs} - T_{Re}) \cdot dt \quad (6.75)$$

Onde:

t_c e t_d : são os tempos de cada ensaio de carga e descarga, fixados em duas horas para um primeiro ensaio e quatro horas para o segundo;

\dot{m}_{ca} e \dot{m}_d : são as vazões em massa de carga e descarga que acumulam um volume igual à capacidade do reservatório durante o período de ensaio.

Estes últimos coeficientes são determinados para as condições de fluxo constante e queda ou elevação da temperatura de 15 °C. Cabe ressaltar que o reservatório não fica exposto à ação dos ventos.

Com objetivo de padronizar os procedimentos de ensaios, a normalização pode criar situações que diferem da operação real do equipamento. Orphelin e Adnot (1997), analisando o gerenciamento da demanda gerada de energia pelos aquecedores de água elétricos, revisaram os critérios adotados na avaliação das perdas térmicas nas normas internacionais e de vários países tais como a IEC-379/1987, ANSI/ASHRAE Standard 118.2/1993, à francesa NFC73-221, a alemã DIN 44532 e a britânica BS5615. Observaram que, devido à estratificação térmica da água e a variação da diferença

de temperatura do reservatório com o ar, o coeficiente global de transferência de calor pode variar de 0,90 a 0,65 do valor médio diário encontrado nos testes de laboratório. Concluíram que estes testes servem bem ao usuário para análises comparativas sobre o isolamento térmico, mas não dão informações suficientes das perdas reais e as possibilidades de controle.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através do modelo de mistura total, segundo Petrucci (1998), aplicando a equação (6.29), quando a fonte de calor está desligada e não há nenhum outro fluxo no reservatório:

$$V_R \cdot Cp d\bar{T}_R(t) = \frac{U_R \bar{T}_R(t) - T_{ar}}{dt} \quad (6.76)$$

Onde $\bar{T}_R(t)$ é a variação da temperatura média no intervalo dt.

Integrando a equação (6.71) no intervalo de tempo de 0 a t obtém -se:

$$U_R = \frac{V_R \cdot Cp}{t} \cdot \ln \frac{\bar{T}_{R_{ini}} - T_{ar}}{\bar{T}_{R_f} - T_{ar}} \quad (6.77)$$

Onde $\bar{T}_{R_{ini}}$ e \bar{T}_{R_f} são as temperaturas médias do reservatório no início e no final do intervalo.

2.3.11 Perdas nas tubulações¹⁰

As perdas de calor nas tubulações, da mesma forma que nos reservatórios, dependem das temperaturas da água e do ar, do regime de escoamento do líquido, da resistência térmica dos materiais empregados, da velocidade do vento e da posição da tubulação (horizontal, vertical ou inclinada). Esta situação exige uma solução iterativa ou de muita complexidade para o concurso de soluções analíticas.

A temperatura da água ao longo do comprimento de uma tubulação que sai de uma fonte de calor, segundo Schultz e Goldschmit (1983), é calculada a partir de um balanço energético em um volume de controle diferencial resultando:

$$k_t \cdot A_t - k_w \cdot A_w \frac{d^2 T}{dx^2} = \dot{m} \cdot c \cdot \frac{dT}{dx} - (T - T_{ar}) \cdot (h_c + h_r) \cdot d = 0 \quad (6.78)$$

onde: k é a condutividade térmica, e os índices “t” e “w” indicam as propriedades do tubo e da água, h_c e h_r são os coeficientes de transmissão de calor convectivo e radiante respectivamente.

A equação acima é aplicada para a condição de equilíbrio térmico e fluxo constante no intervalo de tempo considerado. Devido ao fato da queda de temperatura nestas condições ser relativamente pequena, o termo de segunda ordem é desprezado. Desta forma, admitindo a condição de contorno $T(x=0)$ igual à temperatura da tubulação próxima à fonte de calor (reservatório ou coletor), a solução desta equação diferencial resulta em:

$$T(x) = T_{ar} + (T(x_0) - T_{ar}) \cdot e^{-\frac{4x}{c.v. \cdot d_i^2 \cdot L \cdot R_{Tot}}} \quad (6.79)$$

¹⁰ Texto extraído de Arruda (2004).

onde: x é a distância da seção até a fonte de calor, x_0 é o ponto onde a temperatura é conhecida, v a velocidade da água, R_{tot} a resistência térmica total nas paredes para o comprimento L e d_i o diâmetro interno da tubulação.

A equação (6.79) foi desenvolvida e verificada experimentalmente pelos autores citados acima para a condição de estado permanente, em tubulações sem isolamento térmico, sujeitas à convecção natural com o ambiente e com saída livre para a atmosfera. As tubulações que unem os coletores ao reservatório não estão sujeitas às mesmas condições e ainda sofrem a influência nas extremidades destes equipamentos que têm maior massa térmica.

