

**JULIANA BENONI ARRUDA LIMA**

**OTIMIZAÇÃO DE SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA EM  
EDIFICAÇÕES RESIDENCIAIS UNIFAMILIARES UTILIZANDO O  
PROGRAMA TRNSYS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia Civil.

**São Paulo**

**2003**

**JULIANA BENONI ARRUDA LIMA**

**OTIMIZAÇÃO DE SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA EM  
EDIFICAÇÕES RESIDENCIAIS UNIFAMILIARES UTILIZANDO O  
PROGRAMA TRNSYS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia Civil.

Área de Concentração:  
Engenharia de Construção Civil e  
Urbana

Orientador:  
Prof. Dr. Racine Tadeu Araújo Prado

**São Paulo**

**2003**

## FICHA CATALOGRÁFICA

**Lima, Juliana Benoni Arruda**

**Otimização de sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais unifamiliares utilizando o programa TRNSYS -- São Paulo, 2003.**

**123 p.**

**Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Construção Civil.**

**1. Aquecimento de água 2. Energia solar 3. Otimização matemática 4. Análise técnico-econômica I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Construção Civil II. Laboratório de Sistemas Prediais.**

Aos meus familiares, amigos e especialmente ao meu esposo Cléber que me apoiaram no decorrer desses anos de estudos e pesquisas.

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador, professor Dr. Racine Tadeu Araújo Prado, por suas sugestões, incentivos e orientações na elaboração deste trabalho.

Ao meu esposo Cléber, pelo amor sem fim, pelo estímulo e pela incansável compreensão.

Ao Laerte Bernardes Arruda, meu pai, amigo e professor, pelo prazer de compartilhar as dúvidas e as soluções deste trabalho.

Ao professor Dr. João Diego Petreche do Laboratório de Suporte a Projetos PCC-USP, pelas sábias contribuições.

Ao professor Dr. Oscar Hernandez Mendoza da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU, pela assessoria e concessão do programa TRNSYS.

À professora Dr<sup>a</sup>. Vânia Maria Bernardes Arruda Fernandes do Instituto de Letras e Linguística da UFU, pela auxílio nas revisões de textos desde o projeto de pesquisa deste trabalho.

Ao demais que exerceram forte influência em minha formação: Orestes Marracini Gonçalves, Eduardo Ioshimoto, Moacir Alves da Graça, Adnei Melges de Andrade, Murilo Tadeu Werneck Fagá, Roberto Zilles.

Aos familiares, amigos e colegas de trabalho que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

À minha mãe, pela torcida.

E a Deus, pela oportunidade da vida.

## RESUMO

Os sistemas de aquecimento solar de água têm sido amplamente utilizados no Brasil para uso doméstico em residências unifamiliares, aproveitando a energia potencial da água do reservatório superior e o fenômeno da termossifonagem para a circulação da água quente. Entretanto estes sistemas de aquecimento de água normalmente são dimensionados através de tabelas fornecidas pelos fabricantes que indicam o número de placas em função do tamanho da família e do número de pontos de utilização de água quente. Esse dimensionamento é muito mais baseado na intuição e experiência dos fabricantes do que em dados científicos. Por isso este trabalho desenvolveu um modelo de otimização para projetos de sistemas de aquecimento solar de água, utilizando uma rotina de simulação numérica em longo prazo em regime transiente. O dimensionamento otimizado fornece a inclinação e a área da placa coletora que resultam no mínimo custo ao longo da vida útil do equipamento. Este custo engloba gastos com a instalação, manutenção e uso de energia auxiliar. O procedimento computacional foi executado com características específicas do projeto, tais como: condições climáticas locais, perfil de demanda de água quente, orientação da placa coletora e a temperatura desejada para o armazenamento da água quente. Foi estudado um sistema de aquecimento solar da água por termossifão com placas coletoras planas para o clima de São Paulo. Este modelo busca facilitar o dimensionamento dos sistemas de aquecimento solar de água para os projetistas, nas condições reais de cada projeto.

### ***Palavras Chaves:***

Sistemas de aquecimento solar de água, Aquecimento de água, Energia solar, Água quente, Conservação de energia, Análise técnica e econômica, Otimização.

## ABSTRACT

Solar water heating systems have been widely used in Brazil for domestic purposes in single-family residences, taking advantage of the potential energy of the water of the superior reservoir and the phenomenon of the termosyphon for the circulation of the hot water. However these solar water heating systems are usually design through tables supplied by the manufacturers that indicate the number of flat plates collectors in function of the size of the family and of the number of points of use of hot water. That design is much more based on the intuition and on the manufacturers' experience than in scientific data. Therefore this work has developed an optimization model for projects of solar water heating systems, using a routine of a long-period numeric simulation in flow transient. The optimized design supplies the inclination and the area of the flat plate collector that results in the minimum cost over the equipment's lifetime. This cost includes expenses with the installation, maintenance and use of auxiliary energy. The computational procedure was executed with specific characteristics of the project, such as: local climatic conditions, profile of the hot water's demand, orientation of the flat plate collector and the temperature wanted for the storage of the hot water. It was studied a solar water heating system by termosyphon with flat plate collector for the climate of São Paulo. This model search to facilitate the design of the solar water heating systems for the designers, of each project's real conditions.

### ***Key Words:***

Solar heating system, Water heating; Solar energy; Hot water; Energy conservation; Technical and Economic Analysis, Optimzation.

## SUMÁRIO

RESUMO	
ABSTRACT	
LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE TABELAS	
LISTA DE ABREVIATURAS	
LISTA DE SÍMBOLOS	

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO E OBJETIVOS.....	01
CAPÍTULO 2 –FUNDAMENTOS TEÓRICOS, REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E METODOLOGIA DE PESQUISA .....	09
<b>2.1. A Energia Solar</b> .....	09
<b>2.2. Principais componentes do sistema de aquecimento de água com energia solar</b> .....	11
2.2.1. Coletores de calor solar para aquecimento de água ....	11
2.2.2. Reservatórios térmicos .....	16
2.2.3. Fonte de energia auxiliar .....	17
<b>2.3. Principais configurações dos sistemas de aquecimento de água com energia solar</b> .....	18
2.3.1. Sistema passivo direto .....	18
2.3.2. Sistema passivo indireto .....	19
2.3.3. Sistema ativo direto .....	20
2.3.4. Sistema ativo indireto .....	21
<b>2.4. Modelo de predição de radiação em um plano inclinado</b> .....	22
2.4.1. Direção da radiação direta incidente sobre uma superfície .....	23
2.4.2. Radiação horária extraterrestre em um plano horizontal ( $I_o$ ) .....	25
2.4.3. Radiação solar global horária em um plano inclinado ( $I_T$ ) .....	26
2.4.4. Radiação solar horária total em superfície horizontal ( $I$ ) .....	27
<b>2.5. Tratamento dos dados meteorológicos</b> .....	28
<b>2.6. Caracterização da placa plana coletora</b> .....	31
<b>2.7. Modelos de predição do desempenho a longo prazo</b> .....	34
<b>2.8. Descrição do modelo de simulação adotado</b> .....	41
2.8.1. Simulação do termosifão .....	41
2.8.2. Coletor .....	42
2.8.3. Tubulação de conexão .....	43
2.8.4. Reservatório térmico .....	46
2.8.5. Procedimento de solução .....	49
<b>2.9. O sistema e o simulador</b> .....	49



<b>2.10. Análise de ciclo de vida econômico</b> .....	52
<i>2.10.1. Valor do dinheiro no tempo</i> .....	54
<b>CAPÍTULO 3 - IMPLEMENTAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO NOS ESTUDOS DE CASOS</b> .....	56
<b>3.1. Estudo de caso: aquecimento solar de água residencial unifamiliar</b> .....	56
<i>3.1.1. Definições do caso de estudo</i> .....	56
<i>3.1.2. Descrição das características técnicas</i> .....	65
<b>3.2. Programa de simulação desenvolvido</b> .....	68
<b>3.3. Análise econômica e a função objetivo</b> .....	70
<b>3.4. Programa de otimização</b> .....	75
<b>3.5. Resultados Obtidos</b> .....	80
<b>CAPÍTULO 4 – CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	96
<b>4.1. Conclusões e recomendações</b> .....	96
<b>ANEXO</b> .....	100
<b>Anexo 1 - Rotinas de simulação utilizadas do TRNSYS</b> .....	101
<i>A.1.1. Leitura do dados meteorológicos</i> .....	101
<i>A.1.2. Cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada</i> .....	103
<i>A.1.3. Curva de demanda de água quente</i> .....	105
<i>A.1.4. Subsistema de mistura de água quente</i> .....	107
<i>A.1.5. Subsistema de coleta e armazenamento de energia solar por termossifão</i> .....	110
<i>A.1.6. Integração dos parâmetros monitorados</i> .....	115
<i>A.1.7. Impressão dos parâmetros monitorados</i> .....	116
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	118

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 2.1 -</b>	Variação da intensidade de radiação com a latitude. Fonte: Hudson; Markell (1985) .....	10
<b>Figura 2.2 -</b>	Posição e inclinação do eixo terrestre em cada estação do ano. Fonte: Hudson; Markell (1985) .....	11
<b>Figura 2.3 -</b>	Coletores de foco concentrado: parabólico e Fresnel. Fonte: Hudson; Markell (1985) .....	12
<b>Figura 2.4 -</b>	Seção típica de um coletor de superfície plana .....	13
<b>Figura 2.5 -</b>	Diagrama esquemático do coletor solar de superfície plana integrado ao tanque de armazenamento. Fonte: Mohamad (1997).....	15
<b>Figura 2.6 -</b>	Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar interna ao reservatório de armazenamento de água quente .....	19
<b>Figura 2.7 -</b>	Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar externa ao reservatório de armazenamento de água quente .....	19
<b>Figura 2.8 -</b>	Esquema simplificado de um sistema indireto passivo .....	20
<b>Figura 2.9 -</b>	Esquema simplificado de um sistema ativo direto .....	21
<b>Figura 2.10 -</b>	Esquema simplificado de um sistema ativo indireto direto com trocador de calor localizado externamente ao reservatório térmico .....	21
<b>Figura 2.11 -</b>	Ângulos solares derivados .....	24
<b>Figura 2.12 -</b>	Curva de eficiência de placa coletora solar SOLETROL MAX ALUMÍNIO 1.6. Fonte: SOLETROL (2001) .....	34
<b>Figura 2.13 -</b>	Seqüência da solução algébrica para o tanque no modelo de Morrison; Bruan (1985) .....	46
<b>Figura 3.1 -</b>	Influência do chuveiro elétrico na curva de carga . Fonte: Prado (1991) .....	58
<b>Figura 3.2 -</b>	Diagrama de fluxo de informação das componentes do sistema de aquecimento da água com energia solar com circulação natural simulado .....	69
<b>Figura A.1 -</b>	Curva de demanda de água quente misturada a 40°C .....	106
<b>Figura A.2 -</b>	Esquema de alguns parâmetros físicos dos subsistemas de coleta e armazenamento por termossifão .....	111

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1.1.a -</b>	Produção de energia primária no Brasil (Unidades: $10^3$ tep). Fonte: MME (2002) .....	01
<b>Tabela 1.1.b -</b>	Produção de energia primária no Brasil (Unidades: %). Fonte: MME (2002) .....	02
<b>Tabela 1.2 -</b>	Crescimento do consumo interno de energia elétrica no Brasil. Fonte: MME (2002) .....	03
<b>Tabela 1.3 -</b>	Dependência externa de energia (Fonte: MME, 2002).....	03
<b>Tabela 1.4 -</b>	Composição setorial do consumo de eletricidade (Unidades: %). Fonte: MME (2002) .....	04
<b>Tabela 3.1 -</b>	Número médio de moradores por unidade habitacional. Fonte: IBGE - Censo Demográfico Ano 2000 .....	59
<b>Tabela 3.2 -</b>	Temperatura de armazenamento de água quente segundo a equação de mistura .....	61
<b>Tabela 3.3 -</b>	Variação da temperatura de armazenamento de água quente de acordo com o método de Petrucci (1998) .....	63
<b>Tabela 3.4 -</b>	Especificações dos casos em estudo .....	64
<b>Tabela 3.5 -</b>	Parâmetros de projeto – $1^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} = 61,7^{\circ}\text{C}$ ) .....	67
<b>Tabela 3.6 -</b>	Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela ELETROPAULO. Fonte: ELETROPAULO (2003) .....	71
<b>Tabela 3.7 -</b>	Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela CEMIG. Fonte: CEMIG (2003) .....	72
<b>Tabela 3.8 -</b>	Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela CPFL. Fonte: CPFL (2003) .....	72
<b>Tabela 3.9 -</b>	Custo da energia elétrica para o consumidor adotados para a simulação .....	72
<b>Tabela 3.10 -</b>	Condições econômicas para o estudo de caso dos sistemas de aquecimento de água com energia solar .....	73
<b>Tabela 3.11 -</b>	Condições econômicas para o estudo de caso do sistema convencional de aquecimento de água com chuveiro elétrico de 5500 W .....	75
<b>Tabela 3.12 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $1^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 1</b> de R\$ 266,18/MWh .....	81
<b>Tabela 3.13 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $2^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 1</b> de R\$ 266,18/MWh .....	82
<b>Tabela 3.14 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $3^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 1</b> de R\$ 266,18/MWh .....	83
<b>Tabela 3.15 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $4^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 1</b> de R\$ 266,18/MWh .....	84
<b>Tabela 3.16 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $1^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 2</b> de R\$ 339,66/ MWh .....	85
<b>Tabela 3.17 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $2^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 2</b> de R\$ 339,66/ MWh .....	86
<b>Tabela 3.18 -</b>	Dimensionamento otimizado para o $3^{\text{o}}$ Caso Base ( $T_{\text{set}} =$ $50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 2</b> de R\$ 339,66/ MWh .....	87

<b>Tabela 3.19-</b>	Dimensionamento otimizado para o 4 <sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 2</b> de R\$ 0339,66/ MWh .....	88
<b>Tabela 3.20 -</b>	Dimensionamento otimizado para o 1 <sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 3</b> de R\$ 444,40/ MWh .....	89
<b>Tabela 3.21 -</b>	Dimensionamento otimizado para o 2 <sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 3</b> de R\$ 444,40/ MWh .....	90
<b>Tabela 3.22 -</b>	Dimensionamento otimizado para o 3 <sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 3</b> de R\$ 444,40/ MWh .....	91
<b>Tabela 3.23 -</b>	Dimensionamento otimizado para o 4 <sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a <b>Tarifa 3</b> de R\$ 444,40/ MWh .....	92
<b>Tabela A.1 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de leitura de dados meteorológicos .....	102
<b>Tabela A.2 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de leitura de dados meteorológicos .....	103
<b>Tabela A.3 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada .....	104
<b>Tabela A.4 -</b>	Dados de entrada para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada .....	105
<b>Tabela A.5 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada .....	105
<b>Tabela A.6 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de simulação da curva de demanda de água quente misturada a $40^{\circ}\text{C}$ .....	106
<b>Tabela A.7 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de leitura da curva de demanda de água quente misturada a $40^{\circ}\text{C}$ .....	107
<b>Tabela A.8 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de simulação do sistema mistura de água quente .....	107
<b>Tabela A.9 -</b>	Dados de entrada para o sistema mistura de água quente .....	109
<b>Tabela A.10 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para o sistema mistura de água quente .....	109
<b>Tabela A.11 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de simulação dos subsistemas de coleta e armazenamento .....	111
<b>Tabela A.12 -</b>	Dados de entrada para a rotina de cálculo dos sub-sistemas de coleta e armazenamento de água quente .....	114
<b>Tabela A.13 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para rotina dos subsistemas de coleta e armazenamento de água quente .....	114
<b>Tabela A.14 -</b>	Exemplo de dados de entrada para a rotina integração dos parâmetros monitorados .....	115
<b>Tabela A.15 -</b>	Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de integração dos parâmetros monitorados .....	116
<b>Tabela A.16 -</b>	Parâmetros de entrada para a rotina de impressão .....	117
<b>Tabela A.17 -</b>	Dado de entrada para a rotina de impressão do parâmetro monitorado .....	117

## LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
ALC	- Annualized Life Cost (Custo do ciclo de vida econômico anualizado)
ALCS	- Annualized Life Cycle Saving (Economia do ciclo de vida econômico anualizado)
ANEEL	- Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHRAE	- American Society Of Heating, Refrigeration And Air Conditionig Engineers
CEMIG	- Companhia Energética de Minas Gerais
CPFL	- Companhia Paulista de Força e Luz
ELETROBRÁS	- Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
IBGE	- Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
ICMS	- Imposto sobre circulação de mercadorias e serviços
LCC	- Life Cycle Cost (Custo do ciclo de vida econômico)
LCS	- Life Cycle Saving (Economia do ciclo de vida econômico)
MARA	- Ministério de Agricultura e Reforma Agrária
MME	- Ministério de Minas e Energia
ROI	- Return Investment (taxa de retorno do investimento)
TMY	- Typical Meteorological Year
TRNSYS	- Transient System Simulation Program
VPL	- Valor Presente Líquido

## LISTA DE SÍMBOLOS

### *Letras Latinas*

$A_c$  : área útil da placa coletora plana [m<sup>2</sup>]  
 $A_p$  : área da superfície do duto [m<sup>2</sup>]  
 $b_o$  : coeficiente da reta do modificador do ângulo de incidência  
 $C_{AQ}$  : consumo diário de água quente "per capita" [l/dia]  
 $C_D$  : consumo diário de água quente total [l/dia]  
 $c_p$  : calor específico do fluido [ kJ/kg °C];  
 $D$  : diâmetro da tubulação analisada [m]  
 $D_1$  : diâmetro de entrada [m]  
 $D_2$  : diâmetro de saída [m]  
 $D_h$  : diâmetro dos cabeçotes da placa coletora [m]  
 $D_i$  : diâmetro da tubulação de entrada no coletor [m]  
 $D_o$  : diâmetro da tubulação de saída do coletor [m]  
 $D_R$  : diâmetro dos tubos ascensores [m]  
 $d$  : número do dia no ano  
 $E$  : economia anual do ciclo de vida [R\$]  
 $e$  : base dos logaritmos neperianos  
 $F$  : fração solar  
 $F$  : valor futuro [R\$]  
 $F'$  : fator de eficiência do coletor  
 $F_{EAF}$  : fluxo de energia afluyente do reservatório com a água fria  
 $F_{EAQ}$  : fluxo de energia da água quente efluente do reservatório  
 $F_{ECF}$  : fluxo de energia da resistência elétrica auxiliar  
 $F_{EPD}$  : fluxo de energia com as perdas térmicas no reservatório  
 $F_{EPT}$  : variação de energia com o tempo  
 $F_r$  : fator de remoção de calor da placa coletora  
 $f$  : fator de fricção do tubo [adimensional]  
 $G_1$  : valor do primeiro termo da série geométrica de pagamentos [R\$]  
 $G_{sc}$  : constante solar [W/m<sup>2</sup>]  
 $G_{test}$  : fluxo de massa por unidade de área de placa coletora para as condições de teste [kg/h m<sup>2</sup>]  
 $g$  : aceleração de gravidade [m/s<sup>2</sup>]  
 $g$  : taxa de crescimento geométrico [decimal]  
 $H$  : radiação solar global diária em uma superfície horizontal [J/m<sup>2</sup>]  
 $h_{aux}$  : altura da resistência elétrica em relação ao fundo do reservatório térmico[m]  
 $h_c$  : distância vertical entre a entrada e saída do coletor [m]  
 $h_{Li}$  : perdas por atrito na tubulação [m]  
 $h_o$  : distância vertical entre a saída do reservatório térmico e a entrada no coletor [m]  
 $h_r$  : altura do tubo de entrada de água quente proveniente da placa coletora em relação ao fundo do reservatório térmico [m]