O comportamento térmico do escoamento nestas tubulações é avaliado melhor pelo modelo de escoamento *plug-flow* (DUFFIE; BECKMAN, 1991). A tubulação é dividida em trechos, conforme descrito para o reservatório no item 6.2.6.1 e ilustrado na Figura 25, e de acordo com a massa de água que entra em um dado intervalo de tempo o perfil de temperaturas é calculado.

Quando não há escoamento de fluido na tubulação, o balanço de energia em uma seção qualquer em regime não permanente e desprezando o gradiente de temperatura na direção longitudinal é:

$$T - T_{ar} \cdot (h_c + h_r) \cdot \rho \cdot d_e \frac{dT}{dt} = \rho \cdot A_t \cdot C_{p_w} \cdot T - \rho \cdot A_t \cdot C_{p_T} \cdot T \quad (6.80)$$

onde A é a seção transversal do tubo e os índices “ w ” e “ T ” se referem à água e ao tubo respectivamente.

Schultz e Goldschmit (1983) linearizaram a equação (6.80) para pequenos intervalos de tempo, onde o coeficiente de transmissão de calor possa ser considerado constante, e obtiveram:

$$T_t - T_{ar} - T_0 - T_{ar} \cdot e^{-\frac{t \cdot h \cdot d_e}{A_t \cdot C_{p_w} + A_t \cdot C_{p_T}}} \quad (6.81)$$

onde T_0 é a temperatura no instante zero, $T(t)$ a temperatura no instante t , T_{ar} a temperatura média do ar entre os dois instantes e h é a soma do coeficiente de transmissão de calor convectivo e o coeficiente de transmissão de calor radiante.

O coeficiente de transmissão de calor pode ser substituído na equação (6.81) em função da resistência térmica total:

$$h = 1/R_{Tot} \cdot d_e \cdot L \quad (6.82)$$

A equação (6.82) torna-se:

$$T_t - T_{ar} - T_0 - T_{ar} \cdot e^{-\frac{t}{A_t \cdot C_{p_w} + A_t \cdot C_{p_T} \cdot R_{Tot} \cdot L}} \quad (6.83)$$

2.3.12 sistemas diretos de aquecimento solar de água¹¹

Como exposto anteriormente, os sistemas solares de aquecimento de água podem apresentar quatro configurações distintas. Doravante serão tratados apenas os sistemas diretos com coletores planos, por serem estes o objeto deste estudo.

No sistema passivo a circulação natural no coletor ocorre quando este se aquece o suficiente para estabelecer uma diferença de densidade entre o coletor, o reservatório e o trecho que alimenta o

¹¹ Texto extraído de Arruda (2004).

coletor, que gere um gradiente de carga capaz de colocar a água em movimento. A intensidade do fluxo se ajusta ao ganho líquido de energia produzida pela elevação da temperatura e consequente variação da densidade.

Segundo Duffie e Beckman (1991), a abordagem deste problema pode ser feita de duas formas. Na primeira, o fluxo é encontrado pela modelagem matemática do sistema onde são considerados os parâmetros que o influenciam tais como: as propriedades e dimensões das partes constituintes, a dependência da densidade com a temperatura e as diferenças de pressões causadas pelas diferenças de densidade. Na segunda, a abordagem consiste em adotar uma diferença de temperatura típica da água entre a saída e a entrada do coletor com a qual a vazão pode ser determinada.

Pela segunda abordagem, a vazão do termossifão pode ser determinada pelas equações (6.85-a) ou (6.85-b). A primeira foi obtida igualando-se o fluxo de calor útil no coletor, dado pela equação (6.84), com o fluxo de calor dado pela equação (6.15) a segunda equação foi encontrada substituindo o valor de Fr , dado na equação (6.18).

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_s - T_e) \tag{6.84}$$

$$\dot{m} = \frac{A_c Fr.G_T.() - Fr.U_L.(T_e - T_{ar})}{C_p.(T_s - T_e)} \tag{6.85-a}$$

$$\dot{m} = \frac{-U_L F' A_c}{C_p \ln \left[1 - \frac{U_L (T_s - T_e)}{G_T \tau \alpha_e U_L (T_e - T_{ar})} \right]} \tag{6.85-b}$$

A modelagem do escoamento por termossifão é feita igualando o gradiente de pressão, gerado pela diferença de densidade, com as forças de resistência ao escoamento. A equação (6.86), chamada de equação do momentum, complementada pela equação (6.87), mostra o resultado da aplicação deste conceito ao esquema da Figura 29.

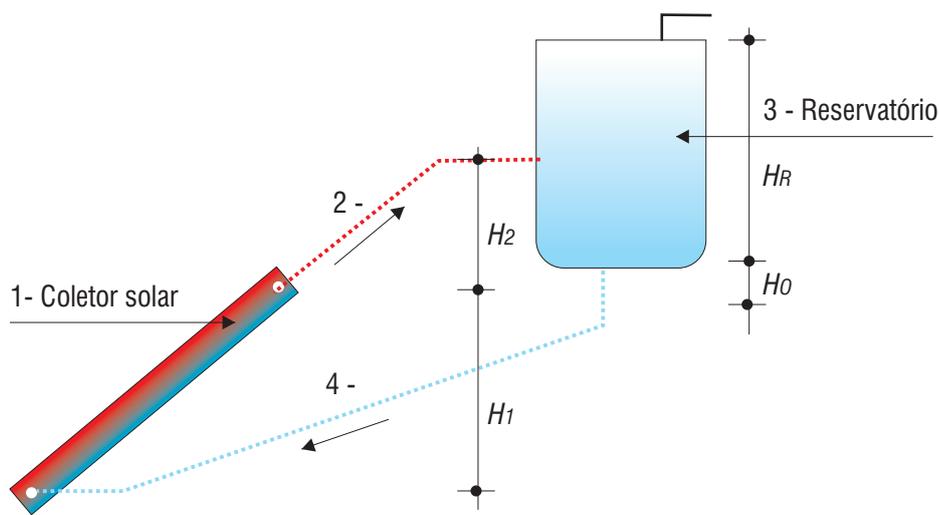


Figura 29 – Esquema de um sistema passivo direto.

$$g \int_0^{H1} \rho(T_1) .dy - \int_0^{H2} \rho(T_2) .dy - \int_{Ho}^{H2} \rho(T_3) .dy - \int_0^{H1} \rho(T_4) .dy = H_{fi} \tag{6.86}$$

Onde H_{fi} é a perda de energia de cada um dos trechos 1, 2 e 4 dado por:

$$H_f = \frac{fLv^2}{2d_i} + k_s \frac{v^2}{2} \quad (6.87)$$

Sendo:

f o coeficiente de atrito interno;

L o comprimento de do trecho;

v a velocidade do escoamento;

d_i o diâmetro interno do tubo e

k_s é coeficiente de perda de carga singular devido aos cotovelos, válvulas, reduções e entradas e saídas das tubulações.

A variação da massa específica ($\rho(T)$) e da viscosidade ($\mu(T)$) com a temperatura são dadas pelas equações (6.88) e (6.89).

$$\rho(T) = 1000,5 - 0,076244T - 0,003498T^2 \quad (\text{kg/m}^3) \quad (6.88)$$

$$\mu(T) = 0,164323 \cdot 10^{-2} + 0,393398 \cdot 10^{-4} T - 0,43606 \cdot 10^{-6} T^2 + 0,180044 \cdot 10^{-8} T^3 \quad (\text{kg/m}\cdot\text{s}) \quad (6.89)$$

A equação do momentum descrita anteriormente pode ser aplicada quando se conhece o valor das temperaturas ao longo de todo o circuito, caso contrário, estas temperaturas podem ser determinadas pelo balanço de energia no coletor, nas tubulações e no reservatório como exemplificado nas equações (6.90) e (6.91), apresentadas por Vaxman e Solokov (1986), desenvolvidas sob as seguintes hipóteses:

- O escoamento é unidirecional;
- Os coeficientes de transferências de calor são constantes;
- A capacitância térmica da estrutura do sistema é desprezível em relação ao fluido;
- A condução de calor é desprezível comparada com a convecção do fluido;
- As perdas por atrito no reservatório são desprezíveis.

O fluxo de energia no coletor, em um intervalo de tempo t , é:

$$m_e C_p \frac{T}{t} = \frac{Q_F}{A_1} \cdot \frac{T}{x} = A_c F' G_T \tau \cdot \alpha_e U_L (T_e - T_{ar}) \quad (6.90)$$

Onde A_1 é a área total dos tubos no coletor.

Equação do fluxo de energia, no intervalo de tempo t , para tubulações e reservatórios:

$$m_i C_p \frac{T}{x} = \frac{Q_F}{A_i} \cdot \frac{T}{x} = U_i A_{oi} (T - T_{ar}) \quad (6.91)$$

Onde: m é a massa; A_{oi} é a área externa do componente e o índice i refere-se ao número do componente considerado.

Vaxman e Solokov (1986) estudaram a inversão do fluxo neste tipo de sistema. Os resultados da simulação feita com a resolução das equações acima mostraram que, pelo menos a ligação entre os

coletores e o reservatório, trecho 2 da Figura 29, deve ser isolado termicamente para evitar o fluxo reverso e que a eficiência do sistema depende da altura entre o topo do coletor e o fundo do reservatório (H_o). Esta altura, segundo os resultados, deve estar entre 30 e 80 centímetros.