$h_t$  : altura interna do reservatório (se vertical) ou o diâmetro (se na horizontal) [m]  
 $h_{th}$  : altura do sensor do termostato em relação a base do reservatório térmico [m]  
 $I$  : radiação solar horária total em uma superfície horizontal [ $J/m^2$ ]  
 $I_b$  : radiação solar direta horária na superfície horizontal [ $J/m^2$ ]  
 $I_{bn}$  : radiação solar direta horária normal incidente [ $J/m^2$ ]  
 $I_{bT}$  : radiação solar direta horária na superfície inclinada [ $J/m^2$ ]  
 $I_d$  : radiação solar difusa horária na superfície horizontal [ $J/m^2$ ]  
 $I_{dn}$  : radiação solar normal direta horária [ $J/m^2$ ]  
 $I_{dT}$  : radiação solar difusa horária na superfície inclinada [ $J/m^2$ ]  
 $I_o$  : radiação solar horária extraterrestre [ $J/m^2$ ]  
 $I_T$  : radiação solar global horária em uma superfície inclinada [ $J/m^2$ ]  
 $i$  : taxa de interesse [decimal]  
 $k$  : comprimento equivalente [m]  
 $k_T$  : índice de claridade [adimensional]  
 $k_w$  : condutividade térmica do fluido no tanque de armazenamento (0 para nenhuma condução) ou condutividade térmica efetiva do fluido para as paredes do reservatório [ $kJ/h\ m\ ^\circ C$ ]  
 $k_{\tau\alpha}$  : modificador do ângulo de incidência  
 $L$  : comprimento do tubo [m]  
 $L_c$  : comprimento dos tubos ascensores [m]  
 $L_h$  : comprimento dos cabeçotes [m]  
 $L_i$  : comprimento da tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora [m]  
 $L_o$  : comprimento da tubulação que sai na placa coletora e entra no reservatório [m]  
 $m$  : massa de um líquido [kg]  
 $m_{af}$  : massa afluyente do reservatório térmico com a água fria [kg]  
 $m_{aq}$  : massa efluente do reservatório térmico com a água quente [kg]  
 $m_{tq}$  : massa do reservatório térmico [kg]  
 $\dot{m}$  : fluxo de massa do fluido [kg/s]  
 $\dot{m}_{AF}$  : fluxo de massa de água fria demandada para o misturador do chuveiro [kg/s]  
 $\dot{m}_{AQ}$  : fluxo de massa de água quente, efluente do reservatório térmico, demandada para o misturador do chuveiro [kg/s]  
 $\dot{m}_c$  : fluxo de massa do fluido para o coletor [kg/h]  
 $\dot{m}_L$  : fluxo de massa do fluido para demanda de água quente [kg/s]  
 $\dot{m}_{MIST}$  : fluxo de massa de água misturada demandada para o misturador [kg/s]  
 $\dot{m}_T$  : fluxo de massa de teste [kg/s]  
 $N$  : número máximo de horas de insolação diária [h]  
 $NB_1$  : número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que entra na placa coletora  
 $NB_2$  : número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que sai na placa coletora  
 $N_c$  : número fixo de nós no coletor  
 $N_R$  : número de tubos ascensores paralelos  
 $N_T$  : número de segmentos fluidos no tanque

$n$  : número de período de capitalização [inteiro]  
 $P$  : valor presente do pagamento simples [R\$]  
 $P_{ed.}$  : população da edificação  
 $P_h$  : perda de pressão nos coletores  
 $P_u$  : potência da resistência elétrica [W]  
 $Q$  : vazão no duto considerado [ $m^3/s$ ]  
 $Q_{aux}$  : energia total anual gasta com o aquecimento auxiliar [kJ]  
 $Q_{conv.}$  : energia total anual gasta com o aquecimento no chuveiro elétrico [kJ]  
 $Q_{env}$  : energia total perdida para o ambiente [kJ]  
 $Q_{sup}$  : energia total para suprir a demanda de água quente [kJ]  
 $Q_{U_R}$  : energia útil total fornecida ao reservatório pelo coletor [kJ]  
 $\dot{Q}_{aux}$  : taxa máxima de energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ/h]  
 $\dot{Q}_{env}$  : taxa de energia perdida para o ambiente [kJ/h]  
 $\dot{Q}_{sup}$  : taxa de energia para suprir a demanda de água quente [kJ/h]  
 $\dot{Q}_U$  : taxa de energia útil fornecida pelo coletor [kJ/h]  
 $\dot{Q}_{U_R}$  : taxa de energia útil fornecida ao reservatório pelo coletor [kJ/h]  
 $q_{AF}$  : vazão de água fria [ $m^3/s$ ]  
 $q_{AQ}$  : vazão de água quente [ $m^3/s$ ]  
 $q_{MIST}$  : vazão da mistura [ $m^3/s$ ]  
 $R_{aux}$  : valor da resistência elétrica auxiliar [W]  
 $R_b$  : razão entre a radiação direta horária na superfície inclinada pela radiação direta horária no plano horizontal [adimensional]  
 $Re$  : número de Reynolds  
 $r_i$  : razão entre a espessura do isolamento no topo e a espessura de isolamento das paredes laterais para tanques na vertical, ou a razão do isolamento entre o topo e a base para tanques cilíndricos horizontais [adimensional]  
 $S$  : radiação absorvida pela placa coletora plana, por unidade de área [ $J/m^2$ ]  
 $\overline{SG}_m$  : valor médio do ganho solar mensal do mês  $m$  do banco de dados [W]  
 $SG_{ym}$  : ganho solar mensal do mês  $m$  no ano  $y$  [W]  
 $T$  : tempo de funcionamento da resistência elétrica [h]  
 $\overline{T}$  : temperatura média do fluido dentro do reservatório térmico [ $^{\circ}C$ ]  
 $T(t)$  : função da temperatura em relação ao tempo [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_a$  : temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{af}$  : temperatura da água fria afluente no reservatório térmico [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{aq}$  : temperatura de água quente efluente no reservatório térmico [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{ci}$  : temperatura do fluido que entra no coletor [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{ck}$  : temperatura do  $k$ -ésimo nó da subdivisão numérica do coletor [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{co}$  : temperatura do fluido que sai do coletor [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_d$  : temperatura média do fluido entregue a demanda [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{env}$  : temperatura do ambiente para cálculo da perda de calor para o reservatório térmico [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_H$  : temperatura da água quente que retorna do coletor [ $^{\circ}C$ ]



$T_h$  : temperatura da fonte quente [°C]  
 $T_i$  : temperatura do i-ésimo segmento do reservatório [°C]  
 $T_I$  : temperatura inicial da porção pré-aquecida do tanque [°C]  
 $T_L$  : temperatura da água de reposição que entra no reservatório [°C]  
 $T_{mf}$  : temperatura final do tanque [°C]  
 $T_{mi}$  : temperatura inicial do tanque [°C]  
 $T_p$  : temperatura média do fluido em um duto [°C]  
 $T_{pi}$  : temperatura de entrada do fluido em um duto [°C]  
 $T_{po}$  : temperatura de saída do fluido em um duto [°C]  
 $T_R$  : temperatura média do fluido que retorna ao coletor [°C]  
 $T_{set}$  : temperatura ajustada no termostato [°C]  
 $t_{AF}$  : temperatura de água fria no inverno [°C]  
 $t_{AQ}$  : temperatura de água quente no aquecedor [°C]  
 $t_{d1}$  : tempo de simulação correspondente ao valor da linha anterior [h]  
 $t_{d2}$  : tempo de simulação correspondente ao valor da próxima linha [h]  
 $t_{MIST}$  : temperatura da água misturada [°C]  
 $t_{off}$  : tempo que a impressão deve parar [h]  
 $t_{on}$  : tempo que a impressão deve iniciar [h]  
 $U$  : parcela de uma série de uniforme de pagamentos [R\$]  
 $(U_A)_f$  : condutância do calor perdido para o fluido [kJ/h °C]  
 $U_i$  : coeficiente global de perdas de calor na tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora, contando com o isolante térmico [kJ/ h m<sup>2</sup> °C]  
 $U_L$  : coeficiente global de perdas de calor da placa coletora plana [W/m<sup>2</sup> °C]  
 $U_o$  : coeficiente global de perdas de calor na tubulação que sai da placa coletora e entra no reservatório, contando com o isolante térmico [kJ/ h m<sup>2</sup> °C]  
 $U_p$  : coeficiente global de perdas de calor no duto [kJ/h m<sup>2</sup> °C]  
 $U_t$  : coeficiente de perdas de calor do reservatório térmico [kJ/ h °C]  
 $u$  : umidade relativa [%]  
 $V$  : valor da função no final do passo de tempo de simulação  
 $\overline{V}$  : valor médio da função sobre o passo de tempo de simulação  
 $V_{AF}$  : volume da água fria  
 $V_{AQ}$  : volume da água quente  
 $V_H$  : volume de fluido que passa através do coletor durante um passo de tempo [m<sup>3</sup>]  
 $V_L$  : volume de fluido demandado [m<sup>3</sup>]  
 $V_{MIST}$  : volume de água misturada [m<sup>3</sup>]  
 $V_t$  : volume do reservatório de água quente [m<sup>3</sup>]  
 $v$  : velocidade do fluido nos dutos [m<sup>2</sup>/s]  
 $v_h$  : velocidade do fluido que entra no cabeçote de entrada [m<sup>2</sup>/s]  
 $x$  : número de anos do banco de dados disponível

### *Letras Gregas*

$\Delta E$  : Variação da energia interna do reservatório desde o início da simulação [kJ]  
 $\Delta h_i$  : altura vertical do i-ésimo elemento

$\Delta P_i$  : mudança de pressão ao longo do i-ésimo nó  
 $\Delta T_{db}$  : temperatura da banda morta do termostato [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $\Delta t$  : incremento de tempo, passo de tempo de simulação  
 $\Delta t_d$  : intervalo de tempo ao qual dados estão disponibilizados no arquivo meteorológico [h]  
 $\Delta t_p$  : intervalo de tempo que cada impressão deve ocorrer.  
 $\alpha$  : absorvância da superfície “negra” da placa [decimal]  
 $\beta$  : inclinação da superfície [ $^{\circ}$ ]  
 $\delta$  : declinação solar [ $^{\circ}$ ]  
 $\phi$  : latitude [ $^{\circ}$ ]  
 $\gamma$  : ângulo azimutal da superfície [ $^{\circ}$ ]  
 $\eta$  : rendimento da placa coletora  
 $\varphi$  : ângulo de altitude solar [ $^{\circ}$ ]  
 $\lambda$  : sinal de habilitação da aquecedor auxiliar  
 $\nu$  : viscosidade cinemática [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\theta$  : ângulo de incidência [ $^{\circ}$ ]  
 $\theta_Z$  : ângulo zenital [ $^{\circ}$ ]  
 $\rho$  : massa específica da água [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $\rho_i$  : massa específica do fluido do i-ésimo nó  
 $\rho_g$  : refletividade do solo [decimal]  
 $\rho_s$  : massa específica da água nas condições padrão [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $\tau$  : transmitância da cobertura de vidro [decimal]  
 $(\tau\alpha)$  : produto transmitância-absorvância [decimal]  
 $(\tau\alpha)_{av}$  : produto transmitância-absorvância médio [decimal]  
 $(\tau\alpha)_b$  : produto transmitância-absorvância devido à radiação direta [decimal]  
 $(\tau\alpha)_d$  : produto transmitância-absorvância devido à radiação difusa [decimal]  
 $(\tau\alpha)_e$  : produto transmitância-absorvância efetivo [decimal]  
 $(\tau\alpha)_g$  : produto transmitância-absorvância devido à reflexão do solo [decimal]  
 $(\tau\alpha)_n$  : produto transmitância-absorvância para radiação solar com incidência normal [decimal]  
 $\tau_{ym}$  : distância entre o ganho solar do mês médio e o ganho solar do mês m do ano y ao quadrado  
 $\omega$  : ângulo horário [ $^{\circ}$ ]  
 $\omega_s$  : ângulo horário do pôr do sol [ $^{\circ}$ ]  
 $\psi$  : razão entre a diferença da temperatura da água misturada menos a temperatura da água fria pela diferença da temperatura da água quente e a temperatura da água fria [adimensional]

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

Um dos grandes desafios da atualidade é o abastecimento energético mundial. Por esta razão, é notável o esforço de muitos países desenvolvidos para racionalizar o emprego de energia, seja por meio de pesquisas que busquem a maior eficiência dos aparelhos, seja por outras fontes de energia, tais como: solar, eólica, biomassa e das marés.

No Brasil, a fonte energética convencional mais utilizada são os combustíveis fósseis, como pode ser constatado nas Tabelas 1.1. Em relação aos combustíveis fósseis existem inúmeros problemas de utilização, tais como:

- crescimento da emissão de CO, CO<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> e outros compostos na atmosfera;
- riscos da poluição ambiental devido à produção, transporte e utilização;
- crescente elevação do custo;
- esgotamento das reservas energéticas.

**Tabela 1.1.a** - Produção de energia primária no Brasil (Unidades: 10<sup>3</sup> tep).  
Fonte: MME (2002).

<i>Fonte</i>	<b>1990</b>	<b>1998</b>	<b>1999</b>	<b>2000</b>	<b>2001</b>
<b><i>ENERGIA NÃO RENOVÁVEL</i></b>	39914,11	62078,81	68828,71	77179,29	81378,95
PETRÓLEO	31906,48	49570,21	55251,94	62073,22	64989,22
GÁS NATURAL	6078,07	10442,78	11517,26	12901,50	13595,56
CARVÃO VAPOR	1565,43	2030,33	2040,61	2043,72	2128,02
CARVÃO METALÚRGICO	314,37	12,60	18,90	31,50	9,45
URÂNIO (U3O8)	49,75	22,89	0,00	129,35	656,70
<b><i>ENERGIA RENOVÁVEL</i></b>	64757,74	72236,88	72404,80	69414,06	69498,73
ENERGIA HIDRÁULICA	16536,64	23317,52	23430,64	24382,00	21451,20
LENHA	28179,85	20994,66	21260,27	21481,81	21655,01
PRODUTOS DA CANA-DE-AÇÚCAR	17937,34	24520,31	23958,80	19527,06	22205,82
OUTRAS FONTES PRIM. RENOVÁVEIS	2103,91	3404,39	3755,10	4023,19	4186,70
<b><i>TOTAL</i></b>	104671,80	134315,70	141233,50	146593,30	150877,70

**Tabela 1.1.b** - Produção de energia primária no Brasil (Unidades: %).  
Fonte: MME (2002).

<i>Fonte</i>	<b>1990</b>	<b>1998</b>	<b>1999</b>	<b>2000</b>	<b>2001</b>
<b><i>ENERGIA NÃO RENOVÁVEL</i></b>	38,13	46,22	48,73	52,65	53,94
PETRÓLEO	30,48	36,91	39,12	42,34	43,07
GÁS NATURAL	5,81	7,77	8,15	8,80	9,01
CARVÃO VAPOR	1,50	1,51	1,44	1,39	1,41
CARVÃO METALÚRGICO	0,30	0,01	0,01	0,02	0,01
URÂNIO (U3O8)	0,05	0,02	0,00	0,09	0,44
<b><i>ENERGIA RENOVÁVEL</i></b>	61,87	53,78	51,27	47,35	46,06
ENERGIA HIDRÁULICA	15,80	17,36	16,59	16,63	14,22
LENHA	26,92	15,63	15,05	14,65	14,35
PRODUTOS DA CANA-DE- AÇÚCAR	17,14	18,26	16,96	13,32	14,72
OUTRAS FONTES PRIM. RENOVÁVEIS	2,01	2,53	2,66	2,74	2,77
<b><i>TOTAL</i></b>	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

A Hidroeletricidade está entre as principais fontes de energia primária do país. Embora seja uma fonte renovável, encontra dificuldades de expansão no contexto brasileiro em virtude de:

- demanda de grandes recursos de investimentos financeiros;
- impactos ambientais provocados pela construção das usinas;
- decomposição possível da vegetação submersa dando origem a gases como o metano que tem impacto no chamado "efeito estufa" causador de mudanças climáticas.

Segundo a ELETROBÁS (2001), as usinas hidrelétricas são responsáveis por 95% da energia elétrica gerada no país. As características físicas e geográficas do Brasil foram determinantes para a implantação de um parque gerador de energia elétrica de base predominantemente hidráulica. Como cerca de 25% de todo o potencial hidrelétrico conhecido correspondem a usinas em operação e em construção, estima-se que, pelo menos nas duas próximas décadas, as fontes hidráulicas continuarão a desempenhar importante papel no atendimento à crescente demanda de energia elétrica. Somente na década de 90 tivemos um crescimento do consumo de energia elétrica da ordem de 44,58%, como pode ser observado na Tabela 1.2 (MME, 2002).

**Tabela 1.2** - Crescimento do consumo interno de energia elétrica no Brasil.

Fonte: MME (2002).

<b>ESPECIFICAÇÃO</b>	<b>UNIDADE</b>	<b>1990</b>	<b>1998</b>	<b>1999</b>	<b>2000</b>	<b>2001</b>
<b>CONSUMO INT. ENERGIA-CIE</b>	10 <sup>3</sup> tep	17412,560	24562,400	25175,840	26527,680	24793,600
<b>PROD. INTERNO BRUTO-PIB</b>	10 <sup>9</sup> US\$ (2000)	381,848	471,715	475,488	496,410	503,856
<b>POPULAÇÃO RESIDENTE-POP</b>	10 <sup>6</sup> hab	141,700	149,700	150,700	151,700	152,700
<b>CIE / PIB</b>	tep/10 <sup>6</sup> US\$	45,601	52,070	52,947	53,439	49,208
<b>CIE / POP</b>	tep/hab	0,123	0,164	0,167	0,175	0,162

A realidade vivida nos anos 90 foi o crescimento de consumo de eletricidade sem o devido aumento da produção interna de eletricidade. Tal fato pode ser confirmado quando analisamos a oferta e demanda de energia do país e verificamos um significativo aumento nas importações deste energético (Tabela 1.3). Esse aumento demonstra que o país não foi capaz de suprir ou gerir as suas necessidades.

**Tabela 1.3** - Dependência externa de energia (\*). Fonte: MME (2002).

<b>ESPECIFICAÇÃO</b>	<b>UNIDADE</b>	<b>1990</b>	<b>1998</b>	<b>1999</b>	<b>2000</b>	<b>2001</b>
<b>TOTAL</b>	mil tep	35601,67	49063,17	45646,93	40208,28	41367,97
	%	25,38	26,76	24,43	21,52	21,52
<b>PETRÓLEO</b>	mil bep/d	488,43	684,70	593,46	452,81	386,19
	%	42,43	40,28	34,47	26,22	22,47
<b>CARVÃO METALÚRGICO</b>	mil t	9948,00	14521,00	13927,00	14284,00	14884,00
	%	94,98	99,86	99,78	99,65	99,90
<b>ELETRICIDADE</b>	GWh	26538,00	39404,00	39853,00	42379,00	36545,00
	%	10,64	10,91	10,71	10,86	10,18

(\*) É diferença entre a demanda interna de energia (inclusive perdas de transformação, distribuição e armazenagem) e a produção interna.

As condições limites de fornecimento de eletricidade, a falta de recursos financeiros, juntamente com o esgotamento de potenciais hídricos a preços compatíveis, conduziram o governo a estabelecer estratégias que buscassem alternativas. Estas alternativas estão esboçadas em estudos como, por exemplo, o Plano 2015 (elaborado 1991/1993).

Este esgotamento já havia sido previsto por muitos, inclusive por Prado (1991, p. 5) que escreveu:

É notório o fato de que o Brasil é um país com elevado potencial hidrelétrico. No entanto, este fato em si não é garantia de ausência de problemas futuros. Pois os recursos envolvidos na construção de barragens têm seu montante cada vez mais elevado, por já terem sido utilizados os locais de condições mais favoráveis, restando os mais difíceis e, estes recursos, significando investimentos, são também cada dia mais escassos.

Infelizmente, apesar de todos os alertas e projetos de expansão do setor elétrico, no ano de 2001 a história do país ficou marcada por uma grande crise energética. O governo federal teve que tornar medidas drásticas de racionalização, as quais atingiram todos os setores da sociedade.

Diante da situação apresentada, a necessidade do aquecimento de água para diversas finalidades, também no Brasil, passou a despertar a atenção das entidades envolvidas com a geração e distribuição de energia convencional, dos projetistas e gerenciadores de sistemas prediais. Os primeiros preocupam-se com a redução da demanda no horário de ponta, ou seja, nos momentos em que o consumo pode ultrapassar a capacidade instalada. Os dois últimos têm buscado otimizar os sistemas para redução do gasto com energia. A Tabela 1.4. mostra a composição setorial do consumo de eletricidade no país.

**Tabela 1.4** - Composição setorial do consumo de eletricidade (Unidades: %).

Fonte: MME (2002).

<i>Setor</i>	1986	1990	1995	1998	1999	2000	2001
SETOR ENERGÉTICO	3,40	3,14	3,13	3,14	3,19	3,19	3,54
RESIDENCIAL	19,11	22,36	24,01	25,85	25,84	25,18	23,80
COMERCIAL	10,47	10,94	12,19	13,54	13,85	14,31	14,36
PÚBLICO	7,94	8,33	8,72	8,87	8,81	8,96	9,18
AGROPECUÁRIO	2,67	3,06	3,46	3,78	3,93	4,00	4,25
TRANSPORTES	0,62	0,55	0,46	0,38	0,37	0,38	0,41
INDUSTRIAL	55,79	51,61	48,02	44,43	44,00	43,98	44,45
CONSUMO FINAL	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
CONSUMO FINAL (10 <sup>5</sup> tep*)	149,66	174,13	211,84	245,62	251,76	265,28	247,94

(\*) O fator de conversão para tep (tonelada equivalente de petróleo) de hidráulica e eletricidade corresponde à equivalência térmica de geração: 1MWh = 3132 Mcal = 0,29 tep

Há de se considerar ainda que o consumo com aquecimento da água representa uma parcela substancial da energia consumida. Em habitações de interesse social, 32% do total da energia gasta é devido ao chuveiro elétrico (PRADO; GONÇALVES, 1992). Isto justifica o desenvolvimento de meios para otimizar o uso e incentivar o aproveitamento de outras fontes energéticas.

Em um estudo de otimização do uso da energia em residências japonesas, Udagawa; Kimura (1997) reduziram o gasto da energia consumida em mais de 50%, implantando os seguintes sistemas: aquecimento solar para a água, geração de energia elétrica por células fotovoltaicas e isolamento térmico das paredes externas.

Em nosso país, também têm sido realizados esforços para tornar mais racional o uso e a utilização de fontes alternativas de energia. Bezerra (1998) tem desenvolvido vários trabalhos com a aplicação da energia solar, inclusive para as atividades agrícolas. Prado (1991) demonstra a necessidade do gerenciamento da demanda e o consumo de energia elétrica para aquecimento de água através do chuveiro elétrico em habitações de interesse social. Petrucci (1998) desenvolveu um modelo para previsão do comportamento de aquecedores de acumulação a gás em sistemas prediais de água quente, que possibilita melhores resultados no dimensionamento e no desempenho em relação aos métodos existentes.

A energia solar é uma alternativa altamente interessante, uma vez que apresenta grande potencial de utilização no país, além de ser uma fonte energética renovável, limpa, ilimitada e disponível em todo território nacional. Algumas concessionárias de energia elétrica do país, como a COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS - CEMIG, já possuem programas com incentivo de aquecimento solar de água para edificações residenciais multifamiliar.

“O sol não é uma nova forma de energia. A sua utilização na produção de calor e potência por vários métodos novos constitui uma nova maneira de proporcionar à humanidade os benefícios de uma energia que tem a idade do mundo” (BEZERRA, 1998, p. 9).

Contudo, a maior barreira enfrentada na difusão do aproveitamento da energia solar consiste no investimento inicial em equipamentos e instalações que é relativamente alto se comparado com sistemas convencionais. Em contrapartida o custo de operação e manutenção é mínimo, sendo quantificada por Healey (1997) de aproximadamente 12% do custo da instalação do sistema ao longo de toda a vida útil considerada de 20 anos.

Outro fator que tem restringido o uso é a pouca confiabilidade no sistema por parte do usuário. Com a finalidade de tornar mais difundido estes sistemas, Tsilingiris (1997) propõe o estabelecimento de uma garantia para o usuário. O autor ilustra duas possibilidades. A primeira é a reposição do investimento do usuário pelos projetistas e fabricantes caso não sinta satisfeito. A segunda opção, muito interessante, é a terceirização do fornecimento de água quente, ou seja, empresas especializadas ficariam responsáveis pelo projeto, construção, financiamento e manutenção; o usuário pagaria a energia economizada. Esta proposta transfere os riscos econômico e técnico do usuário para uma companhia especializada em serviço de aproveitamento de energia solar.

Os avanços tecnológicos nos sistemas de aquecimento com energia solar têm sido possibilitados, principalmente, conforme Almanza et al. (1997), pelos avanços dos conhecimentos dos materiais como, por exemplo, espelhos de maior reflectância e superfícies seletivas com melhores propriedades óticas. A difusão destes conhecimentos também é importante para incentivar o uso de materiais eficientes.

Cheng; Lui (1999, p. E1- 2) relacionaram o uso doméstico da água e o consumo de energia afirmando que “economizar água é equivalente a economizar energia”. Mesmo consentindo com esta afirmação, este trabalho se propõe, em função das limitações temporais, a estudar apenas economia da energia convencional através da utilização da fonte solar.



Tradicionalmente os sistemas de aquecimento com energia solar são compostos por coletores solares, reservatório de armazenamento de fluido aquecido, fonte auxiliar de energia e um sub-sistema de distribuição do fluido aquecido. A necessidade de um reservatório de armazenamento se deve ao fato de que a demanda por fluido aquecido não coincide, na maiorias das aplicações, com o período de oferta do mesmo. Em aplicações residenciais, o consumo de água quente ocorre principalmente das 18 às 20 horas, mas a geração de água quente ocorre durante o dia.

O sistema de aquecimento de água com energia solar pode ser classificado segundo o fluido que está sendo aquecido na placa coletora. Se o fluido aquecido pela placa coletora é o que será consumido, então se denomina que este sistema é direto. Caso a placa coletora aqueça um determinado fluido e este transfira o calor recebido ao fluido que será consumido, tem-se então um sistema de aquecimento indireto. O sistema de aquecimento com energia solar pode ser classificado também segundo o tipo de circulação do fluido entre os coletores e o reservatório de armazenamento térmico. Quando a circulação da água se promove exclusivamente pela diferença de densidade, o sistema de aquecimento é conhecido como um sistema passivo ou por termossifão. Quando a circulação da água é feito por uma bomba, o sistema de aquecimento de água com energia solar é referido como um sistema ativo ou um sistema por bombeamento. As orientações para utilização de cada configuração serão descritas no Capítulo 2.

Na literatura pesquisada observou-se uma forte tendência de uso e pesquisa em sistema indireto e/ ou sistemas com circulação forçada. Isto se deve ao fato de que a maioria da bibliografia provém de países do hemisfério norte de alta latitude, nos quais existem problemas com o congelamento nas tubulações. Contudo, na maior parte do Brasil, os sistemas residenciais funcionam com o fluido sendo aquecido diretamente no coletor e circulado pelo sistema através da diferença de densidades. Por isso esta dissertação desenvolve uma ferramenta de auxílio a projetistas de sistemas de aquecimento com energia solar utilizando-se dos conhecimentos atuais disponíveis para sistema passivos e diretos. Pretende-se com essa ferramenta tornar o

dimensionamento dos sistemas de aquecimento solar menos empírico e mais próximo da realidade, levando em conta as características locais (azimute, radiação disponível, temperaturas ambientais) e do sistema (quantidade de água a ser aquecida, temperatura de armazenamento, inclinação da placa coletora). Além disso, buscará analisar os efeitos da otimização de alguns parâmetros do sistema sobre a função de custo. Para isto utilizaram-se três valores de tarifas elétricas com a finalidade de analisar o impacto da mesma sobre o tempo e taxa de retorno do investimento bem como nos parâmetros otimizados. Os parâmetros otimizados foram: área de placa coletora, inclinação de placa coletora, volume de água quente reservado.

Duffie; Beckman (1991, p. 119) afirmam que: “A orientação da superfície que conduz para a máxima produção de energia de um sistema de energia solar pode ser diferente da orientação que conduz ao máximo de energia incidente”. Por isso, este trabalho desenvolverá uma ferramenta de trabalho que considere fatores técnicos e econômicos.

## CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS, REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E METODOLOGIA DE PESQUISA

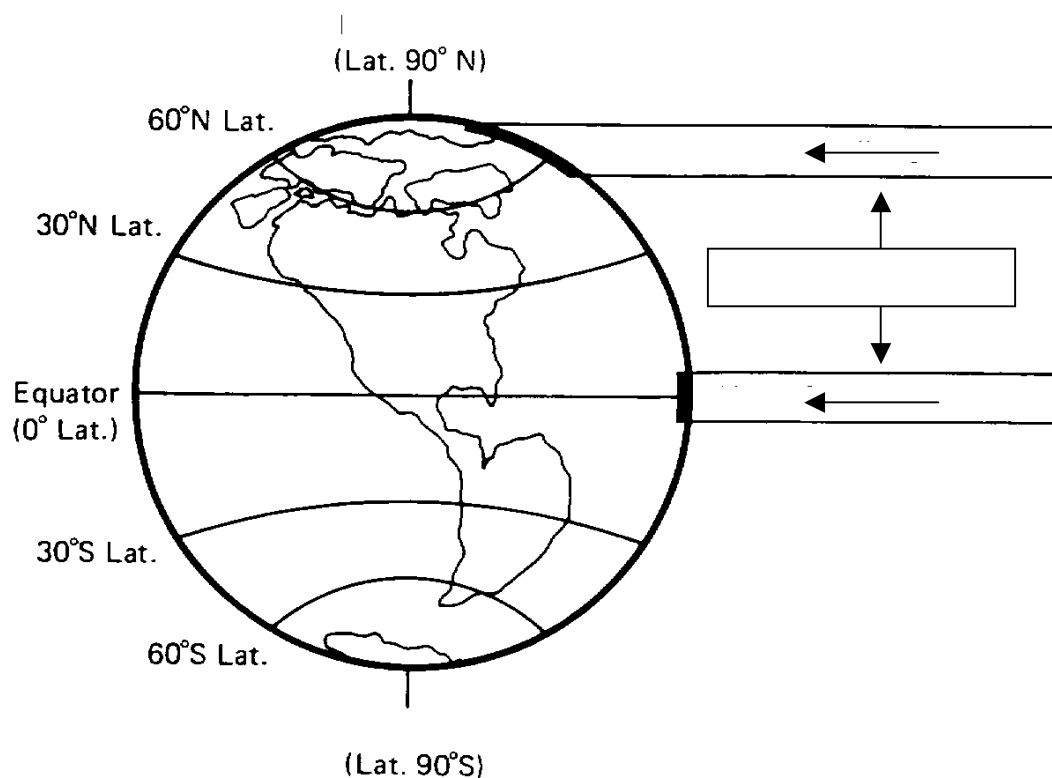
### 2.1. A Energia Solar

O sol gera e irradia energia eletromagnética com um vasto espectro, do qual a luz visível é apenas uma pequena faixa. Contudo, essa pequena faixa do espectro é responsável pela maior parte do calor produzido. Uma porção menor do calor gerado oriunda da banda da onda longa do infravermelho do espectro e também de uma pequena fração do final da ultravioleta. Todavia, esse último segmento do espectro nunca atinge os coletores solares, pois a radiação é absorvida pela atmosfera.

A energia recebida, por unidade de tempo, em uma área unitária perpendicular à direção da propagação da luz e medida à metade da distância entre o sol e a terra ( $1,5 \times 10^8 \text{ km}$ ) é chamada de constante solar. Segundo Duffie; Beckman (1991), esta energia é em média  $1367 \text{ W/m}^2$ .

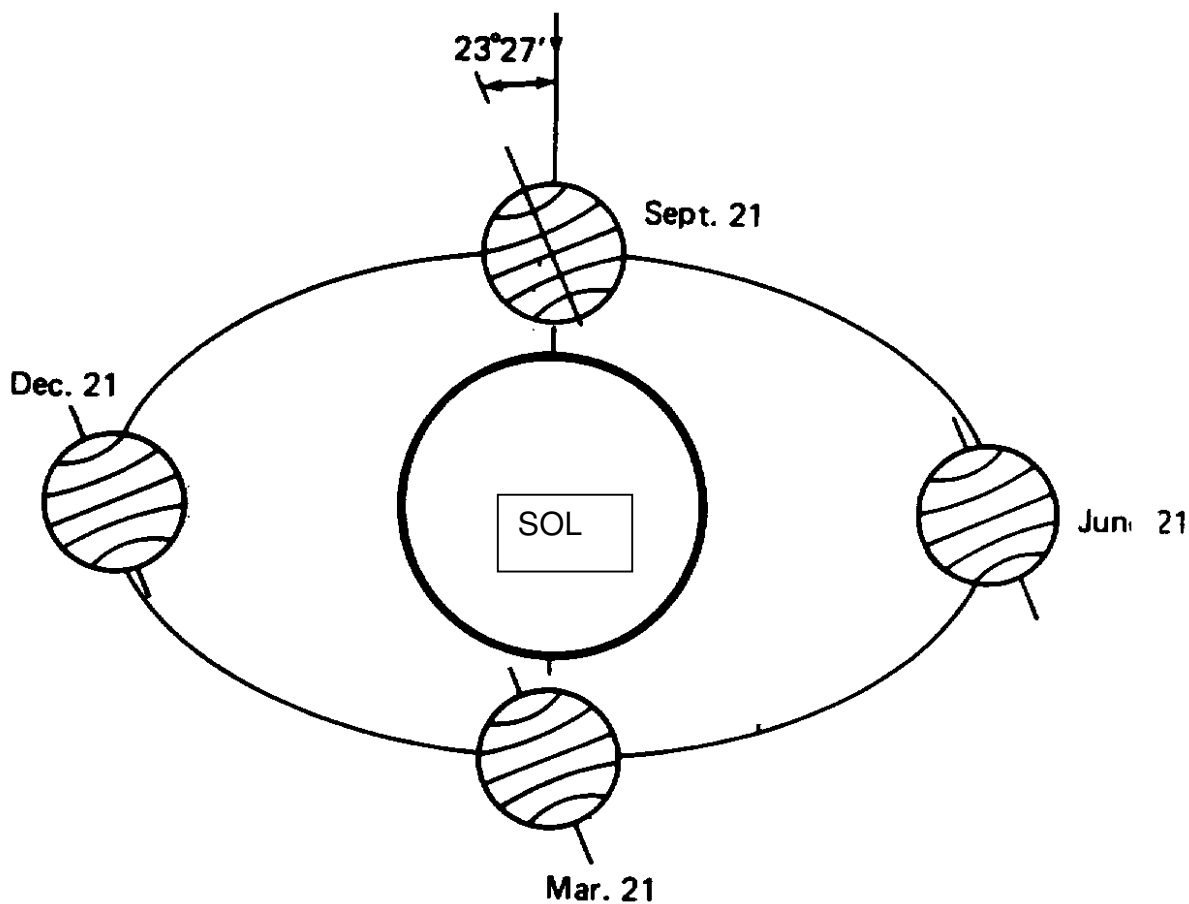
A radiação que atinge um determinado ponto na superfície terrestre não é igual à constante solar, pois sofre na sua trajetória as seguintes influências:

- *Latitude*: A proporção que a latitude aumenta, a área da superfície terrestre que a mesma radiação atinge é maior, resultando em uma menor concentração de radiação, conforme Figura 2.1;
- *Estações do ano*: O movimento de translação da terra em torno do sol, responsável pelas estações do ano, descreve uma órbita elíptica plana. O eixo de rotação da terra em volta de si mesmo não coincide com o eixo da elipse, possuindo uma defasagem de  $23^\circ 27'$ , ver Figura 2.2. Desta forma, por um período do ano o planeta expõe mais o hemisfério Sul à luz solar e por outro período ele expõe mais o hemisfério Norte;
- *A hora do dia*: A cada hora do dia os raios solares atingem uma dada superfície sob diferentes ângulos;
- *Condições do céu*: A quantidade de nuvens que recobrem o céu interferem na radiação que atinge a superfície terrestre;



**Figura 2.1** - Variação da intensidade de radiação com a latitude. Fonte: Hudson; Markell (1985).

- *Condições atmosféricas:* Dias enfumaçados, nublados ou poluídos alteram a radiação disponível. Entretanto, segundo Hudson; Markell (1985), este fator exerça reduzida influência porque a radiação que atinge a superfície terrestre é formada por radiação direta e difusa. Conforme os autores, em dia claros, 10% da radiação que chega à superfície terrestre é difusa. Contudo, em dias nublados a radiação difusa é, freqüentemente, toda radiação disponível.



**Figura 2.2** - Posição e inclinação do eixo terrestre em cada estação do ano. Fonte: Hudson; Markell (1985).

## 2.2. Principais componentes do sistema de aquecimento de água com energia solar

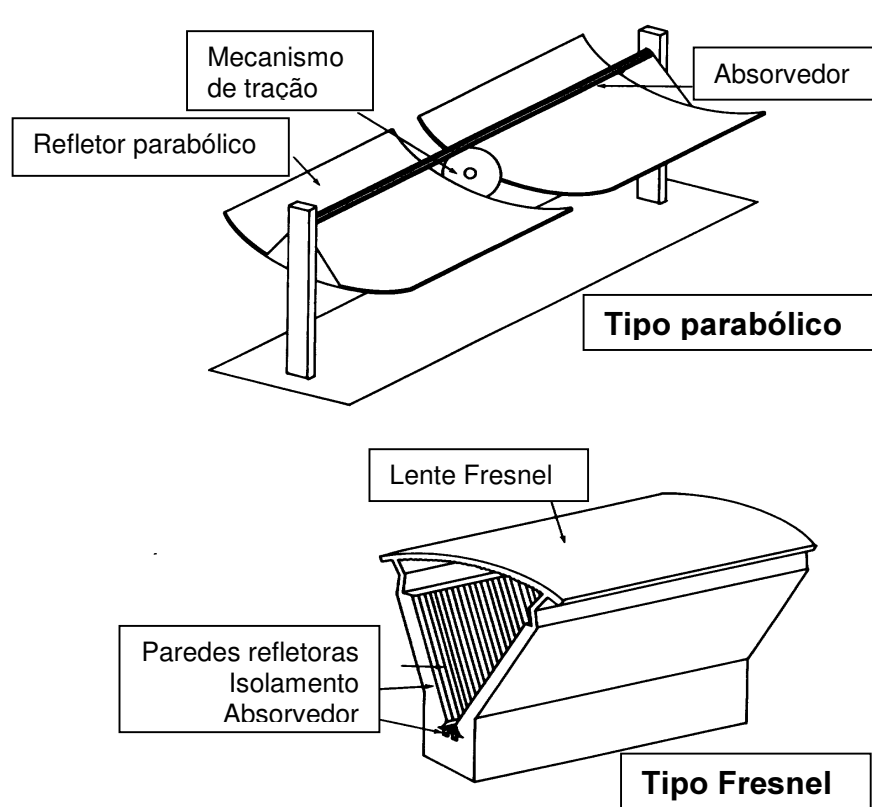
Os sistemas de aquecimento com energia solar são essencialmente constituídos por coletores solares, tanque de armazenamento (ou reservatório térmico), fonte auxiliar de energia e uma rede de distribuição da água aquecida.

### 2.2.1. Coletores de calor solar para aquecimento de água

O coletor é o dispositivo responsável pela captação da energia radiada pelo sol e sua conversão em calor utilizável. Existem dois tipos fundamentais de coletores:

- Coletores de concentração;
- Coletores planos.

O coletor de concentração focaliza a energia que atinge um grande refletor parabólico ou uma grande lente de Fresnel para um absorvedor relativamente pequeno (ver Figura 2.3). O absorvedor contém água ou outro fluido de transferência. Em virtude da concentração de energia em um absorvedor de área diminuta, o fluido alcança níveis muito mais elevados de temperatura que aqueles atingidos pelos coletores planos.