A eficiência do sistema de aquecimento normalmente aumenta com o aumento da energia solar incidente e com a altura relativa do tanque. Huang (1980) demonstrou que, para coletores formados por duas placas paralelas com uma distância entre elas, quando os coeficientes N_e e N_f dados pelas equações (6.92) e (6.93) são maiores que 10^5 , a eficiência independe destes dois fatores.

$$\frac{1}{N_e} = \frac{k_s}{gH_R} \cdot \frac{A_c}{A_t} \cdot \frac{U_L}{\rho C_p} \quad (6.92)$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\nu_o}{gH_R} \cdot \frac{L_c^2}{2} \cdot \frac{8}{3} \cdot \frac{L_t}{A_t} \cdot \frac{A_c}{A_t} \cdot \frac{U_L}{\rho C_p} \quad (6.93)$$

Onde: ν_o é a viscosidade cinemática para a temperatura ambiente e os índices c e t referem-se ao coletor e aos tubos, respectivamente.

Outros pesquisadores resolveram o conjunto das equações do momentum e do balanço energético, utilizando vários métodos matemáticos e diferentes formas para o cálculo da perda de carga. Morrison e Tran (1984) utilizaram o método de elementos finitos e a equação (6.94) para cálculo do coeficiente de atrito, e comparam os resultados com seis sistemas experimentais. McGarity et al. (1984) resolveram o sistema de equações diferenciais com soluções analíticas para o balanço de energia no reservatório. Este desenvolvimento foi mais próximo da condição real, pois foram consideradas a fonte auxiliar de energia e a carga de consumo de água quente. A metodologia desenvolvida foi chamada ANSIM (Analytical Simulation) e comparada com valores de testes e com o modelo de simulação TRNSYS (Transient System Simulation Program). Outro diferencial do modelo ANSIM é que ele foi aplicado em três situações: a) a intervalos de tempo horários admitindo a linearidade das forças atuantes durante este intervalo; b) a intervalos de tempo horários considerando o valor médio das forças atuantes; c) a dois horários diários considerando a taxa de absorção da energia solar, a temperatura ambiente e a carga de consumo representadas por um polinômio do segundo grau.

$$f = \frac{64}{Re} \left[1 - \frac{0,038}{\frac{L}{d_i Re}} \right] \quad (6.94)$$

3. Caracterização e análise crítica das práticas existentes no mercado nacional

Os sistemas de aquecimento solar mais utilizados no Brasil são os compostos por coletores planos, reservatório e fonte de energia auxiliar. Entretanto, as empresas especializadas têm fornecido ao mercado novos modelos que utilizam, por exemplo, chuveiro elétrico como fonte de energia auxiliar. A seguir, são apresentados os principais modelos de sistemas de aquecimento solar de água existentes no mercado brasileiro.

3.1 Ducha solar

A ducha solar é um aquecedor de água compacto, desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências com até 100 m² e até 4 pessoas. É constituído de reservatório térmico e placa coletora solar. A ducha também pode possuir um sistema elétrico que poderá complementar o aquecimento em dias de pouca insolação.

3.2 Aquecedor compacto

O aquecedor compacto foi desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências de com até 120 m² e até 4 pessoas. É composto pelo reservatório térmico, caixa d'água para abastecimento de água fria em polipropileno e placa coletora solar. O fundo do coletor também pode ser fabricado em chapa térmica de material reciclado proveniente de embalagens longa vida.

3.3 Chuveiro solar

O chuveiro solar é um aquecedor compacto, desenvolvido para famílias pequenas, atendendo o consumo moderado de água quente para até 3 banhos diários. Este modelo utiliza o chuveiro elétrico para complementação do aquecimento da água em dias de pouca insolação. Esse equipamento é composto de um reservatório térmico e uma placa coletora solar.

3.4 Aquecedor em base única de sustentação

É um aquecedor de água compacto, desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências com até 100 m² e até 4 pessoas. Este aquecedor é composto de uma base de sustentação onde estão fixados o reservatório térmico e a placa coletora solar. Opcionalmente, o aquecedor pode ter um sistema auxiliar de aquecimento elétrico para complementar o aquecimento da água em dias de pouca insolação.

3.5 Aquecedor solar PV

O aquecedor solar PV é um aquecedor de água compacto, desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências com até 100 m² com e até 4 pessoas. Este aquecedor provê, além de água quente, energia elétrica captada por células fotovoltaicas que fazem parte do sistema.

O sistema fotovoltaico converte a energia solar em energia elétrica, permitindo-se ligar ao sistema lâmpadas, eletrodomésticos ou até uma bomba hidráulica de baixo consumo.

O aquecedor solar é composto de uma base de sustentação onde estão fixados o reservatório térmico, a placa coletora solar e a célula fotovoltaica. Pode possuir também um sistema auxiliar elétrico para complementar o aquecimento da água em dias de pouca insolação.