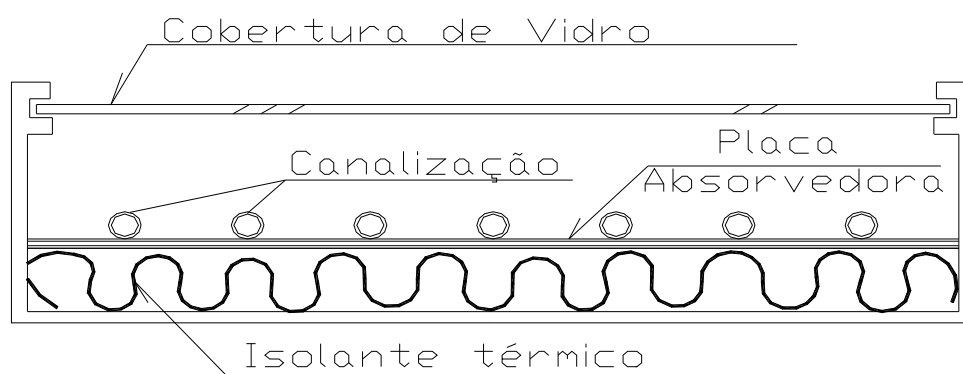
**Figura 2.3** - Coletores de foco concentrado: parabólico e Fresnel. Fonte: Hudson; Markell (1985).

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. Embora, desta forma, o aproveitamento da radiação pelo coletor aumente, o equipamento de rastreamento é complexo, caro e de difícil manutenção.

Um dos problemas do coletor parabólico é a diferença de temperatura circunferencial dos tubos do absorvedor que conduzem à fadiga do material, embora Almanza; Lentz; Jiménez (1997) tenham obtidos bons resultados de condutividade térmica e transferência de calor com a substituição de tubos absorvedores de aço por tubos de cobre, possibilitando eliminar a fadiga térmica nas paredes dos mesmos.

O coletor plano, alvo deste trabalho, recebe e utiliza a radiação solar na mesma superfície. Se comparado com o coletor concentrador, ele opera em baixas temperaturas, geralmente abaixo de  $93^{\circ}\text{C}$ , segundo Hudson; Markell (1985). AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE (1996) alerta que a relativa eficiência diminui rapidamente acima de  $71^{\circ}\text{C}$ . 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.

Este coletor é composto por placa absorvedora, canalizações por onde escoar o fluido a ser aquecido, cobertura transparente e isolamento térmico (ver Figura 2.4). A função da placa absorvedora é converter a energia radiante em calor. O calor é então transferido para os tubos, e destes para o fluido.



**Figura 2.4** - Seção típica de um coletor de superfície plana.

De forma sumária, a absorção de calor pelas placas planas ocorre da seguinte forma. Os raios solares incidem, através da cobertura de vidro.

Parte da radiação é refletida por esta cobertura, e parte absorvida, esquentando-a. Mas a grande parte é refratada e incide sobre a superfície negra absorvedora. Esta se aquece e parte do calor é conduzido para a malha ou serpentina de tubos onde circula a água, que recebe este calor por convecção. A cobertura de vidro superior diminui as perdas de calor por convecção natural com o ar e é opaca à radiação de raios infravermelhos da superfície absorvedora (efeito estufa). Isto faz com que parte das perdas por radiação desta superfície seja re-irradiada de volta para a mesma. Abaixo da superfície negra e dos tubos, existe uma camada de material isolante térmico. Este conjunto é fechado em uma caixa, que também auxilia no isolamento térmico. (BORGES, 2000, p. 11).

A placa e os tubos são construídos com metais de alta condutividade térmica, geralmente cobre, alumínio ou aço. Para aumentar a eficiência de absorção da placa, indica-se sua pintura com cor escura, pois esta pode absorver até 95% da energia disponível (HUDSON; MARKELL, 1985). Entretanto, ao mesmo tempo em que a superfície escura é um bom absorvedor, é também um excelente irradiador de energia.

A cobertura transparente reduz substancialmente as perdas radiativas e convectivas da placa absorvedora, sendo responsável pelo efeito estufa, ao refletir de volta a radiação das ondas longas para a placa. O vidro comum é o material mais utilizado para fazer esta cobertura. Alguns coletores possuem duplo vidro para aumentar a redução dessas perdas.

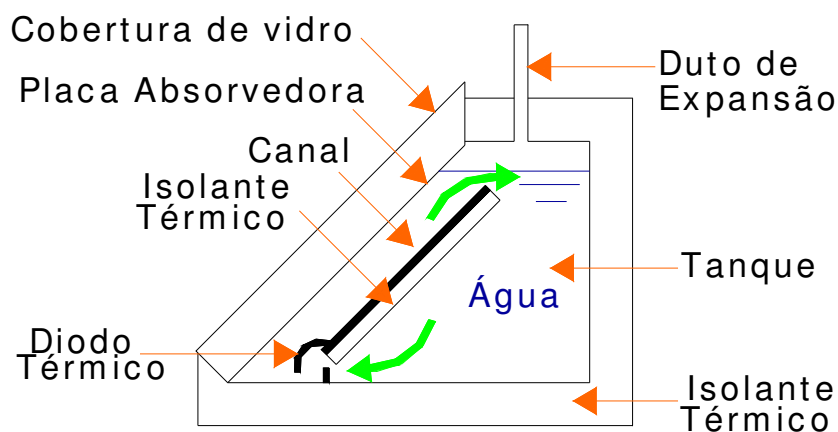
O fluido aquecido na canalização pode ser a própria água, ar ou algum outro líquido quando necessária à proteção contra o congelamento. Atualmente, utiliza-se como fluido de transferência o etileno-glicol ou o propileno-glicol.

ASHRAE (1996) recomenda que o material isolante do coletor deve ser capaz de resistir a temperaturas de até 204°C (400°F) sem produzir substâncias voláteis. Os materiais mais utilizados nessa isolação são: fibra mineral, fibra cerâmica, espuma de vidro, espuma de plástico ou fibra de vidro.

Muitos estudos têm sido desenvolvidos com objetivo de melhorar os equipamentos e fazê-los com menores custos. Neste contexto podemos citar o trabalho de Mohamad



(1997) sobre o coletor integrado, no qual o tanque de armazenamento e o coletor solar formam um único conjunto (Figura 2.5). As vantagens deste sistema são: eliminação de isolamento extra; eliminação de canalização e soldas; simplificação de construção. O mesmo autor chegou a uma eficiência de 50%, que é comparada com a eficiência dos sistemas com coletores convencionais.



**Figura 2.5** - Diagrama esquemático do coletor solar de superfície plana integrado ao tanque de armazenamento. Fonte : Mohamad (1997).

Outra variação do coletor plano é a substituição da serpentina formada por tubos metálicos por uma lâmina de água escoando em uma bolsa plástica. Tsilingiris (1997) chegou a resultados da eficiência diária entre aproximadamente 45 a 70% para espessuras internas de bolsa entre cinco e vinte centímetros. Conclui que quanto menor a espessura da bolsa, maior será a temperatura da água.

Na instalação dos coletores três aspectos devem ser observados para melhorar o aproveitamento da energia disponível:

- Orientação geográfica
- Ângulo de inclinação com a horizontal
- Não sombreamento

Neste trabalho iremos abordar os coletores do tipo placa plana, pois eles são os mais apropriados às necessidades de geração de água quente para fins residenciais.

### 2.2.2. Reservatórios térmicos

O sistema de aquecimento com energia solar para fins residenciais é impreterivelmente um sistema de acumulação, pois o período de consumo não coincide com o período de geração da água quente. Para outros tipos de edificações, o tanque poderá ser dimensionado de forma diferente. Um exemplo que ilustra essa afirmativa é uma lavanderia que funciona somente no horário comercial. Neste caso, a água aquecida irá ser consumida no período de radiação solar. Portanto, as necessidades de armazenamento não serão as mesmas que em uma residência.

ASHRAE (1996, p. 33.11) afirma que “o projeto e seleção do equipamento de armazenamento é um dos elementos mais negligenciados nos sistemas de energia solar”. Esse reservatório possui uma grande influência no custo global do sistema, no desempenho e na confiabilidade. Numa visão sistêmica, ele não pode deixar de ser analisado interativamente com os outros elementos como o coletor e o consumo da água quente.

Muitos fatores devem ser considerados na escolha do reservatório:

- Tanque único ou múltiplo;
- Trocador de calor interno ou externo;
- Armazenamento pressurizado ou não;
- Material de revestimento do tanque;
- Finalidade do uso da água;
- Localização, espaço e acessibilidade;
- Limitações impostas pela disponibilidade de equipamentos.

Petrucci (1998, p. 19) explica que

devido à variação do peso específico da água em função da temperatura, a água que entra no tanque, em temperatura mais baixa que aquela que se encontra em seu interior, tende a se posicionar abaixo desta. A este fenômeno dá-se o nome de estratificação, pois a água se dispõe no interior do tanque como que em camadas, segundo suas temperaturas (ou densidades).

Embora ASHRAE (1996) recomende o uso de tanques na vertical, pois essa configuração salienta a estratificação térmica, este trabalho se desenvolverá utilizando o tanque de armazenamento na horizontal, por ser o tipo de reservatório térmico disponível no mercado brasileiro para sistemas de aquecimento com energia solar. Outro fator preponderante no desempenho é a adequada isolamento térmica do tanque.

### *2.2.3. Fonte de energia auxiliar*

O sistema de aquecimento solar da água não é projetado para fornecer 100% da demanda da água quente. 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. Este dimensionamento resultaria em um sistema superdimensionado para a maior parte do tempo de utilização. Por isso, o sistema solar é projetado para suprir entre 50 a 70% da demanda global de aquecimento, conforme Fish; Guigas; Dalenback (1998).

É necessário, então, uma fonte alternativa de calor para períodos maiores sem insolação suficiente. Essa segunda fonte de calor pode ser elétrica, a gás ou gerada por uma bomba de calor ligada em série. O aquecimento auxiliar pode ser localizado internamente ao reservatório ou externamente. Quando externa, pode ser de acumulação ou de passagem, sendo, neste caso, o de passagem o mais usual.

Sharia; Löff (1997) avaliaram o funcionamento de um sistema com aquecedores auxiliares dentro e fora do reservatório de água quente através da porcentagem de participação do aquecimento solar no total aquecido. Quatro perfis de consumo foram testados e concluíram que:

- a) para um perfil de consumo contínuo e aleatoriamente distribuídos das 6 horas às 24 horas, a posição da fonte auxiliar de energia não influencia a participação do aquecimento solar no total aquecido;

- b) para um perfil de consumo uniforme e contínuo durante 10 horas e para perfis de consumos concentrados na parte da manhã ou na parte da tarde, o sistema de aquecimento auxiliar posicionado fora do tanque de armazenamento de água quente foi mais vantajoso;
- c) dobrar o volume de fluido armazenado em qualquer caso aumentou no máximo 5% da participação do aquecimento solar no total aquecido;
- d) a participação do aquecimento solar no total aquecido ficou reduzida de 30 à 40% quando se exigiu um aumento da temperatura na saída do reservatório de 60°C para 80°C.

### **2.3. Principais configurações dos sistemas de aquecimento de água com energia solar**

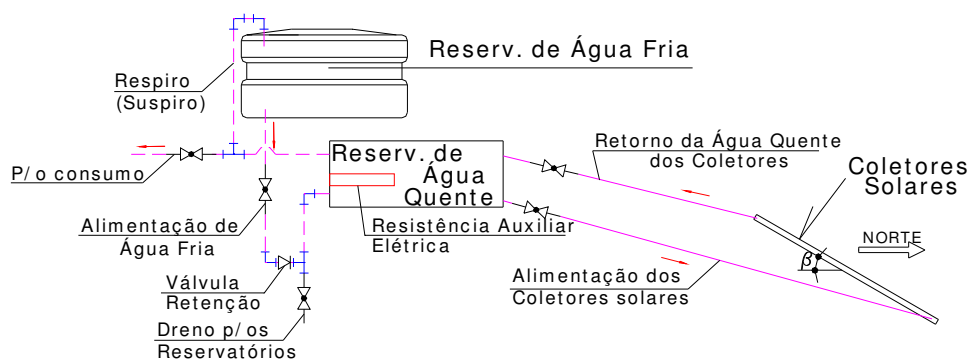
O aquecimento da água utilizada no abastecimento pode ser feito diretamente no coletor ou de forma indireta. Neste ultimo caso um fluido refrigerante recebe calor no coletor e o transfere à água em um trocador de calor. A circulação da água ou do fluido nos coletores pode se feito por termosifão ou por um sistema de bombeamento. A diferença de densidade devido à variação de temperatura entre os coletores e o reservatório provoca um movimento no fluido chamado de termosifão. Quando o fluxo é dado por termosifonagem, o sistema é classificado como passivo; quando o fluxo é promovido por bombeamento, é denominado sistema ativo. Portanto, existem quatro configurações diferentes:

- Sistema passivo direto
- Sistema passivo indireto
- Sistema ativo direto
- Sistema ativo indireto

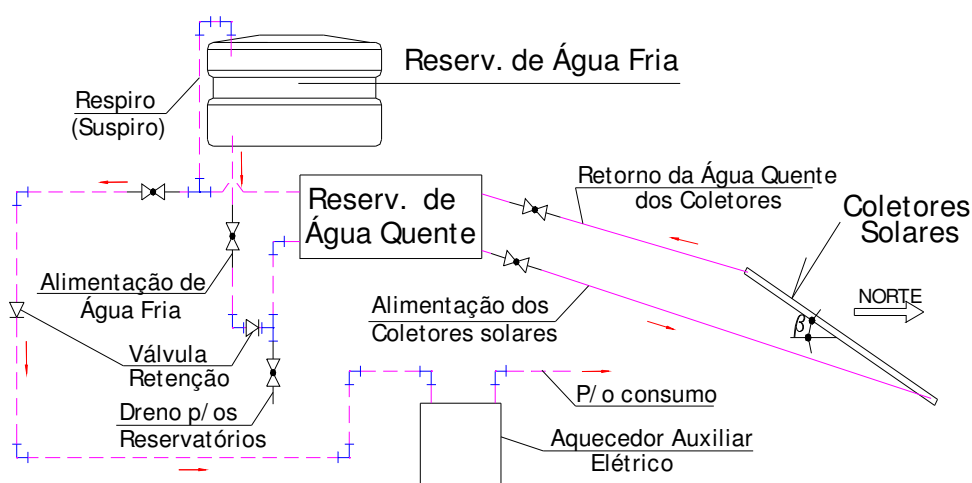
#### *2.3.1. Sistema passivo direto*

Este é o mais utilizado no aquecimento para fins domésticos por ser simples seu funcionamento. A Figura 2.6 ilustra um sistema com um único reservatório onde a

fonte auxiliar de energia esta dentro da mesma; enquanto a Figura 2.7 ilustra um sistema com dois reservatórios de água quente, no qual o segundo é um aquecedor auxiliar ligado em série.



**Figura 2.6** - Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar interna ao reservatório de armazenamento de água quente.

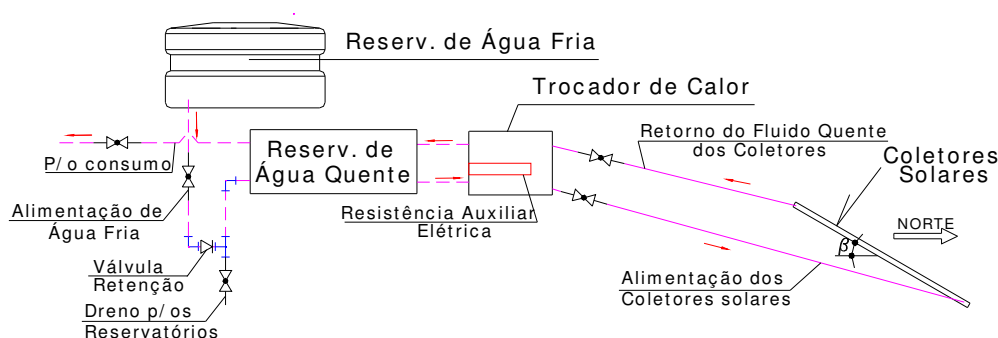


**Figura 2.7** - Esquema de instalação de um sistema direto passivo com fonte de energia auxiliar externa ao reservatório de armazenamento de água quente.

### 2.3.2. Sistema passivo indireto

No sistema indireto, o trocador de calor pode armazenar ou não um certo volume de água quente para atender à demanda (Figura 2.8). “A principal razão para o uso de

sistemas indiretos é a proteção ao congelamento” afirmam Hudson; Markell (1985, p.25). Os fluidos refrigerantes etileno-glicol e propileno-glicol são os mais comuns embora existam diversos fluidos de transferência de calor como óleos siliconados, óleos hidrocarbonados, e outros refrigerantes.

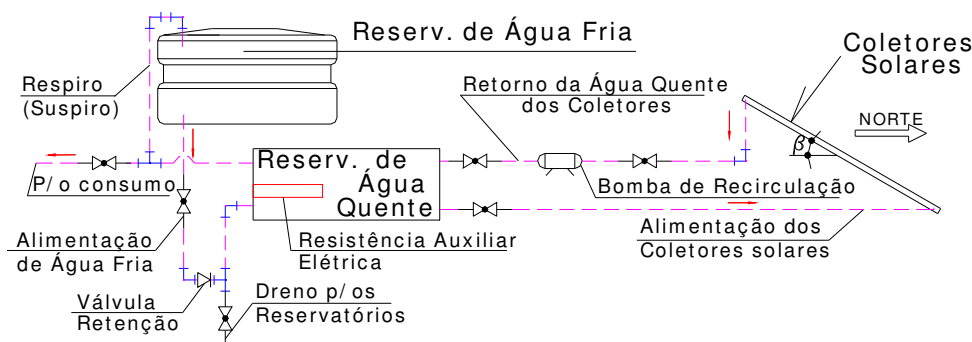


**Figura 2.8** - Esquema simplificado de um sistema indireto passivo.

### 2.3.3. Sistema ativo direto

Neste sistema a circulação da água é feita por uma bomba, por isso o reservatório pode estar situado em qualquer posição em relação aos coletores (Figura 2.9). A bomba é acionada por um controle termostático diferencial. O controle possui sensores conectados ao tanque e ao coletor que reportam a temperatura de ambos. Quando a diferença de temperatura entre a parte superior do coletor e o reservatório atinge um valor preestabelecido a bomba é acionada. O desligamento da bomba é efetuado quando esta diferença de temperatura torna-se pequena ou quando a água do reservatório alcança a temperatura desejada. A proteção contra o congelamento pode ser feita pelo acionamento da bomba que irá recircular a água quente, quando a temperatura externa atingir um valor crítico. A proteção ao congelamento também pode ser efetuada pela drenagem da água dos coletores.

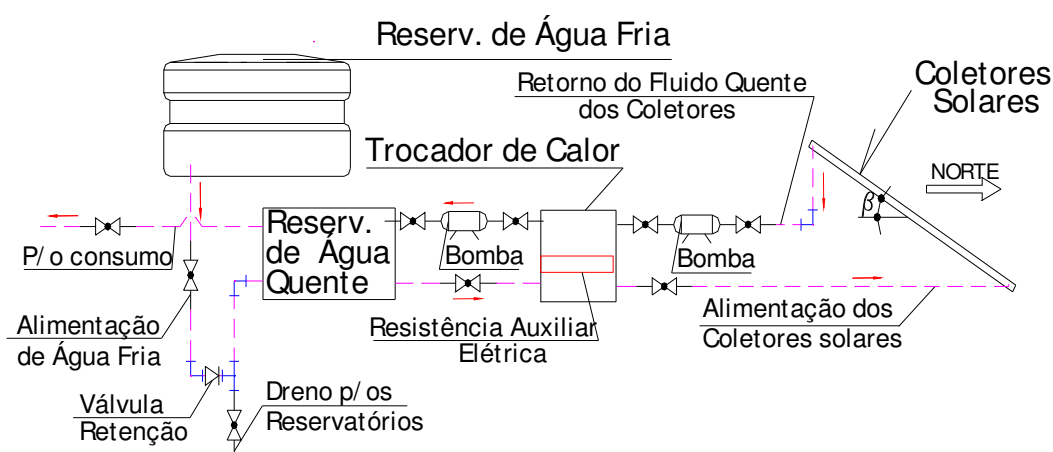
O sistema ativo em relação ao passivo ganha uma flexibilidade quanto à localização do tanque na edificação, porém os custos aumentam por apresentar mais dispositivos como: bombas, sensores e controles.