3.6 Aquecedor solar super compacto

O aquecedor solar super compacto é um aquecedor compacto, desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências com até 150 m² e até 4 pessoas. É composto pelo reservatório térmico e a placa coletora solar. Este modelo utiliza o chuveiro elétrico para complementação do aquecimento da água em dias de insolação insuficiente.

3.7 Aquecedor solar integrado

Este é um modelo de aquecedor solar projetado para ser instalado na cozinha, no lado de fora da parede em que se encontra a pia. Há necessidade de que esta parede receba sol na maior parte do dia. Sua capacidade instantânea é limitada em aproximadamente 15 litros. Acompanha o sistema uma torneira misturadora que é instalada no local da torneira existente, a qual possibilitará a mistura da água quente com a fria.

3.8 Manta solar

A manta solar é uma manta manufaturada em elastômero sintético com pigmento especial na cor preta que garante alta absorção com formulação nova e materiais nobres, que dispensam a caixilharia dos coletores planos. Entretanto, durante os meses de inverno e outono em que há dias quentes e noites frias, é importante a utilização de uma capa térmica para evitar a dispersão do calor obtido durante o dia.

3.9 Aquecedor solar compacto ecológico

É um aquecedor de água compacto, desenvolvido para substituir chuveiros elétricos em residências com até 120 m² e até 4 pessoas. Possui um design apropriado para combinar, principalmente, com telhas cerâmicas. É fabricado em capacidade única de 200 litros e possui um coletor solar de 1,6 m² etiquetado pelo INMETRO com classificação "A". Possui sistema complementar elétrico para aquecimento da água em dias em que o sol não for suficiente e válvula anticongelamento para proteger o coletor solar contra o efeito de geadas e temperaturas excessivamente baixas. Seu reservatório é fabricado em termoplástico e o fundo do coletor em chapa térmica de material reciclado proveniente de embalagens longa vida.

4. Metodologias de avaliação

Um dos principais aspectos observados em sistemas de avaliação ambiental é o uso da energia nas edificações. A energia, em suas diversas formas, é utilizada em todas as etapas da vida útil de uma edificação, para a extração de matéria prima para a construção, o transporte de materiais, a construção e finalmente na fase de operação. Esta fase estende-se por toda a vida útil sendo a mais longa e em geral a que mais consome energia, e na qual são utilizados os sistemas de aquecimento solar de água.

Os principais sistemas de avaliação existentes são diferentes entre si em relação à importância dada ao uso da energia. Porém, o uso de energias renováveis é indubitavelmente um critério de suma importância em qualquer dos sistemas. As diversas metodologias abordam o uso de coletores solares para o aquecimento de água de forma genérica, como uso de energias renováveis, ou dedicam-se mais pormenorizadamente ao tema, tendo em alguns casos critérios específicos de avaliação.

No presente capítulo foram analisadas as metodologias de avaliação de desempenho ambiental de edifícios selecionadas por este Projeto. A tabela 6 apresenta um resumo dos principais itens abordados sobre o uso de aquecimento solar de água nas metodologias acima.

O uso de coletores solares para aquecimento de água ajuda a melhorar a performance da edificação pela redução no consumo de energia e conseqüente redução nas emissões de CO₂. Nos sistemas EcoHomes, Green Star, CASBEE, LEED-H, HQE e GBTool, o uso de coletores não é tratado de forma direta, isto é, os sistemas apenas pontuam de forma geral seu uso, sem considerar as diversas configurações que o sistema pode apresentar em uma instalação, seus respectivos desempenhos e contribuições efetivas na performance da edificação.

No sistema H&E são utilizados parâmetros mais específicos para a pontuação de sistemas de aquecimento solar de água, tais como a distância entre o reservatório de água quente dos pontos de uso, superfície total dos coletores em relação ao volume de armazenamento do reservatório de água quente e a superfície total dos coletores solares em relação à superfície habitável da casa. Esses parâmetros específicos possibilitam uma melhor avaliação em relação aos demais sistemas citados acima, pois embora estejam simplificados, baseiam-se em aspectos técnicos.

A utilização de coletores solares para o aquecimento de água está ligada ao uso de fontes renováveis de energia, que melhoram o desempenho da edificação do ponto de vista energético, por diminuir a demanda por energia advinda de fontes não renováveis, o que conseqüentemente reduz o impacto causado ao meio ambiente. Porém, uma abordagem mais sistêmica deve considerar, quando possível, o uso da metodologia de Análise do Ciclo de Vida (ACV), que expõe de forma mais completa as conseqüências do uso do sistema de aquecimento.