**Figura 2.9** - Esquema simplificado de um sistema ativo direto.

#### 2.3.4. Sistema ativo indireto

O sistema ativo indireto pode utilizar uma ou duas bombas, dependendo do trocador de calor empregado. Este pode ser externo ou interno ao tanque, 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 2.10). Neste caso tornam-se necessárias duas bombas para executar a circulação dos fluídos. Quando o trocador de calor é interno ao reservatório térmico, é necessário apenas uma bomba de recalque.



**Figura 2.10** - Esquema simplificado de um sistema ativo indireto com trocador de calor localizado externamente ao reservatório térmico.

Na visão de Hudson; Markell (1985, p. 34), “exceto para grandes sistemas de múltiplos servidores residenciais ou sistemas que combinam aquecimento de ambiente e água, um trocador de calor separado e uma segunda bomba não são comuns”.

O sistema indireto ativo deve ser utilizado em regiões onde o perigo ao congelamento da água nas tubulações é grande.

Esta dissertação busca analisar a configuração típica para residências unifamiliares brasileiras. Por essa razão o estudo se desenvolverá em torno de um sistema passivo direto, habitualmente chamado de sistema por termosifão, sendo que o reservatório será de configuração horizontal e a fonte de energia auxiliar será elétrica com um resistor localizado dentro do tanque de armazenamento.

#### **2.4. Modelo de predição de radiação em um plano inclinado**

O conhecimento da intensidade de radiação solar que atinge uma dada placa coletora e a temperatura ambiente são de fundamental importância para determinação do desempenho da mesma, seja a curto ou a longo prazo. Os dados climáticos usados nas simulações podem ser dados reais obtidos através de estações meteorológicas ou dados sintéticos (dados gerados por modelos empíricos). Os dados sintéticos de alguma forma também são baseados em dados medidos. Neste trabalho utilizamos dados coletados pelo Instituto de Astronomia e Geociências da Universidade de São Paulo para a cidade de São Paulo.

Os dados horários fornecidos pelo Instituto de Astronomia e Geociências da Universidade de São Paulo foram: umidade relativa, temperatura ambiente, pressão barométrica, velocidade e direção do vento. Por outro lado, os dados de radiação solar e duração do brilho solar foram fornecidos em totais diários. Essa dificuldade foi superada utilizando um método de estimação da radiação horária a partir de dados totais diários como descrito no item 2.4.4. Além disso, os dados de radiação solar



fornechos foram coletados na superfície horizontal, por isso faz-se necessário a estimacão da radiação no plano inclinado. Neste item, será apresentado um modelo de predicão de radiação em superfície inclinada, e no item 2.5 será apresentada a formulação mais adequada para o tratamento dos dados coletados pelo Instituto de Astronomia e Geociências.

A radiação em uma superfície inclinada é composta por três componentes, são elas: a radiação direta proveniente do sol, a radiação difusa isotrópica e a radiação solar difusamente refletida pelo solo. A seguir serão apresentadas definições sobre geometria solar e modelo empírico a ser empregado.

#### 2.4.1. Direção da radiação direta incidente sobre uma superfície

A orientação da radiação solar em relação a um ponto sobre a superfície terrestre é obtida através dos seguintes ângulos básicos (ver Figura 2.11):

- $\phi$  : *Latitude* - localização angular, hemisfério norte positivo ( $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ ).
- $\delta$ : *Declinação* - posição angular do sol ao meio dia em relação ao plano do equador. Pode ser calculado, segundo diversos autores, em função do dia do ano, d

$$\delta = 23,45 \times \sin \left[ \frac{(360 \times (284 + d))}{365} \right] \quad (2-1)$$

Onde d é o número do dia no ano,  $\delta$  é a declinação solar.

- $\beta$ : *Inclinação da superfície* - ângulo entre o plano da superfície e a horizontal ( $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ ).
- $\gamma$ : *Ângulo azimutal da superfície* - ângulo entre a projeção da normal à superfície e o plano do meridiano local. No sul é zero, para leste é negativo e para oeste é positivo. ( $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ )
- $\omega$ : *Ângulo horário* - deslocamento angular do sol em relação ao meridiano local. Período da manhã é negativo. O ângulo horário pode ser expresso em graus, em função do Tempo Universal (hora de GREENWITCH), da longitude do local (positivo para leste de GREENWITCH) e de uma expressão que leva em consideração a velocidade de rotação da terra como função do dia do ano, d.

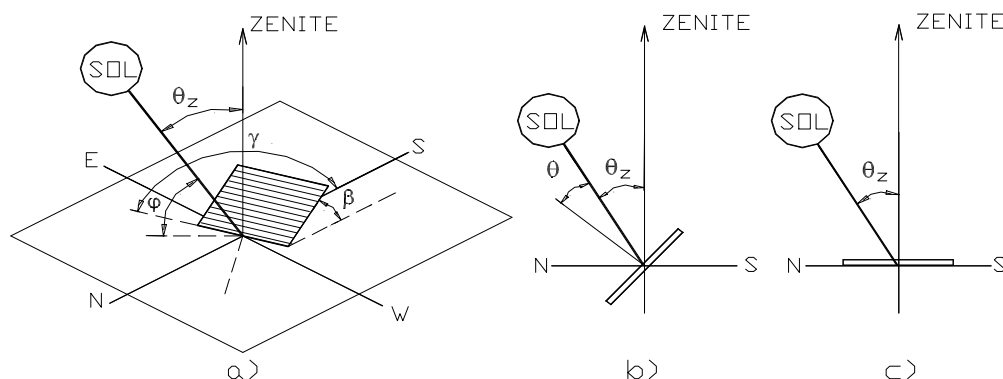
$$\omega = \left\{ 15 \times \left[ \text{Tempo Universal} + \left( \frac{\text{Longitude do Local}}{15} \right) + ET \right] \right\} - 12 \quad (2-2)$$

$$ET = \frac{[9,87 \times \sin(2B) - 7,53 \times \cos(B) - 1,5 \times \sin(B)]}{60} \text{ (horas)} \quad (2-3)$$

onde

$$B = \frac{[360 \times (d - 1)]}{364} \quad (2-4)$$

- $\theta$  : *Ângulo de incidência* - ângulo entre a radiação direta e a normal à superfície inclinada.
- $\theta_z$  : *Ângulo zenital* - ângulo formado entre os raios solares e a vertical.
- $\varphi$  : *Ângulo de altitude solar* - ângulo entre os raios solares e sua projeção em um plano horizontal.



**Figura 2.11 - Ângulos solares derivados.**

A equação que relaciona o ângulo de incidência da radiação solar direta e os outros ângulos pode ser assim descrita:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (2-5)$$

Quando a superfície estiver na posição horizontal  $\beta = 0^\circ$  e o ângulo incidente coincide com o ângulo zenital, ver Figura 2.11.c, logo a Equação 2.5 torna-se:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (2-6)$$

A equação para a determinação do ângulo horário correspondente ao pôr do sol é:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (2-7)$$

Onde  $\omega_s$  é o ângulo horário do pôr do sol.

Duffie; Beckman (1991) apresentam o cálculo do número de horas (N) de insolação de um determinado ponto sobre a superfície da terra:

$$N = \left( \frac{2}{15} \right) \times \arccos [ -(\tan \phi \tan \delta) ] \quad (2-8)$$

#### 2.4.2. Radiação horária extraterrestre em um plano horizontal ( $I_o$ )

A energia solar, por unidade de tempo, recebida em uma área unitária perpendicular à direção da propagação da luz e medida à metade da distância entre o sol e a terra ( $1,5 \times 10^8$  km) é chamada de constante solar ( $G_{sc}$ ). Esta energia é em média  $1367 \text{ W/m}^2$  conforme Duffie; Beckman (1991).

A radiação solar em uma superfície horizontal, situada fora da influência da atmosfera e integrada dentro do período de uma hora compreendido entre o ângulo horário  $\omega_1$  e  $\omega_2$ , pode ser assim calculada:

$$I_o = \frac{12 \times 3600 \times G_{sc}}{\pi} \times \left\{ \left[ 1 + 0,033 \times \cos \left( \frac{360d}{365} \right) \right] \times \left[ \cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \left( \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \right) \sin \phi \sin \delta \right] \right\} \quad (2-9)$$

Onde  $I_o$  é a radiação solar horária extraterrestre [ $\text{J/m}^2$ ],  $\omega_1$  e  $\omega_2$  são respectivamente os ângulos horários limites que compreendem o período de integração [ $^\circ$ ].

### 2.4.3. Radiação solar global horária em um plano inclinado ( $I_T$ )

As medidas da radiação incidente sobre uma superfície coletora inclinada geralmente não são disponíveis. Portanto, a radiação incidente sobre uma superfície inclinada deve ser estimada a partir de medidas de radiação incidente na superfície horizontal. A radiação global horária em um plano inclinado, segundo o modelo de radiação isotrópica de Liu; Jordan (1963), é dada pela expressão:

$$I_T = I_b \times R_b + I_d \times \left[ \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \right] + I \times \rho_g \left[ \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \right] \quad (2-10)$$

Onde:  $I_T$  é a radiação solar global horária em uma superfície inclinada [ $J/m^2$ ];  $\rho_g$  é a refletividade do solo [adimensional];  $I_b$  é a radiação solar direta horária [ $J/m^2$ ];  $R_b$  é a razão entre a radiação direta horária na superfície inclinada pela radiação direta horária no plano horizontal [adimensional];  $I_d$  é a radiação difusa horária [ $J/m^2$ ];  $I$  é a radiação solar horária total no plano horizontal [ $J/m^2$ ].

Segundo Duffie; Beckman (1991), o fator  $R_b$  é calculado através da seguinte equação:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2-11)$$

Existem vários métodos para estimação da radiação difusa horária a partir de dados de radiação horária total em superfície horizontal. Para este trabalho foi escolhido o modelo de Reindl; Beckman; Duffie (1990) que relaciona a radiação difusa horária com a radiação horária total em superfície horizontal, o índice de claridade, o ângulo de altitude solar, a temperatura ambiente e a umidade relativa. A correlação é dada pelas seguintes equações:

- Intervalo:  $0 \leq k_T \leq 0,3$ ; Limites:  $I_d/I \leq 1,0$

$$\frac{I_d}{I} = 1,0 - 0,232 \times k_T + 0,0239 \times \sin(\varphi) - 0,000682 \times T_a + 0,0195 \times \left( \frac{u}{100} \right) \quad (2-12)$$

- Intervalo:  $0,3 < k_T < 0,78$ ; Limites:  $0,1 \leq I_d/I \leq 0,97$

$$\frac{I_d}{I} = 1,329 - 1,716 \times k_T + 0,267 \times \sin(\varphi) - 0,00357 \times T_a + 0,106 \times \left( \frac{u}{100} \right) \quad (2-13)$$

- Intervalo:  $0,78 < k_T$ ; Limites:  $0,1 \leq I_d/I$

$$\frac{I_d}{I} = 0,426 \times k_T - 0,256 \times \sin(\varphi) - 0,00349 \times T_a + 0,0734 \times \left( \frac{u}{100} \right) \quad (2-14)$$

Onde:  $I_d$  é a radiação difusa horária [ $J/m^2$ ];  $I$  é a radiação solar horária total no plano horizontal [ $J/m^2$ ];  $k_T$  é denominado como índice de claridade [adimensional];  $T_a$  é a temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ];  $u$  é a umidade relativa[%];  $\varphi$  é o ângulo de altitude solar [ $^{\circ}$ ].

O índice de claridade é a razão entre radiação solar horária total em uma superfície horizontal e a radiação horária no topo da atmosfera:

$$k_T = \frac{I}{I_o} \quad (2-15)$$

A radiação direta horária na superfície horizontal é calculada pela diferença entre a radiação horária total na superfície horizontal e a radiação difusa horária:

$$I_b = I - I_d \quad (2-16)$$

#### 2.4.4. Radiação horária total em superfície horizontal ( $I$ )

Existe uma equação que relaciona a radiação horária total em superfície horizontal com a radiação diária total em superfície horizontal ( $r_t$ )

$$r_t = \frac{I}{H} \quad (2-17)$$

Através do conhecimento do tamanho do dia, obtido em função da latitude do local  $\phi$  e da declinação  $\delta$ , e da radiação total diária, a radiação total horária pode ser estimada pela simetria dos dias. A equação de Collares - Pereira, Rabl (1979) representa esta distribuição:

$$r_t = \left( \frac{\pi}{24} \right) \times (a + b \times \cos \omega) \times \left[ \frac{(\cos \omega - \cos \omega_s)}{\left( \sin \omega_s - \left( \frac{\pi}{180} \right) \times \omega_s \cos \omega_s \right)} \right] \quad (2-18)$$

$$a = 0,409 + 0,5016 \times \sin[\omega_s - 60^\circ] \quad (2-19)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \times \sin[\omega_s - 60^\circ] \quad (2-20)$$

Desta forma para cada par de hora a hora, a radiação incidente horária na placa coletora é dado por:

$$I_T = (Hr_t - I_d)R_b + I_d \left[ \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \right] + Hr_t \rho_g \left[ \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \right] \quad (2-21)$$

Onde:  $I_T$  é a radiação solar global horária em uma superfície inclinada [ $J/m^2$ ].

## 2.5. Tratamento dos dados meteorológicos

Os métodos de simulação de sistemas de aquecimento solar exigem dados climáticos de entrada do local em que o sistema será instalado. Esta série de dados precisa representar o tempo típico do local. Exemplos destas séries são amplamente conhecidas como ano meteorológico típico (Typical Meteorological Year - TMY), ano teste de referência (Test Reference Year - TRY) e ano climático para cálculo de energia (Weather Year for Energy Calculations - WYEC).

Entretanto, a utilização de extensas séries de dados climáticos na simulação do desempenho de sistemas, freqüentemente, torna esta simulação impraticável devido ao tempo e capacidade computacional requerida. Por isso é necessário o tratamento destes dados de modo que apresentem um significado estatístico.

Os dados meteorológicos podem ter diferentes tratamentos, dependendo do uso para o qual se destinam. Para predição do desempenho de um sistema de aquecimento é necessário saber como variam a temperatura do ar ambiente e a radiação solar, não só ao longo dos meses do ano, mas também no decurso das 24 horas do dia.

Existem vários métodos para geração de dados típicos na literatura como, por exemplo, os procedimentos propostos por Klein; Beckman; Duffie (1976), Schweitzer (1978), Crow (1981), ASHRAE (1997), Bahadori; Chamberlain (1986), Pssimanis et al. (1988), Festa; Ratio (1993), Gazela; Mathioulakis (2001).

De acordo com Gazela; Mathioulakis (2001), os vários métodos anteriormente citados produzem diferentes meses ou anos típicos finais. Tal fato reflete no resultado da predição em longo prazo do desempenho do sistema analisado. Isto pode conduzir a resultados duvidosos do comportamento do sistema e pode dar origem à confusão, especialmente quando o sistema está sendo testado em campo.

A adequação do uso do ano “típico” ou “médio” de dados meteorológicos com um modelo de simulação que promove uma estimativa do desempenho do sistema a longo prazo depende da sensibilidade do comportamento do sistema na seqüência de tempo diária ou horária, segundo Klein; Beckman; Duffie (1976).

O critério de seleção de meses ou anos típicos baseiam-se mais em métodos matemáticos e estatísticos do que na operação natural do sistema. Gazela; Mathioulakis (2001) defendem desenvolvimento de um ano típico de acordo com a aplicação que será dada. Desta forma, por exemplo, um ano típico para sistema de refrigeração de ambiente, às vezes, não poderá ser o mesmo que o ano típico para um sistema térmico solar. Estes autores desenvolveram uma metodologia para obtenção do ano típico para sistemas de aquecimento solar da água.

A metodologia de Gazela; Mathioulakis (2001) baseia-se na simulação de cada ano do banco de dados meteorológico disponível obtendo o ganho solar mensal de cada mês dos anos disponíveis. Calcula-se então o ganho solar médio de cada um dos 12 meses do ano. Aquele mês do banco de dados que possuir o ganho solar mais próximo ao ganho médio daquele mês será o adotado como o mês típico. A seguir será apresentada a formulação matemática do procedimento supracitado:

- Cálculo do ganho solar médio para os  $x$  anos do banco de dados:

$$\overline{SG}_m = \frac{\left( \sum_{y=1}^x SG_{ym} \right)}{x} \quad (2-22)$$

- Cálculo de x valores

$$\tau_{ym} = \left[ SG_{ym} - \overline{SG}_m \right]^p \quad (2-23)$$

- O mês considerado típico e selecionado para ano típico de sistemas de aquecimento solar é aquele que possui o menor  $\tau_{ym}$

Para verificar a sensibilidade do ano típico escolhido, Gazela; Mathioulakis (2001) simularam quatro projetos de sistemas de aquecimento solar residencial de tamanhos diferentes, sendo igual a razão entre volume de armazenamento pela área de coletor. Concluíram que o ano típico previamente escolhido não sofreu significativas mudanças devido ao tamanho do sistema instalado. Em outras palavras, isso permite que se escolha um ano típico para o caso – base, e as posteriores otimizações utilizem o mesmo ano típico do caso – base. Com isso pretende-se minimizar o esforço computacional do programa de otimização.

A diferença fundamental entre o método de Gazela; Mathioulakis (2001) e os anteriormente citados está no fato de não levar em consideração somente dados meteorológicos como a radiação e a temperatura ambiente para a escolha do ano típico, mas também levar em consideração fatores característico do sistema utilizado que influenciam no ganho solar. Dentre estes fatores característico do sistema que influenciam no ganho solar podemos citar o rendimento da placa coletora, orientação da placa coletora e coeficiente de perda global de calor do reservatório.

Contudo a geração de dados típicos envolve um árduo trabalho de organização dos dados climáticos de entrada para o simulador e avaliação estatística das séries testadas. E, em geral, o ganho solar total anual de um ano típico não difere muito do ganho solar total de um ano real medido. Diante desta constatação, do labor para o tratamento dos dados meteorológicos juntamente com as limitações temporais deste trabalho, optou-se por utilizar um ano real medido.



## 2.6. Caracterização da placa plana coletora

A transmissão, reflexão e a absorção da radiação solar pelos vários componentes de um coletor solar são importantes na determinação da performance do coletor. A transmitância ( $\tau$ ), reflectância e a absortância ( $\alpha$ ) são funções da chegada da radiação, espessura, índice de refração e coeficiente de extinção do material. Geralmente o índice de refração e o coeficiente de extinção sobre o material de cobertura são em funções do comprimento de onda da radiação. (DUFFIE; BECKMAN, 1991, p. 216)

Além dos fatores ópticos, o desempenho do coletor depende das perdas de calor adquirido e da temperatura do fluido que entra no coletor. O calor útil fornecido por uma placa coletora plana pode ser descrito por:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_{co} - T_{ci}) \quad (2-24)$$

Onde  $\dot{Q}_u$  é o calor útil transferido para o fluido circulante [W];  $\dot{m}$  é o fluxo de massa do fluido [kg/s];  $c_p$  é o calor específico do fluido [kJ/kg °C];  $T_{ci}$  é a temperatura do fluido que entra no coletor [°C];  $T_{co}$  é a temperatura do fluido que sai do coletor [°C].

A equação de Hotell-Whillier expressa o desempenho térmico de um coletor solar em regime permanente (BORGES, 2000):

$$\dot{Q}_u = A_c F_r [I_T (\tau\alpha)_e - U_L (T_{ci} - T_a)] \quad (2-25)$$

Onde  $A_c$  é área útil da placa coletora plana [m<sup>2</sup>];  $F_r$  é o fator de remoção de calor da placa coletora;  $I_T$  é a taxa de radiação solar incidente na superfície da placa coletora com inclinação  $\beta$  [W/m<sup>2</sup>];  $\tau$  é a transmitância da cobertura de vidro [decimal];  $\alpha$  é a absortância da superfície “negra” da placa [decimal];  $(\tau\alpha)_e$  é o produto transmitância-absortância efetivo [decimal];  $U_L$  é o coeficiente global de perdas de calor da placa coletora plana [W/m<sup>2</sup> °C];  $T_a$  é a temperatura ambiente [°C].

Duffie; Beckman (1991, p. 277) definem que o fator de remoção de calor  $F_r$  relaciona o ganho real de energia útil do coletor dividido pelo ganho útil de calor se toda a

superfície coletora estiver na temperatura do fluido que entra no coletor. A expressão algébrica do fator de remoção de calor  $F_r$  é descrita a seguir.

$$F_r = \frac{\left[ \dot{m} c_p (T_{co} - T_{ci}) \right]}{\{A_c [S - U_L (T_{ci} - T_a)]\}} \quad (2-26)$$

Onde  $S$  é a radiação absorvida pela placa coletora plana, por unidade de área [ $J/m^2$ ].

“A radiação absorvida por uma placa coletora plana por unidade de área  $S$  é igual a diferença entre a radiação solar incidente e as perdas ópticas definidas pela equação” (DUFFIE; BECKMAN, 1991, p. 251):

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left[ \frac{(1 + \cos\beta)}{2} \right] + \rho_g (\tau\alpha)_g (I_b + I_d) \left[ \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \right] \quad (2-27)$$

Onde  $I_b$  é a radiação solar direta horária [ $J/m^2$ ];  $I_d$  é a radiação solar difusa horária [ $J/m^2$ ];  $R_b$  é a razão entre a radiação direta horária na superfície inclinada pela radiação direta no plano horizontal [adimensional];  $(\tau\alpha)_b$  é o produto transmitância-absortância devido à radiação direta [decimal];  $(\tau\alpha)_d$  é o produto transmitância-absortância devido à radiação difusa [decimal];  $(\tau\alpha)_g$  é o produto transmitância-absortância devido à reflexão do solo [decimal];  $\rho_g$  é refletividade do solo [decimal].

Uma outra alternativa para o cálculo da radiação absorvida por uma placa coletora plana por unidade de área  $S$  pode ser escrita:

$$S = (\tau\alpha)_{av} I_T \quad (2-28)$$

Onde  $I_T$  é a radiação solar global horária em uma superfície inclinada [ $J/m^2$ ];  $(\tau\alpha)_{av}$  é o produto transmitância-absortância médio [decimal].

Duffie; Beckman (1991, p. 238) afirmam que podemos assumir que:

$$(\tau\alpha)_{av} \cong 0,96(\tau\alpha)_b \quad (2-29)$$

“A eficiência de um coletor solar pode ser definida como a razão entre o ganho de calor útil pelo fluido e a radiação incidente sobre a superfície do coletor, em um dado intervalo de tempo” (BORGES, 2000, p. 16):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{IA_c} \quad (2-30)$$

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_{co} - T_{ci})}{IA_c} \quad (2-31)$$

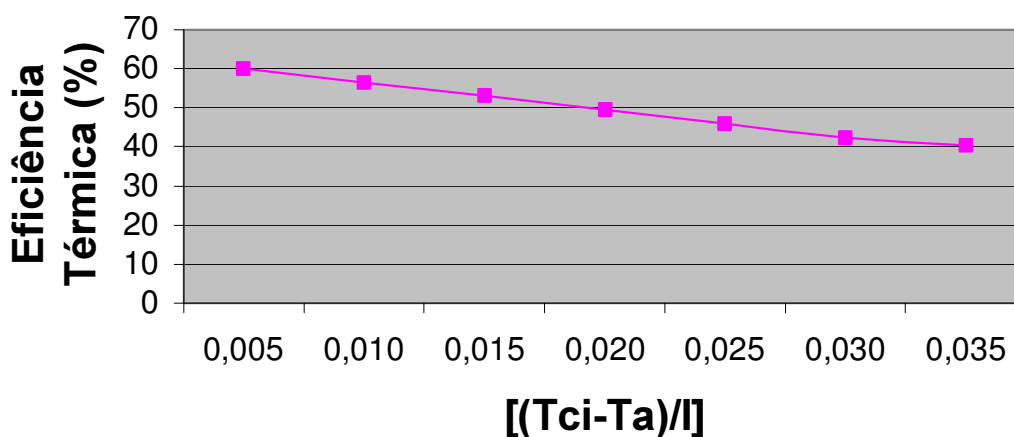
$$\eta = F_r (\tau\alpha)_e - \frac{F_r U_L (T_{ci} - T_a)}{I} \quad (2-32)$$

Esta última equação de rendimento da placa coletora é obtida a partir de testes em campos padronizados pela ABNT. Através de medições de vazão, temperatura do fluido que entra no coletor ( $T_{ci}$ ), temperatura do fluido que sai do coletor ( $T_{co}$ ), temperatura ambiente ( $T_a$ ), radiação incidente ( $I$ ), podemos fazer uma regressão linear e obter os parâmetros  $(-F_r U_L)$  e  $F_r (\tau\alpha)_e$ .

A rigor  $U_L$  depende da temperatura e da velocidade do vento e  $F_r$  depende levemente de  $U_L$ , contudo o desempenho das placas coletoras pode ser caracterizado com boa precisão por esta relação, segundo Norton (1991) apud Borges (2000).

Uma forma utilizada para apresentar estes parâmetros é por meio de um gráfico da curva de eficiência, onde no eixo das abcissas temos o termo  $(T_{ci} - T_a)/I$  e nas ordenadas o rendimento  $\eta$ . Assim a inclinação da reta representa o parâmetro  $(-F_r U_L)$  e a intercepção da reta com o eixo das ordenadas representa  $F_r (\tau\alpha)_e$  (ver Figura 2.12).

## Curva da Eficiência Térmica Instantânea



**Figura 2.12-** Curva de eficiência de placa coletora solar SOLETROL MAX ALUMÍNIO 1.6. Fonte: SOLETROL (2001).

Duffie; Beckman (1991) orientam que nas análises econômicas do desempenho de sistemas de aquecimento a longo prazo é conveniente expressar a contribuição da energia solar em relação a carga total em termos fracional. Em outras palavras, é importante conhecer o valor da demanda que está sendo suprimida pela energia fornecida pelo sol. A fração solar é, então, definida pela seguinte relação:

$$F = \frac{\text{energia fornecida pelo sol}}{\text{energia total demandada para o aquecimento}} \quad (2-33)$$

### 2.7. Modelos de predição do desempenho a longo prazo

Os programas de simulação são ferramentas importantes para predizer e analisar o desempenho dos sistemas. Estes modelos de simulação proporcionam redução de custo e de tempo demandado nas investigações de sistemas de energia solar. Duffie; Beckman (1991, p. 669) recomendam que estes modelos sejam detalhados e realizadas comparações das simulações com medições nos sistemas em operação, visando melhoria da acuidade dos modelos.

Kalogirou; Papamarcou (2000) enumeram as seguintes vantagens sobre o modelamento computacional:

- Elimina a construção de protótipos caros
- Organiza os sistemas complexos em um formato de fácil entendimento
- Promove a compreensão do sistema de operação e das interações dos componentes
- Possibilita otimizar os componentes do sistema
- Promove variações de temperatura no sistema
- Estima os efeitos das mudanças de variáveis de projeto no desempenho do sistema usando as mesmas condições de tempo

No levantamento bibliográfico, observou-se que métodos de simulação começaram a ser utilizados com Close (1962) e a maior parte destes modelos foram desenvolvidos até 1985. Após esse período, existe uma lacuna nas publicações científicas sobre novos métodos e estudos sobre sistemas de aquecimento com energia solar através de circulação natural (termosifão). No final da década de 90 tem-se retorno deste assunto nas publicações científicas. Podemos citar como exemplo os seguintes estudos: Shariah; Shialabi (1997), Borges (2000), Kalogirou; Papamarcou (2000), Karaghoulis; Alnaser (2001). Esta lacuna nas publicações científicas sobre sistemas de aquecimento com energia solar através de circulação por termosifão não é observado nas pesquisas sobre sistemas de aquecimento ativos (bombeados) com energia solar. Tal acontecimento pode ser explicado por duas razões. A primeira deve-se que a maioria da bibliografia provém de países do hemisfério norte com alta latitude, nos quais existem problemas com o congelamento nas tubulações. A segunda concerne na inviabilidade de resolução tendo em vista a capacidade dos computadores na ocasião. Além disto, em um sistema de aquecimento ativo a vazão é imposta pela bomba, já em um sistema de aquecimento solar por termossifonagem a vazão de circulação depende das condições meteorológicas. A seguir faremos uma revisão dos modelos de simulação numérica em regime transiente.

Close (1962) foi o primeiro a desenvolver um modelo para descrever a performance do coletor solar por termosifão. Com conceito de temperatura média do sistema e adoção de distribuição linear da temperatura no absorvedor e no tanque, Close (1962) foi capaz de calcular o desempenho do coletor para um dia isolado. Este modelo apresenta os seguintes defeitos descritos por Huang; Hsieh (1985) e Borges (2000):

- i) a característica básica do desempenho dos parâmetros do absorvedor como coeficiente de perda de calor e transmitância da cobertura de vidro e a resistência de fluxo do *loop* do termosifão dependem de cálculos teóricos. Como o processo de transferência de calor no absorvedor e o fluxo da rede no *loop* do termosifão são extremamente complicados, cálculos teóricos podem causar erros significativos;
- ii) a eficiência do coletor plano não é considerada;
- iii) o efeito da estratificação térmica no tanque não é levado em consideração;
- iv) as condições de operação são restritas a dias sem nebulosidade e com circulação de água somente em horários sem insolação.

Gupta; Garg (1968) melhoraram o modelo de Close (1962) pela incorporação do fator da eficiência da placa coletora para levar em conta a eficiência térmica da placa e aproximando as condições ambientais usando Serie de Fourier para temperatura ambiente e intensidade de radiação. Este sistema não foi submetido a nenhuma carga de água quente. Os resultados do modelo mostraram boa concordância com os experimentos.

Ong (1974, 1976) posteriormente refinou o modelo de Close (1962) para incluir o fator de eficiência da placa coletora e utilizou um método de diferença finita para computar o desempenho do coletor. Para avaliar o sistema de aquecimento solar Ong montou um sistema relativamente pequeno com cinco termopares na superfície superior dos tubos de água e seis termopares na superfície superior do coletor plano. Um total de seis termopares foi inserido dentro do tanque de armazenamento. Os estudos de Ong (1974, 1976) aparecem como sendo o primeiro estudo detalhado sobre sistema de aquecimento solar da água por termosifão.

O modelo desenvolvido por Ong considera que o sistema como um todo pode ser dividido em um número finito de seções, cada seção tem uma temperatura média uniforme. Considerando o balanço de energia sobre cada seção, as equações de diferença finita foram escritas para serem capazes de avaliar a temperatura no meio da seção. A taxa de fluxo de massa foi avaliada através da distribuição da temperatura em todo sistema. A significativa diferença entre o trabalho de Ong e os anteriormente citados está no procedimento de solução e na formulação do fator de eficiência da placa. Enquanto Close (1962) e Gupta; Garg (1968) assumiam valores constantes para eficiência da placa, perda de calor da placa, coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a água, fator de fricção e propriedades físicas da água, Ong empregou a solução do método de diferenças finitas, o qual permitia a variação das variáveis anteriormente citada com a temperatura e a taxa de fluxo de água. Boas correlações foram obtidas entre os resultados experimentais e simulados para um dia de estudo. Contudo, Ong utilizou um passo de tempo de computação de 0,6 minutos o que inviabiliza a utilização de sua formulação para uma simulação em longo prazo.

Em 1975 surgiu a primeira versão comercial do pacote de simulação numérica em regime transiente, o TRNSYS. Este programa continua sendo utilizado nos dias de hoje. A versão corrente do TRNSYS tem um programa executivo, promotores de convergência e outros meios de aceleração computacional. Existem três algoritmos de integração neste programa e o usuário pode escolher com o qual irá trabalhar. O mais extensamente utilizado é o método de Euler modificado. Esse método é essencialmente um algoritmo preditor - corretor de primeira ordem usando método de Euler para a previsão dos passos e a regra trapezoidal para correção do passo. A vantagem de um algoritmo de integração preditor-corretor para a solução de equações algébricas e equações diferenciais é que os cálculos iterativos em um único intervalo de tempo são feitos com base em um valor constante de tempo (o que não ocorre com os algoritmos de Runge-Kutta) (DUFFIE; BECKMAN, 1991, p. 674).

Kudish; Santamaura; Beaufort (1985) em seus estudos mediram a taxa de fluxo de um sistema de aquecimento solar da água por termosifão diretamente da adaptação de uma técnica de laboratório simples e bem-conhecida - um aparelho de nível constante. Os dados de fluxo do termosifão obtidos foram utilizados para construir uma curva de teste padrão, mostrando que esta técnica pode ser aplicada para teste de coletores cujo fluxo se desenvolve por circulação natural.

Morrison; Tran (1984) desenvolveram um modelo de diferenças finitas para predição a longo prazo do desempenho do sistema de aquecimento solar de água por termosifão. Para obter resultados consistentes da simulação da temperatura de estratificação no tanque de armazenamento, eles tiveram que ser simulado utilizando uma divisão de 20 nós no reservatório e passo de tempo de 5 minutos para tanques na vertical e uma divisão de 30 nós no reservatório e 2 minutos de passo de tempo para tanques na horizontal. Este trabalho leva em conta uma demanda de água quente e a presença de um sistema de aquecimento auxiliar interno ao reservatório.

Huang; Hsieh (1985) desenvolveram um modelo de diferenças finitas que melhorou as equações de escoamento. Utilizaram a teoria de Hottel-Bliss-Whillier para o absorvedor e o modelo de Close para estratificação térmica do tanque. Demonstraram que o intervalo de tempo de integração pode ser expandido até 15 minutos com boa exatidão. Os resultados experimentais revelam boa aproximação com a simulação.

Morrison; Braun (1985) formularam um modelo por diferenças finita com um novo conceito de equacionamento para o reservatório térmico chamado *plug-flow*. Este modelo não utiliza a partição nodal no reservatório, mas um balanço de energia para segmentos de fluido em movimento pelo tanque. A vantagem desta técnica é a separação dos componentes que não variam sensivelmente com o tempo (perda de calor e condução) dos termos que tem grande variações com o tempo (convecção devido ao fluxo do coletor e demanda de água quente). Assim foi possível utilizar intervalos de integração de até uma hora com boa acuidade com os resultados



experimentais. É este o modelo que utilizaremos nesta dissertação para simulação do desempenho do sistema de aquecimento solar de água.

Hobson; Norton (1989) desenvolveram uma curva característica para um sistema de aquecimento solar passivo direto obtido a partir de 30 dias de testes. Usando tal curva, o cálculo da fração solar anual concorda com os valores computados pela simulação numérica. Além disso, a análise foi estendida e eles produziram um método para projetar sistemas de aquecimento solar de água por termosifão com relativa acuidade. Contudo, esse método não leva em consideração a presença de um sistema de aquecimento auxiliar interno.

Shariah; Shialabi (1997) estudaram a otimização de parâmetros para sistemas de aquecimento solar da água por termosifão para duas regiões da Jordânia representada por duas cidades, Amman e Aqaba, através do programa de simulação TRNSYS. Os resultados deste trabalho indicam que a fração solar do sistema pode ser melhorada de 10-25% quando cada parâmetro estudado é escolhido apropriadamente. Eles também encontraram que a fração solar do sistema instalado em Aqaba (clima quente) é menos sensível a alguns parâmetros do que a fração solar do sistema instalado em Amman (clima moderado).

Kalogirou; Papamarcou (2000) desenvolveram um modelamento de sistema solar de aquecimento de água por termosifão utilizando o programa simulador TRNSYS. O modelo proposto foi validado com dados experimentais coletados ao longo de 25 dias de testes distribuídos ao longo de seis meses. A média de desvio entre os resultados simulados e os valores medidos foi de 4,7% que é considerado um bom resultado. A fração anual obtida realizando a simulação a longo prazo e utilizando o TMY (Typical Meteorological Year) de Nicósia foi de 79,0%. Também realizaram uma análise econômica. Os autores chegaram a conclusão de que o tempo de retorno do investimento ocorre no oitavo ano.

Borges (2000) desenvolveu em sua tese de doutorado um dimensionamento otimizado de um sistema de aquecimento solar de água para um conjunto de

variáveis de projeto (área da placa coletora, volume do reservatório, inclinação da placa coletora, direção azimutal da placa coletora, fator de forma, etc.) que resulta no mínimo custo ao longo da vida útil do equipamento. Acoplou-se ao procedimento computacional de otimização não-linear a rotina de simulação numérica em longo prazo em regime transiente desenvolvido por Morrison; Braun (1985). O procedimento utiliza o método dos Gradientes Conjugados. O otimizador foi feito com objetivo de ser implementado ao pacote matemático TRNSYS. Borges (2000) realizou o estudo de caso do projeto de um sistema de aquecimento solar de água por termossifão com placas planas e reservatório vertical para o clima de Campinas - SP. Embora o autor tenha feito variações do caso base em termos da temperatura de armazenamento e do tipo de placa utilizado, o mesmo não se preocupou em dissertar sobre o efeito de tais mudanças sobre os outros parâmetros, comentando apenas os resultados econômicos. Além disso, tal tese pressupõe condições ótimas para todas as variáveis, o que dificilmente se encontra na realidade. A grande contribuição deste trabalho foi mostrar a aplicabilidade de programação não-linear em estudos de sistemas de aquecimento.

A diferença fundamental entre este trabalho e o acima citado está no fato de otimizar variáveis de acordo com imposições pré-estabelecidas de projeto e em função dos equipamentos que são produzidos no país. Este trabalho irá realizar estudo com reservatório na horizontal, que é o disponível no mercado. Mostrar que alterações de uma variável como, por exemplo, a área de placa coletora, influencia outros fatores como, por exemplo, a quantidade de energia auxiliar consumida. Por isso os projetistas de sistemas prediais necessitam ter uma visão sistêmica do problema e não generalizar casos similares. É importante salientar que similar não quer dizer igual, portanto podem apresentar resultados de dimensionamento diferentes.

## 2.8. Descrição do modelo de simulação adotado

A seguir, apresentaremos o modelo de simulação de um sistema de aquecimento solar de água por termosifão desenvolvido por Morrison; Braun (1985) e utilizado neste trabalho.

A distribuição da temperatura no tanque de armazenamento de um sistema por termosifão possui grande influência na temperatura da água que entra na placa coletora e na taxa de fluxo. Para baixa taxa de fluxo na placa coletora, o tanque exibe um grande grau de estratificação.

Muitos métodos utilizam a técnica de diferença finita para simular a estratificação térmica no tanque. Para baixa taxa de fluxo tem sido exigido um grande número de nós para prever o grau de estratificação com o método acima referido. O modelo de Morrison; Braun (1985) é uma alternativa apropriada para pequenos fluxos de circulação, porque é assumido que não existe mistura entre o fluxo de chegada e o fluxo dentro do tanque. O balanço de energia é formulado para segmentos de fluido em movimento. A adoção deste tipo de balanço de energia permite utilização de passos de tempos maiores, o que reduz o esforço computacional.

### 2.8.1. Simulação do termosifão

O sistema de termosifão é dividido em um número (N) de segmentos normais a direção do fluxo. A Equação de Bernoulli para fluido incompressível é aplicada a cada segmento do sistema. Para as condições de estado constante, a pressão diminui em cada segmento conforme a equação a seguir:

$$\Delta P_i = \rho_i g \Delta h_i + \rho_i g h_{Li} \quad (2-34)$$

Onde  $\Delta P_i$  é a mudança de pressão ao longo do i-ésimo nó;  $\rho_i$  é massa específica do fluido do i-ésimo nó;  $g$  é a aceleração de gravidade;  $\Delta h_i$  é a altura vertical do i-ésimo elemento,  $h_{Li}$  é a perdas por atrito na tubulação.

A soma das mudanças de pressões ao redor do ciclo é igual a zero.

$$\sum_{i=1}^{i=N} \rho_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^{i=N} \rho_i h_{Li} \quad (2-35)$$

Para cada intervalo de tempo, a taxa de fluxo do termosifão deve satisfazer a equação acima. A densidade em qualquer nó é calculada de acordo com a relação de Close (1962). Avaliação da distribuição da temperatura e de perdas por atrito devido à taxa de fluxo é discutida nas seções seguintes.