Parâmetros específicos de avaliação do desempenho de sistemas de aquecimento solar de água são abordados no item 2. Tais parâmetros podem servir de embasamento para um sistema de pontuação específico para sistemas de aquecimento solar de água, em conjunto com certificações existentes na indústria, de forma semelhante ao desenvolvido no sistema H&E. Entretanto, como na maioria dos sistemas de avaliação, a simplificação dos requisitos faz parte da estratégia para facilitar o cumprimento dos mesmos e propiciam a difusão de conhecimento.

No Brasil, de acordo com a ABNT (1988a; 1988b; 1992), os sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar é normalizado através de três normas técnicas: **NBR 10184 Coletores**

Solares planos líquidos – Determinação do rendimento térmico; NBR 10185 Reservatórios térmicos para líquidos destinados a sistemas de energia solar – Determinação do desempenho térmico e; NBR 12269 Execução de instalações de sistemas de energia solar que utilizem coletores solares planos para aquecimento de água. As duas primeiras normas acima citadas dizem respeito aos equipamentos utilizados no sistema de aquecimento de água, já a última diz respeito à instalação dos componentes.

Tabela 6 – Critérios utilizados nos sistemas de avaliação ambiental.

A **NBR 10184** (ABNT, 1988a) não abrange os casos de coletores solares com reservatórios integrados, que são utilizados em algumas instalações de baixo custo.

CRITÉRIOS	EcoHomes	Green Star	CASBEE	LEED for homes	HQE	H & E	GBTTool
Melhoria no desempenho energético da edificação							
Uso de energias renováveis							
Redução na demanda do pico de energia							
Diminuição da produção de CO ₂ devido ao consumo de energia							
Conscientização do usuário							
Uso de produtos com ecoselo (eletrodomésticos)							
Uso de materiais que não afetem à camada de ozônio							
Monitoramento por uso final de energia							
Uso de materiais que não causem aquecimento global							
Redução da emissão de NO _x							
Obstrução à luz solar							
Distância entre o reservatório de água quente e os pontos de uso							
Superfície total dos coletores em relação ao volume de armazenamento do reservatório de água quente							
Superfície total dos coletores solares em relação à superfície habitável da casa							

5. Considerações finais

Atualmente, uma das principais preocupações da humanidade reside nas questões ambientais, especialmente em relação ao uso de energia. A energia solar é uma das alternativas mais viáveis em termos ambientais. Por ser uma energia limpa e de fonte inesgotável, a energia solar deverá ser uma alternativa para resolver o problema de emissão de CO₂ causado pela queima de combustíveis fósseis na produção de energia.

No caso do uso de energia solar para aquecimento residencial de água, apresenta muitas vantagens, tanto a curto como médio e longo prazo. Em curto prazo, a grande vantagem é a fácil instalação, assim como a disseminação dos equipamentos. Em médio e longo prazo, a grande vantagem é o baixo custo de operação do sistema, pois não demanda uma grande quantidade de energia elétrica para complementação do aquecimento de água, amenizando o pico de consumo no horário de maior demanda.

Há também que se salientar que a manutenção do sistema se torna uma tarefa bem simples, pois o próprio equipamento de pequeno porte não tem uma engenharia muito elaborada, sendo qualquer pessoa previamente instruída capaz de realizar a manutenção.

Dessa maneira, o uso de energia solar para aquecimento de água é uma excelente alternativa para suprir o consumo de água quente, para melhorar a qualidade de vida e não agravar as condições das gerações futuras com problemas ambientais graves como o efeito estufa.

Referências bibliográficas

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Atlas de Energia Elétrica do Brasil: 2.** Ed. Brasília: 2005. Disponível em: [http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar\(3\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf). Acesso em: 02 abr.2006.

ALIZADEH, S. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage. **Solar Energy**, v. 66, n. 6, p. 409-421, 1999.

AMER, E.H.; NAYAK, J.K.; SHARMA, G.K. Transient test methods for flat-plate collectors: review and experimental evaluation. **Solar Energy**, v. 60, n.5, p. 229-243, 1997.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **ASHRAE Handbook: heating, ventilating and air-conditioning systems and equipment.** Atlanta, 1996. Cap. 33.

_____. **ASHRAE Handbook: heating, ventilating and air-conditioning applications.** SI ed. Atlanta: ASHRAE, 1999. cap 32.

ARRUDA, L.B. **Operação de sistemas de aquecimento solar de água com controle de vazões em coletores planos.** 2004. 230 p. Tese (Doutorado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 7198:** Projeto e execução de instalações prediais de água quente. Rio de Janeiro, 1993.

_____. **NBR 10184:** Coletores solares planos para líquidos: determinação do rendimento térmico. Rio de Janeiro, 1988a.

_____. **NBR 10185:** Reservatórios térmicos para líquidos destinados a sistemas de energia solar: determinação de desempenho térmico. Rio de Janeiro, 1988b.

_____. **NBR 12269:** Execução de instalações de sistemas de energia solar que utilizam coletores solares planos para aquecimento de água. Rio de Janeiro, 1992.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO (ABRAVA). [Homepage Institucional]. Disponível em: <http://www.abrava.com.br>. Acesso em: 20 out. 2005.

BOSANAC, M. NIELSEN, J.E. In situ check of collector performance. **Solar Energy**, v. 59, n. 4-6, p. 135-142, 1997.

BOYLE, G. (Ed.). **Renewable Energy: Power a Sustainable Future.** Oxford: Open University, 1996.

BRASIL. MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA. OBSERVATÓRIO NACIONAL. Glossário. Brasília, 2005. Disponível em: <http://www.on.br/glossario/alfabeto/i/i.html>. Acesso em: 02 abr. 2006.

_____. MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. ELETROBRÁS. **Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL).** Brasília, 1985. Disponível em: www.eletronbras.gov.br/procel. Acesso em: 10 nov. de 2005.

_____. **Informe de Mercado 44.** Brasília: Comitê Coordenador do Planejamento da Expansão dos Sistemas Elétricos (CCPE); Comitê Técnico para Estudos de Mercado (CTE), dez. 2004.

BREEAM Office BRE. Design & Procurement. **Assessment prediction checklist 2005**. Watford, UK, 16 Feb. 2005. 17 p. Disponível em: <http://www.breeam.org/offices.html>

_____. **ECOHOMES**: The Environmental rating for Homes: Worksheets. Watford, UK, Mar. 2005. 116 p. Disponível em: http://www.breeam.org/pdf/EcoHomes2005Guidance_v1_1.pdf.

CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DE LA CONSTRUCTION (CSTC). **Code de bonne pratique pour l'installation des chauffe-eau solaires**. Bruxelas, 1999.

CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DU BÂTIMENT (CSTB). **Référentiel Technique de Certification Bâtiments Tertiaires**: Démarche HQE® Bureau et Enseignement. Paris, 2004. Disponível em: <http://www.cstb.fr/frame.asp?URL=/hqe/>.

CERTIFICATION QUALITÉ LONGEMENT (CERQUAL). HABITAT & ENVIRONNEMENT. **Référentiel Millésime 2005**. Paris, 2005. 307 p. Disponível em: http://www.cerqual.fr/pro/habitat_environnement/referentiel.html.

CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO DE SALVO BRITO (CRESESB/CEPEL). Brasília: 2003. [Homepage Institucional]. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/tutorial/solar/apstenergiasolar.htm>. Acesso em: 25 mar. 2006.

CHURCHILL, S.W.; BERNSTEIN, M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. **Journal of Heat Transfer**, v. 99, p.300-306, May 1977.

DIFFEY, B.L. Sources and measurement of ultraviolet radiation. **Methods**, v.28, p.4-13, jun. 2002.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar engineering of thermal processes**. 2 Ed. New York: John Wiley & Sons, 1991.

ECHER, E.; SOUZA, M.P.; SCHUCH, N.J. A lei de Beer aplicada na atmosfera terrestre. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 23, n. 3, Sep. 2001.

GREEN BUILDING COUNCIL OF AUSTRALIA. **Green Star**: Office Design. Rating Tool v.2. Disponível em: www.gbcaus.org. Acesso em: 12 jul. 2005.

HAHNE, E.; CHEN, Y. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot water stores. **Solar Energy**, v. 64, n. 1-3, p. 9-18, 1998.

HELLSTROM, B.; et. Al. The impact of optical and thermal properties on the performance of flat plate solar collectors. **Renewable Energy**, n. 28, p.331-344, 2003.

HOLMAN, J.P. **Transferência de calor**. Trad. Luiz Fernando Milanez. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983.

HUANG, B.J. Similarity theory of solar water heater with natural circulation. **Solar Energy**, v. 25, p. 105-116, 1980.

HUDSON, L.G.; MARKELL, J. **Solar technology**. Reston: Reston Publishing Company, 1985.

INCROPERA, F.P.; WITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 3. Ed. Guanabara Koogan, 1992.

INSTITUTE FOR BUILDING ENVIRONMENT AND ENERGY CONSERVATION (IBEC). COMPREHENSIVE ASSESSMENT SYSTEM FOR BUILDING ENVIRONMENTAL EFFICIENCY (CASBEE). **CASBEE-NC (for New Construction)**: Assessment Software v.1. 2004. Disponível em: <http://www.ibec.or.jp/CASBEE/english/index.htm>. Acesso em: 18 de jun. 2005.