### 2.8.2. Coletor

O coletor é dividido em  $N_c$  nós de igual tamanho para cálculo do desempenho térmico. Utilizando a equação de Hottel-Whillier, podemos determinar a temperatura do ponto médio de qualquer nó do coletor.

$$T_{ck} = T_a + \frac{I_T F_r (\tau \alpha)}{F_r U_L} + \left( T_{ci} - T_a - \frac{I_T F_r (\tau \alpha)}{F_r U_L} \right) \exp \left[ \frac{-F' U_L A_c (k - 0,5)}{\dot{m} c_p N_c} \right] \quad (2-36)$$

Onde  $A_c$  é área útil da placa coletora plana [ $m^2$ ];  $F_r$  é o fator de remoção de calor da placa coletora;  $I_T$  é a taxa de radiação solar incidente na superfície da placa coletora com inclinação  $\beta$  [ $W/m^2$ ];  $\tau$  é a transmitância da cobertura de vidro [decimal];  $\alpha$  é a absorptância da superfície “negra” da placa [decimal];  $(\tau \alpha)$  é o produto transmitância-absorptância [decimal];  $U_L$  é o coeficiente global de perdas de calor da placa coletora plana [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ];  $T_a$  é a temperatura ambiente [ $^\circ C$ ];  $T_{ci}$  é a temperatura do fluido que entra no coletor [ $^\circ C$ ];  $T_{ck}$  é a temperatura do k-ésimo nó da subdivisão numérica do coletor [ $^\circ C$ ];  $\dot{m}$  é o fluxo de massa do fluido [ $kg/s$ ];  $c_p$  é o calor específico do fluido [ $kJ/kg \text{ } ^\circ C$ ];  $F'$  é conhecido como fator de eficiência do coletor e representa a resistência de transferência de calor da placa absorvedora para o ar ambiente dividido pela resistência de transferência de calor do fluido para o ar ambiente;  $N_c$  é um número fixo de nós no coletor.

O parâmetro  $F' U_L$  do coletor é calculado em função de  $F_r U_L$  e da vazão nas condições de teste

$$F'U_L = - \left( \frac{\dot{m}_T c_p}{A_c} \right) \ln \left( 1 - \frac{F_r U_L A_c}{\dot{m}_T c_p} \right) \quad (2-37)$$

Onde  $\dot{m}_T$  é o fluxo de massa de teste [kg/s].

O procedimento acima despreza as mudanças em  $F'$  e  $U_L$  em função da taxa de fluxo e a dependência de  $U_L$  da temperatura. O parâmetro  $F_r(\tau\alpha)$  é determinado pela eficiência no ponto de intercepção do eixo com a vertical, para a incidência normal  $F_r(\tau\alpha)_n$  multiplicado por modificador do ângulo de incidência. Este modificador do ângulo de incidência ( $k_{\tau\alpha}$ ) descreve a dependência do  $(\tau\alpha)$  do ângulo de incidência da radiação solar sobre o coletor e é função das características ópticas da cobertura e da placa absorvedora. Este coeficiente é definido como:

$$k_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \quad (2-38)$$

Onde o subscrito n indica que o produto transmitância-absortância é para radiação solar com incidência normal.

Para coletores solares de placa plana, Souka; Safwat (1966) sugerem uma expressão para a dependência angular de  $k_{\tau\alpha}$  como:

$$k_{\tau\alpha} = 1 + b_o \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (2-39)$$

Onde  $\theta$  é o ângulo de incidência da radiação direta e  $b_o$  é o coeficiente do modificador do ângulo de incidência.

### 2.8.3. Tubulação de conexão

Os tubos que ligam o coletor ao reservatório térmico são considerados no modelo como um único nó com capacitância térmica desprezível. A temperatura média e a temperatura de saída destes tubos são dadas por:

$$T_p = T_a + (T_{pi} - T_a) \left[ \frac{\dot{m} c_p}{(UA)_p} \right] \left[ 1 - \exp \left( \frac{-(UA)_p}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (2-40)$$

$$T_{po} = T_a + (T_{pi} - T_a) \left[ \exp \left( \frac{-(UA)_p}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (2-41)$$

Onde  $T_a$  é a temperatura ambiente [°C];  $T_p$  é a temperatura média do fluido em um duto [°C];  $T_{pi}$  é a temperatura de entrada do fluido em um duto [°C];  $T_{po}$  é a temperatura de saída do fluido em um duto [°C];  $\dot{m}$  é o fluxo de massa do fluido [kg/s];  $c_p$  é o calor específico do fluido [kJ/kg °C];  $U_p$  é o coeficiente global de perdas de calor no duto [kJ/h m<sup>2</sup> °C];  $A_p$  é a área da superfície do duto [m<sup>2</sup>].

As perdas por atrito nos dutos são calculadas pela seguinte equação:

$$H_p = \frac{f L v^2}{2D} + \frac{k v^2}{2} \quad (2-42)$$

Onde  $f$  é o fator de atrito do tubo [adimensional];  $L$  é o comprimento do tubo [m];  $v$  é a velocidade do fluido nos dutos [m<sup>2</sup>/s];  $D$  é o diâmetro da tubulação [m];  $k$  é o comprimento equivalente [m].

O fator de atrito é

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{para } Re \leq 2000 \quad (2-43)$$

$$f = 0,032 \quad \text{para } Re > 2000 \quad (2-44)$$

Onde  $Re$  é o número de Reynolds que pode ser determinado por:

$$Re = \frac{v D}{\nu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{4 Q}{\pi D \nu} \quad (2-45)$$

Onde  $D$  é o diâmetro da tubulação analisada [m];  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido [m<sup>2</sup>/s];  $Q$  é a vazão no duto considerado [m<sup>3</sup>/s].

As perdas de cargas devido às singularidades são:

a) Saída do tanque para o tubo que vai para o coletor

$$k=0,5 \quad (2-46)$$

b) Desenvolvimento do escoamento nos tubos de conexão e nos tubos ascensores do coletor

$$f = \left[ 1 + \frac{0,038}{\left( \frac{L}{D \cdot Re} \right)^{0,964}} \right] \quad (2-47)$$

c) Perdas devido a curvas nos dutos

c.1- Curva de ângulo reto

Comprimento equivalente do duto multiplicado por 30 para  $Re \leq 2000$

Ou  $k = 1,0$  para  $Re > 2000$  (2-48)

c.2- Curva de  $45^\circ$

Comprimento equivalente do duto multiplicado por 20 para  $Re \leq 2000$

Ou  $k = 0,6$  para  $Re > 2000$  (2-49)

d) Mudança brusca de área de seção transversal na junção entre dutos de conexão e o cabeçote da placa coletora e na junção entre os tubos acensores e o cabeçote

- Expansão brusca

$$k = 0,667 \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^4 - 2,667 \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 + 2,0 \quad (2-50)$$

- Contração brusca:

$$k = -0,3259 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^4 - 0,1784 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 + 0,5 \quad (2-51)$$

Onde  $D_1$  é o diâmetro de entrada;  $D_2$  é o diâmetro de saída.

e) Perda de pressão nos coletores – média da variação da pressão ao longo de cada tubo ascensor

$$S_1 = \sum_{i=1}^{N_R} \left[ \frac{(N_R - i + 1)}{(N_R)^2} \right] \quad (2-52)$$

$$S_2 = \sum_{i=1}^{N_R} \left[ \frac{(N_R - i + 1)}{(N_R)^2} \right] \quad (2-53)$$

$$A_{11} = A_{12} = \frac{f L_h (v_h)^2}{2 D_h} \quad (2-54)$$

$$A_2 = \frac{\rho (v_h)^2}{2} \quad (2-55)$$

$$P_h = \frac{[-S_1 A_{11} + 2(S_2 A_2) + S_1 A_{12}]}{2} \quad (2-56)$$

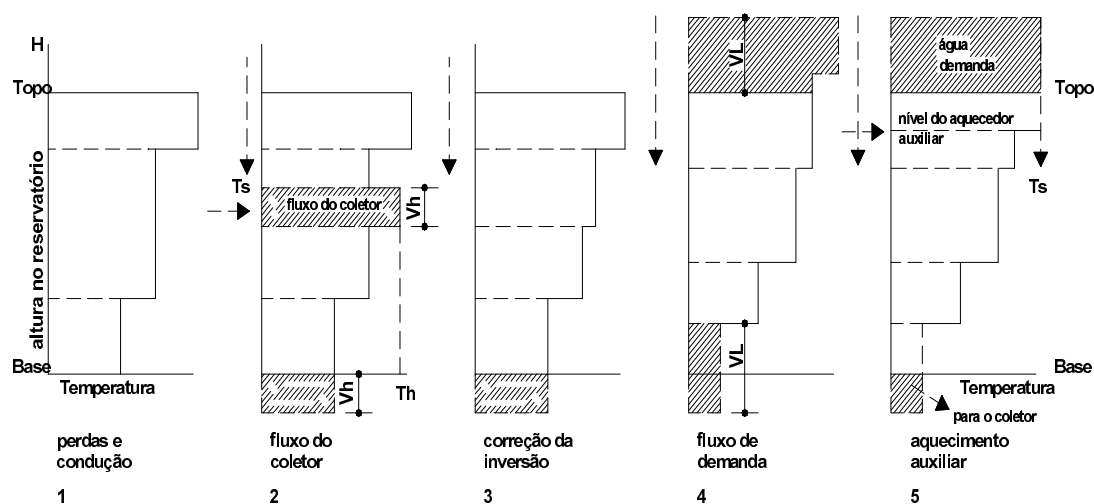
Onde  $P_h$  é a perda de pressão nos coletores;  $N_R$  é o número de tubos ascensores paralelos;  $v_h$  é a velocidade do fluido que entra no cabeçote de entrada [ $m^2/s$ ];  $L_h$  é o comprimento do cabeçote [m];  $D_h$  é o diâmetro dos cabeçotes dos coletores [m];  $\rho$  é a massa específica da água [ $kg/m^3$ ].

f) Perda de pressão na entrada do fluxo de água aquecida no reservatório térmico

$$k = 1 \quad (2-57)$$

#### 2.8.4. Reservatório térmico

A seqüência de solução para o tanque de armazenamento é ilustrada na Figura 2.13. Neste exemplo, o tanque é inicialmente representado por três segmentos de fluido. O primeiro estágio da análise é para computar a mudança de temperatura de cada segmento do tanque devido à perda de calor para a vizinhança do tanque e a condução de calor entre os segmentos. O ganho de energia é calculado considerando uma temperatura constante do *plug* de fluido de volume  $V_H = \dot{m} \Delta t / \rho$  que entra no tanque durante o incremento de tempo  $\Delta t$ .



**Figura 2.13** - Seqüência da solução algébrica para o tanque no modelo de Morrison; Braun (1985).



O *plug* de fluido de  $V_H$  e temperatura  $T_H$  é inicialmente inserido no tanque na posição imediatamente abaixo da posição física de entrada da tubulação de retorno das placas coletoras. Segmentos que se encontram abaixo deste *plug* movem-se para baixo do tanque em uma quantidade de água igual ao que circulou nos coletores durante o incremento de tempo (passo 2 da Figura 2.13).

Se uma inversão de temperatura é produzida por este processo, o novo segmento de fluido é misturado com os segmentos abaixo e acima dele, até que a inversão térmica tenha sido removida (passo 3 da Figura 2.13).

O fluxo de água demandada para uso é considerado como um novo segmento de volume  $V_L = \dot{m}_L \Delta t / \rho$ , à temperatura de  $T_L$  de reposição. Este novo volume é adicionado à base do reservatório. Os segmentos de fluido são movidos para parte superior do tanque em função da adição do novo segmento de fluido. Assim o deslocamento total de líquido no tanque na parte acima do retorno do coletor é igual ao volume demandado  $V_L$ , e na parte abaixo do retorno do coletor o deslocamento total de líquido é igual à diferença entre os volumes do coletor e o da demanda ( $V_H - V_L$ ) (passo 4 da Figura 2.13).

Após os ajustes no fluxo demandado, é considerada a atividade do aquecedor auxiliar. Existindo disponibilidade de energia, os segmentos acima do elemento de aquecimento auxiliar (resistência elétrica) são aquecidos até a temperatura desejada (passo 5 da Figura 2.13). Se necessário, o segmento que contém o elemento de aquecimento auxiliar é dividido em dois, de modo que somente a parte que está acima do aquecedor auxiliar é aquecido.

Segmentos e frações de segmentos no novo perfil de tanque que se encontram fora dos limites do reservatório são enviados para a demanda (topo) e para a placa coletora (base). A temperatura média do fluido entregue à demanda é

$$T_d = \sum_{i=1}^{j-1} \frac{(T_i V_i + a T_j V_j)}{V_L} \quad (2-58)$$

onde  $a$  e  $j$  devem satisfazer:

$$V_L = \sum_{i=1}^{j-1} (V_i) + aV_j \quad (2-59)$$

e

$$0 \leq a < 1 \quad (2-60)$$

Onde  $T_d$  é a temperatura média do fluido entregue a demanda [°C];  $T_i$  é a temperatura do i-ésimo segmento do reservatório [°C]

A temperatura média do fluido que retorna ao coletor é:

$$T_R = \sum_{i=N_T}^{N_T-1} \frac{(T_i V_i + bT_L V_L)}{V_R} \quad (2-61)$$

onde b e l devem satisfazer:

$$V_R = \sum_{i=N_T}^{N_T-1} (V_i) + bV_L \quad (2-62)$$

e

$$0 \leq b < 1 \quad (2-63)$$

Onde  $N_T$  é a número de segmentos fluidos no tanque;  $T_R$  é a temperatura média do fluido que retorna ao coletor [°C].

A vantagem principal deste modelo de tanque é que pequenos segmentos de fluido são introduzidos quando a estratificação está em desenvolvimento, enquanto que zonas de temperatura uniforme como a que se situa acima do aquecedor auxiliar é representada por grandes segmentos de fluido. O tamanho dos segmentos de fluido utilizados para representar a estratificação da temperatura dentro do tanque varia com a taxa de fluxo do coletor. Se a taxa de fluxo do coletor é alta, haverá pouca estratificação na porção de pré-aquecimento do tanque, e o modelo algébrico irá produzir poucos segmentos. Contudo, se a taxa de fluxo do fluido é baixa e o tanque está estratificado, então pequenos segmentos serão gerados. O tamanho dos segmentos diminuirá também com a redução do tempo de passo da simulação. Para evitar a geração de um número excessivo de segmentos, segmentos adjacentes são misturados se possuírem diferença de temperatura inferior a 0,5 °C.

### 2.8.5. Procedimento de solução

O primeiro passo da solução é avaliar a distribuição de temperatura no *loop* do termosifão para a taxa de fluxo de massa do primeiro passo de tempo. A temperatura de entrada no coletor é computada pela temperatura média dos segmentos na base do tanque com um volume igual ao que circulará (Equação 2-58). Após serem computadas as perdas de calor no tubo do reservatório à placa coletora (Equação 2-40), a temperatura de cada um dos nós  $N_c$  na placa coletora é avaliada (Equação 2-36). A temperatura do novo segmento de fluido que retorna ao tanque é computada por meio da temperatura que sai do coletor e da temperatura no duto de ligação entre a placa e o reservatório. Um novo perfil de temperatura no tanque é então avaliada.

O empuxo do termosifão devido às diferenças de densidade ao redor do *loop* é determinado através do perfil de temperatura de todo o sistema. As diferenças entre as perdas por atrito no circuito e o empuxo do termosifão são avaliados para a taxa de fluxo adotado e para um segmento de fluxo, também adotado. Os dois pares de valores são utilizados para estimar um novo fluxo. O processo é repetido até que seja encontrado o fluxo que iguala o empuxo às perdas.

## 2.9. O sistema e o simulador

Existem muitos programas no mercado desenvolvidos para modelar e simular sistemas térmicos. O mais populares são: WATSUN, TRNSYS, TSOL, ESS e MINSUN. Para este estudo foi selecionado o programa TRNSYS por ser considerado o mais apropriado. A grande vantagem deste programa é que ele permite análises detalhadas de todos os componentes que compõem o sistema. Além disso, ele é um simulador amplamente aceito na comunidade científica devido a sua acuidade nas previsões de desempenho de sistemas que utilizam a energia solar.

O TRNSYS (TRANSIENT SYSTEM SIMULATION PROGRAM) é um programa de simulação a regime transiente com estrutura modular. As suas primeiras versões

foram desenvolvidas na década de 70, foram evoluindo e incorporando os avanços das pesquisas tecnológicas e computacionais. Embora a última versão no mercado seja a 15, a versão utilizada neste trabalho é a 14.1.

Um sistema é definido como um conjunto de componentes, partes ou elementos que estão interconectados de alguma maneira para funcionar como um todo segundo Kauffman Jr. (1980) apud Gonçalves (2000). Neste trabalho, um típico sistema de aquecimento de água com energia solar consiste de placa coletora solar, uma unidade de armazenamento, um aquecedor auxiliar, sensores de controle de temperatura, etc. Com isso fica explícita uma característica do sistema, a modularidade. Em função desta característica, é possível simular o desempenho do sistema pela simulação de desempenho coletivo das partes do sistemas que são inter-relacionadas.

O desempenho de uma parte do sistema normalmente depende de característica de parâmetros fixos, do desempenho de outros elementos do sistema e de funções que dependem do tempo de simulação. Em nosso caso, o conhecimento do tempo (isto é, radiação solar, temperatura ambiente, velocidade do vento, umidade relativa, etc.) e a demanda de água quente como uma função do tempo são necessários para determinar o desempenho de um sistema a regime transiente. Tais funções dependentes do tempo podem ser analisadas como resultados de elementos “especializados” do sistema e estes resultados podem ser tratados da mesma maneira que os outros componentes do sistema.

A técnica de simulação modular reduz sensivelmente a complexidade da simulação do sistema porque converte um grande problema em vários problemas menores e cada um pode ser resolvido mais facilmente.

Como muitas partes do sistema são comuns a outros sistemas, estas partes podem ser programadas de forma geral permitindo a sua utilização para diferentes tipos de sistemas. Esta característica faz a simulação modular mais atraente. Com um programa como TRNSYS que tem a capacidade de interconectar os elementos que compõem um sistema em qualquer maneira requerida, resolver equações diferenciais,

e produzir informações, o problema de simulação de um sistema se reduz a um problema de identificar todos os elementos que formam o dado sistema e estabelecer uma descrição matemática geral de cada um.

A biblioteca do TRNSYS ('tran-sis') inclui muito dos elementos encontrados normalmente em sistemas térmicos que utilizam energia solar, como também rotinas para controlar dados meteorológicos de entrada ou outras funções dependentes do tempo e de dados de saída resultantes da simulação. O simulador TRNSYS é formado por uma coleção de sub-rotinas escritas em linguagem FORTRAN que possui dados de entrada e saída, são elas:

- Rotinas do tipo KERNAL: rotinas requeridas para monitorar e controlar a simulação
- Rotinas do tipo TYPE: sub-rotinas dos componentes do sistema de aquecimento que atuam em conjunto para criar a simulação
- Rotinas do tipo UTILITY: sub-rotinas de utilidades que executam várias funções para sub-rotinas dos elementos que compõem o sistema de aquecimento
- Rotinas do tipo OPTION: sub-rotinas opcionais que realizam funções para rotinas requeridas de monitoramento e controle da simulação

O TRNSYS possui uma linguagem de descrição dos sistemas de aquecimento, no qual o usuário especifica as partes que constituem o seu próprio sistema de aquecimento e a maneira pela qual eles estão conectados. A modularidade do programa permite ao usuário ter quantas bombas, chillers, torres de arrefecimento e painéis solares forem necessários, em qualquer configuração desejada. Como as sub-rotinas dos componentes do sistema são escritas em FORTRAN, um usuário pode gerar facilmente uma sub-rotina para o TRNSYS quando desejar modelar qualquer tecnologia nova criada. O programa simulador TRNSYS tem um vasto campo de aplicação, são eles: sistemas de aquecimento com energia solar; sistemas modernos

de energia renovável, incluindo fotovoltaico e eólico; os mais gerais sistemas de ventilação e refrigeração de ambiente; sistemas de conforto térmico para edificações.

## **2.10. Análise de ciclo de vida econômico**

A alternativa tecnológica que produz a maior eficiência não é necessariamente a que traz a maior economia financeira (BORGES, 2000). Por isso um dimensionamento adequado leva em consideração fatores técnicos e econômicos.