- _____. **CASBEE-NC** (for New Construction): Technical Manual. 2004. 231 p.
- INTERNATIONAL INITIATIVE FOR A SUSTAINABLE BUILT ENVIRONMENT (IISBE). **GB TOOL:** Green Building Tool: GB Tool User Manual. Ottawa, Feb. 2002. 70 p.
- _____. **GB TOOL:** Green Building Tool: GBT05 Demo. Ottawa, 18 Aug. 2005. Disponível em: http://www.iisbe.org/down/gbc2005/GBtool_2k5_Demo_unlocked/. Acesso em 20: de jun. 2005.
- JANJAI, S.; ESPER, A.; MUHLBAUER, W. Modelling the performance of a large area plastic solar collector. **Renewable Energy**, n. 21, p. 363-367, 2000.
- KREITH, F. **Princípios da transmissão de calor**. Cord. Trad. Remi Benedito Silva. São Paulo, Edgard Blucher, 1973.
- LABORATORIO DE EVALUACIÓN SOLAR. **Heliógrafo.jpg**. Universidad Tecnica Federico Santa Maria (Chile), 2006. Largura: 167 pixels. Altura: 188 pixels. 96 dpi. 24 BIT RGB. 59,73KB. Disponível em: <http://www.labsolar.utfsm.cl/instrumentos/heliografo.html>. Acesso em: 01 abr. 2006.
- LIMA, J.B.A. **Otimização de sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais unifamiliares utilizando o programa TRNSYS**. 2003. 123p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.
- MARTINS, E. Panorama de um país ensolarado. **Ciência Hoje**, 09 jan. 2003. Disponível em: <http://cienciahoje.uol.com.br/controlPanel/materia/view/1733>. Acesso em: 01 abr. 2006.
- MCGARITY, A.E.; REVELLE, C.S.; COHON, J.L. Analytical simulation models for heating system design. **Solar Energy**, v. 32, n. 1, p. 85-97, 1984.
- MORRISON, G.L.; TRAN, H.N. Simulation of the long-term performance of thermosyphon solar water heaters. **Solar Energy**, v. 33, n. 6, p. 515-526, 1984.
- NAKAI, S. OKAZAKI, T. Heat transfer from a horizontal circular wire at small Reynolds and Grashof numbers. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, v. 18, p. 387-396, 1975.
- NAYAK, J.K; AMER, E.H. Experimental and theoretical evaluation of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors. **Solar Energy**, v. 69, n. 5, p. 377-401, 2000.
- OLIVEIRA FILHO, K.S.; SARAIVA, M.F.O. **O Sol: a nossa estrela**. Porto Alegre: Departamento de Astronomia do Instituto de Física da UFRGS, 2005. Disponível em: <http://astro.if.ufrgs.br/esol/esol.htm>. Acesso em: 02 abr. 2006.
- OLIVEIRA, S.H.F. **Dimensionamento de sistemas fotovoltaicos autônomos: ênfase na eletrificação de residências de baixo consumo**. 1997. 240 f. Dissertação (Mestrado em Energia) – Interunidades (EP, FEA, IEE, IF), Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.
- ORPHELIN, M.; ADNOT, J. Electric storage water heaters: from laboratory measurements to field electricity consumption. **ASHRAE Transactions**, v. 103, part 2, p. 82-89, 1997.
- PETRUCCI, A.L. **Modelo para previsão do comportamento de aquecedores de acumulação em sistemas de água quente**. 1998, 167 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1998.
- SCHULTZ, W.W.; GOLDSCHMIDT, V.W. Distribution efficiency and characteristics of start-up and shutdown of flow in hot water distribution lines. In: **Transactions of ASHRAE semiannual meeting**, v. 89, Part 1B, p. 42-60, 1983

SILVA, V.G. **Avaliação da sustentabilidade de edifícios de escritórios brasileiros: diretrizes e base metodológica.** 2003. 210 f. Tese (Doutorado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

TABORIANSKI, V.M.; LIMA, J.B.A.; IOSHIMOTO, E. Análise de custos de aquecimento de água em um conjunto habitacional. In: FENDRICK, R. **Tecnologias na Construção Civil e Matemática Aplicada.** Curitiba, Editora Universitária Champagnat, 2002. p.45-53.

TIBA, C. et al. **Atlas solarimétrico do Brasil:** banco de dados terrestres. Recife: Editora Universitária da UFPE, 2000.

US GREEN BUILDING CONCIL. **LEED for Homes Program.** Rating System for Pilot Demonstration, Versão 2.1. Washington, Nov. 2002, 67 p. Disponível em: http://www.usgbc.org/Docs/LEEDTMdocs/LEEDTM_RS_v2-1.pdf.

VAXMAN, M. SOKOLOV, M. Effects of connecting pipes in thermosiphonic solar systems. **Solar Energy**, v. 37, n. 5, p. 323-330, 1986.

YOO, H.; KIM, C.J.; KIM, C.W. Aproximate analytical solutions for stratified thermal storage under variable inlet temperature. **Solar Energy**, v. 66, n. 1, p. 47-56, 1999.