Os sistemas de aquecimento com energia solar são caracterizados pelo alto custo inicial e baixo custo operacional. A maioria dos processos que utilizam energia solar requer uma fonte auxiliar de energia. Em essência, o equipamento de energia solar é comprado hoje para reduzir a conta de combustível ou eletricidade de amanhã.

Portanto, o problema da escolha do melhor sistema a ser instalado consiste na determinação do tamanho e características do sistema de aquecimento com energia solar para uma dada curva demandada que possui o menor custo da combinação da energia solar com a auxiliar.

Muitos critérios econômicos foram propostos e usados para avaliar e otimizar os sistemas que utilizam energia solar, mesmo assim não há um acordo universal sobre qual deve ser usado (DUFFIE; BECKMAN, 1991, p. 458). Entre os métodos econômicos de mérito podemos citar:

- Mínimo custo de energia
- Custo do ciclo de vida econômico (Life Cycle Cost - LCC)
- Economia do ciclo de vida econômico (Life Cycle Saving - LCS)
- Custo do ciclo de vida econômico anualizado (Annualized Life Cost - ALC)
- Economia do ciclo de vida econômico anualizado (Annualized Life Cycle Saving - ALCS)
- Tempo de retorno do investimento e taxa de retorno do investimento (Payback Time and Return Investment – ROI)

Neste trabalho serão feitas análises de custo do ciclo de vida econômico anualizado, de economia do ciclo de vida econômico anualizado, tempo de retorno do investimento e taxa de retorno do investimento.

Custo do ciclo de vida econômico é a soma de todos os custos associados com o sistema de aquecimento com energia solar ao longo da vida útil em Valor Presente. A idéia de custo do ciclo de vida econômico é trazer para o custo presente os gastos futuros com as devidas taxas de desconto. O custo do ciclo de vida econômico anualizado é a média anual do fluxo de caixa. O fluxo de caixa atual varia com os anos, mas sobre o período de análise econômica pode ser convertido em uma série de pagamentos iguais em Valor Presente que são equivalentes a séries variáveis.

Economia do ciclo de vida econômico é definido como a diferença entre o custo do ciclo de vida econômico de um sistema convencional e o custo do ciclo de vida econômico de um sistema de aquecimento com energia solar e auxiliar. Economia do ciclo de vida econômico anualizado é a mesma idéia aplicada para custo do ciclo de vida econômico anualizado.

Tempo de retorno do investimento é o tempo necessário para o fluxo de caixa anual tornar-se positivo. O tempo de retorno do investimento (ou *pay-back*) também pode ser definido como o prazo de recuperação da capacidade de investimento do empreendedor, após a ocorrência da sua imobilização no empreendimento. A taxa de retorno do investimento mostra o poder de compra que alcança o empreendedor, considerando a sua posição de liquidez quando investe e aquela quando recebe o retorno. A taxa de interesse (ou taxa de atratividade) é um valor escolhido pelo empreendedor para compensar o período de imobilização ou para compensar a inflação da moeda referencial do período, ou uma combinação das duas situações (ROCHA LIMA JUNIOR, 1993).

### 2.10.1. Valor do dinheiro no tempo

A seguir iremos apresentar conceitos da Engenharia Econômica pertinentes ao escopo deste trabalho baseado em Duffie; Beckman (1991) e Borges (2000).

O valor presente de um pagamento simples a ser feito no futuro é calculado por:

$$P = \frac{F}{(1+i)^n} \quad (2-64)$$

Onde P é o valor presente do pagamento simples [R\$]; F é o valor futuro [R\$]; i é a taxa de interesse [decimal]; n é o número de período de capitalização [inteiro].

Com uma taxa de interesse do investidor e da vida útil operacional do equipamento, pode-se calcular o Valor Presente Líquido - VPL. Este valor presente líquido é a soma de valores presentes de todas as receitas e custos (de investimento e operacional) referentes ao uso do equipamento. O valor presente líquido pode ser transformado em uma anuidade fixa a ser paga durante a vida útil.

Para uma seqüência de lançamentos uniformes de valor U ao longo do investimento (em convenção no final do período) pode-se calcular o valor presente de uma série uniforme por:

$$P = U(P/U, i, n) = U \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (2-65)$$

Para calcular uma anuidade fixa equivalente a um lançamento no valor presente, tem-se o inverso:

$$U = P(P/U, i, n) = P \left[ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2-66)$$

É possível definir aumentos programados nas despesas ao longo da vida útil do equipamento. Temos como exemplo: aumento da tarifa da energia auxiliar ao longo do período de análise e aumento dos gastos com manutenção. Pode-se introduzir este dado na análise econômica, através do cálculo do valor presente destes lançamentos.



Para uma série de pagamentos que sofre uma inflação constante ao longo dos anos, calcula-se o valor presente desta série por meio de (DUFFIE; BECKMAN, 1991):

$$P = G_1 (P/G_1, i, g, n) \quad (2-67)$$

Onde  $G_1$  é o valor do primeiro termo da série geométrica de pagamentos [R\$];  $(P/G_1, i, g, n)$  é o fator de juros, calculados por:

$$(P/G_1, i, g, n) = \begin{cases} \frac{1}{(1-g)} \left[ 1 - \left( \frac{1+g}{1+i} \right)^n \right] & \rightarrow \text{se } i \neq g \\ \frac{n}{(1+g)} & \rightarrow \text{se } i = g \end{cases} \quad (2-68)$$

Onde  $i$  é a taxa de interesse [decimal];  $g$  é a taxa de crescimento geométrico [decimal];  $n$  é o número de período de capitalização [inteiro].

Com isto, encerra-se aqui o levantamento dos fundamentos teóricos e a revisão bibliográfica do sistemas de aquecimento de água com energia solar, enfatizando o sistema com circulação natural (termossifão). Também discorreu-se sobre o modelamento de tal tecnologia e aspectos econômicos. Esses conhecimentos foram necessários para construção da ferramenta de auxílio aos projetistas de sistemas de aquecimento com energia solar. No capítulo seguinte será abordada a caracterização do caso base para a cidade de São Paulo. A partir deste caso far-se-á seu modelamento para simulação e o desenvolvimento do programa otimização.

## CAPÍTULO 3 - IMPLEMENTAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO NOS ESTUDOS DE CASOS

### **3.1. Estudo de caso: aquecimento solar de água residencial unifamiliar**

#### *3.1.1. Definições do caso de estudo*

O caso em estudo será dimensionado para atender a demanda de aquecimento de água para banho de uma residência unifamiliar, sujeita ao clima da cidade de São Paulo - SP.

Pressupõe-se que a casa em que será instalado o sistema de aquecimento solar de água tenha todas as condições técnicas necessária para o funcionamento deste sistema (tubulações para fornecimento de água quente, misturadores, posição adequada do reservatório de água fria, instalação elétrica necessária para a fonte auxiliar, etc.).

As solicitações de consumo de água quente são impostas pelos usuários deste sistema. Tais solicitações são comumente representadas pelo perfil de consumo de água quente que apresenta a distribuição das vazões de água quente através das horas do dia por representação gráfica ou tubular. As vazões que ocorrem no sistema predial de água quente são influenciadas por diversos fatores como: atividades e comportamentos dos usuários, cultura, clima, características do edifício e características do conjunto de aparelho sanitário.

"O conhecimento das solicitações impostas pelo usuário constitui-se numa das premissas básicas para implementação adequada de um sistema predial de água quente" (ILHA, 1991, p. 2). O volume a ser armazenado está associado ao comportamento dos picos de demanda. Por isso, o conhecimento do perfil de consumo é de fundamental importância no dimensionamento dos equipamentos do sistema de água quente. Muitos pesquisadores preocuparam-se com o

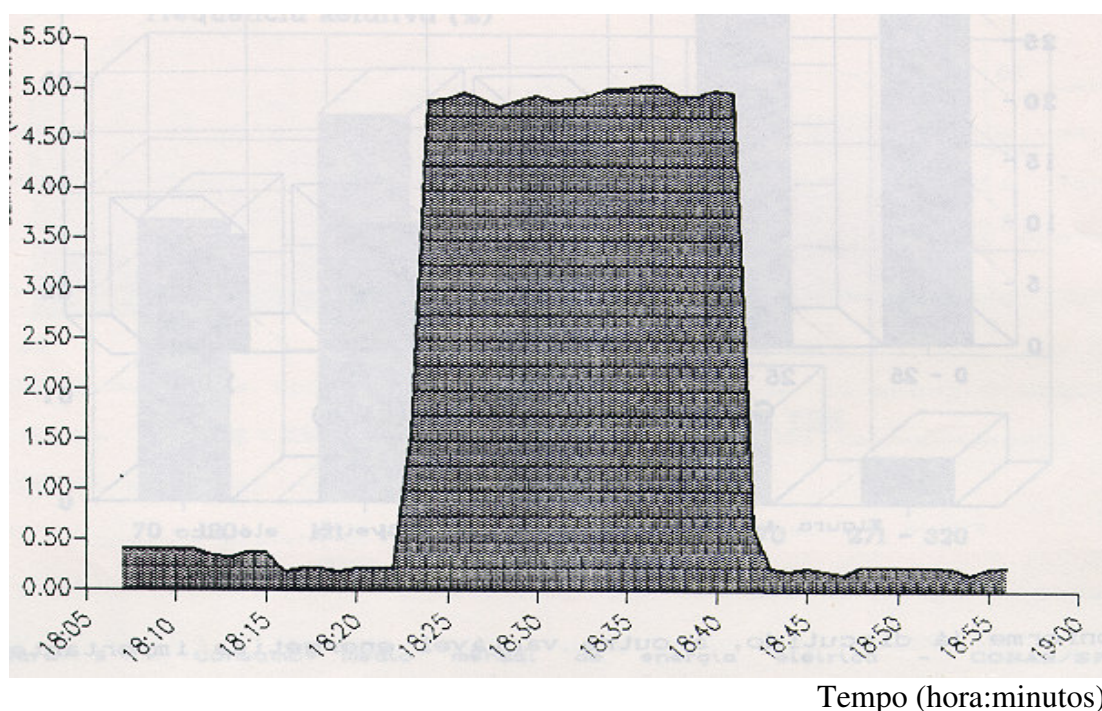
estabelecimento de padrões de consumo para os sistemas de água quente, na tentativa de obter-se perfis máximos prováveis de consumo.

Ilha (1991) apresenta uma coleção de perfis de consumo bastante diversos, obtidos de várias unidades residenciais para diversos dias da semana. Ilha (1991) considerou o aquecimento de água em vários aparelhos como torneiras, chuveiros e pias. A variabilidade de valores da vazão e duração do uso da pia de cozinha e do tanque de lavar roupas foi atribuída à existência de usos com diferentes finalidades. No trabalho ficou evidente dois picos de consumo de água quente nos banheiros: um pela manhã, entre 6:00 e 8:00 horas, e outro à tarde, mais significativo, entre 18:00 e 21:00 horas. Concluindo, a autora mostra a impossibilidade de uma definição precisa de um perfil padrão. Ilha, ainda, chegou a um valor da duração média do uso do chuveiro de 7 minutos e 45 segundos.

Em seus estudos, Prado (1991) chegou a uma duração média de cada banho com a utilização de chuveiro elétrico de 7 minutos sendo que cada morador toma, em média, um banho por dia. Cada residência tinha em média 4,5 pessoas.

Devido à dificuldade de estabelecimento de um perfil de consumo de água quente como mostrado nas referências supracitadas, iremos fazer algumas considerações. O sistema a ser dimensionado deverá atender somente ao chuveiro. Essa consideração será feita por ser o banho, utilizando chuveiro elétrico, um dos principais responsáveis pelo pico da demanda de energia elétrica. Em habitações populares, conforme Prado; Gonçalves (1992), 32% do total da energia gasta é devido ao chuveiro elétrico. Por isso, adotar-se-á um perfil de consumo de água quente de formato similar ao perfil da curva de carga do chuveiro elétrico apresentado na figura 3.1. Adotaremos o tempo 7,5 minutos para cada banho e também um banho por dia para cada morador.

Demanda (W)



**Figura 3.1** - Influência do chuveiro elétrico na curva de carga. Fonte: Prado (1991)

Para definir a quantidade de usuários da residência deste trabalho baseou-se nos dados apresentados pelo último censo demográfico realizado pelo IBGE. A Tabela 3.1 apresenta a relação do número de moradores por unidade habitacional, média brasileira, média das cinco regiões geográficas, média para a cidade e região metropolitana de São Paulo, segundo o censo demográfico do ano de 2000 realizado pelo IBGE.

Diante dos dados apresentados na Tabela 3.1, consideraremos que a família será composta por quatro pessoas. Suporemos que, na existência de um empregado doméstico, este não toma banho no local de trabalho.

**Tabela 3.1** - Número médio de moradores por unidade habitacional.

Fonte: IBGE - Censo Demográfico Ano 2000

<i>Situação e localização da área</i>	<i>Brasil, Região Geográfica, Unidade da Federação e Região Metropolitana</i>	<i>Média de moradores em domicílios particulares ocupados (Pessoas)</i>
<b>Urbana - cidade ou vila - área urbanizada</b>	<b>Brasil</b>	3,68
	<b>Norte</b>	4,39
	<b>Nordeste</b>	4,03
	<b>Sudeste</b>	3,53
	<b>Sul</b>	3,41
	<b>Centro-Oeste</b>	3,64
	<b>São Paulo (*)</b>	3,53
	<b>São Paulo (**)</b>	3,54
<b>Urbana - cidade ou vila - área não urbanizada</b>	<b>Brasil</b>	3,81
	<b>Norte</b>	4,10
	<b>Nordeste</b>	4,20
	<b>Sudeste</b>	3,79
	<b>Sul</b>	3,57
	<b>Centro-Oeste</b>	3,82
	<b>São Paulo (*)</b>	3,80
	<b>São Paulo (**)</b>	3,86
<b>Urbana - área urbana isolada</b>	<b>Brasil</b>	3,79
	<b>Norte</b>	4,52
	<b>Nordeste</b>	3,98
	<b>Sudeste</b>	3,79
	<b>Sul</b>	3,62
	<b>Centro-Oeste</b>	3,73
	<b>São Paulo (*)</b>	3,79
	<b>São Paulo (**)</b>	3,83

(\*) Região da cidade de São Paulo ; (\*\*) Região metropolitana de São Paulo.

Inicialmente iremos fazer um dimensionamento tradicional conforme os fabricantes do setor de sistemas de aquecimento solar de água e as normas técnicas brasileiras pertinentes. Após esse dimensionamento preliminar, os dados adotados para o sistema formarão o caso base para o início da otimização.

O consumo diário de água quente é estimado, tendo em vista o tipo de edificação, pela seguinte fórmula:

$$C_D = C_{AQ} \times P_{ed.} \quad (3-1)$$

Onde  $C_D$  é o consumo diário de água quente total [l/dia];  $C_{AQ}$  é o consumo diário de água quente "per capita" [l/dia];  $P_{ed.}$  é a população da edificação.

Segundo NBR-7198 (ABNT, 1993), o consumo médio de água quente para uma residência é 45 litros por pessoa por dia.

O volume de água quente a ser reservado é feito a partir da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, ou seja, o calor recebido é numericamente igual ao calor cedido. Considerando-se regime permanente e que nenhum trabalho de máquina é realizado, podemos expressar a mistura através da seguinte equação (ILHA; GONÇALVES; KAVASSAKI, 1996):

$$V_{AQ} t_{AQ} + V_{AF} t_{AF} = V_{MIST} t_{MIST} \quad (3-2)$$

Onde  $V_{AQ}$  é o volume da água quente;  $t_{AQ}$  é a temperatura de água quente no aquecedor;  $V_{AF}$  é o volume da água fria;  $t_{AF}$  é a temperatura de água fria no inverno;  $V_{MIST}$  é o volume de água misturada ( $V_{MIST} = V_{AQ} + V_{AF}$ );  $t_{MIST}$  é a temperatura da água misturada.

Ilha; Gonçalves; Kavassaki (1996) ressaltam que, para fornecer um nível de satisfação para um determinado desempenho, a vazão de água quente apresenta-se variável em função da sua temperatura. Para obtenção de uma desejada temperatura, a vazão de água quente deve ser:

$$q_{AQ} = \left[ \frac{(t_{MIST} - t_{AF})}{(t_{AQ} - t_{AF})} \right] q_{MIST} \quad (3-3)$$

Onde  $q_{AQ}$  é a vazão de água quente;  $q_{MIST}$  é a vazão da mistura ( $q_{MIST} = q_{AQ} + q_{AF}$ ).

Consideraremos que a temperatura da água fria é igual à temperatura ambiente externa. Para um dimensionamento preliminar iremos supor a situação mais desfavorável que corresponde à temperatura ambiente média do inverno. Neste caso, iremos adotar 15°C que representa a temperatura média de inverno para a cidade de São Paulo segundo MINISTÉRIO DA AGRICUTURA E REFORMA AGRÁRIA – MARA (1992). Adotaremos a temperatura de água misturada no chuveiro igual a 40°C.

A NBR-7198 (ABNT, 1993) adota a vazão máxima de 0,12 l/s para água quente no misturador do chuveiro, enquanto a NBR-5626 (ABNT, 1998) adota 0,20 l/s a vazão média de água fria. Ilha (1991) em suas medições de campo encontrou uma vazão água misturada na ordem de 0,106 l/s com desvio padrão de 0,02 l/s. Neste trabalho optou-se por admitir o valor da vazão de mistura medida em campo por Ilha (1991).

As capacidades dos reservatórios disponíveis no mercado brasileiro são normalmente de 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400 litros. Por isso otimizaremos quatro casos, um reservatório de 100, outro de 150, um terceiro de 200 e finalmente um de 250 litros. Como foi mostrada pela Equação 3-2 a temperatura de armazenamento no tanque de água quente depende do volume de água quente reservado. Pretende-se com estes quatro casos observar o efeito da temperatura de armazenamento sobre a função do custo do ciclo de vida. Ou seja, verificar de acordo com o custo se é mais econômico armazenar água a baixa ou a alta temperatura, além de observar se, no caso otimizado, a inclinação da placa coletora varia em função da temperatura da água quente armazenada.

Como temos volumes definidos iremos determinar qual é a temperatura de armazenamento da água em função da Equação 3-2. Os resultados são apresentados na tabela a seguir:

**Tabela 3.2** - Temperatura de armazenamento de água quente segundo a equação de mistura.

<b>Volume do reservatório de água quente [l]</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>250</b>
Vazão da água mistura [l/s]	0,106	0,106	0,106	0,106
Tempo de banho [minutos]	7,5	7,5	7,5	7,5
Total de banhos por dia	4	4	4	4
Volume total de água misturada [l]	190,8	190,8	190,8	190,8
Volume total de água fria [l]	90,8	40,8	-9,2	-59,2
Temperatura da água misturada [°C]	40,0	40,0	40,0	40,0
Temperatura da água fria [°C]	15,0	15,0	15,0	15,0
<b>Temperatura de armazenamento de água quente [°C]</b>	<b>62,7</b>	<b>46,8</b>	<b>38,9</b>	<b>34,1</b>

A Tabela 3.2 revela que as temperaturas de armazenamento nos reservatórios de 200 e 250 litros são menores que a temperatura desejada para água misturada no banho, ou seja, menor que 40°C. Desta forma o reservatório não funcionaria como um acumulador de água quente, mas sim um absorvedor de energia.

Desta forma para definir a temperatura de armazenamento utilizaremos modelo de previsão do comportamento de aquecedores de acumulação de água quente apresentado por Petrucci (1998). A descrição analítica do funcionamento do

aquecedor é feita segundo o modelo de “mistura total”. Em um modelo de “mistura total”, julga-se que a água ao entrar no reservatório se mistura com a água quente resultando em um conteúdo com temperatura e densidades uniformes, equivalentes à obtida na mistura. A temperatura média pode ser determinada tendo por base o equilíbrio térmico do tanque:

$$F_{EAF} + F_{ECF} - F_{EAQ} - F_{EPD} = F_{EPT} \quad (3-4)$$

Onde  $F_{EAF}$  é o fluxo de energia afluyente do reservatório com a água fria

$$= \frac{m_{af} c_p T_{af}}{\Delta t}; F_{ECF} \text{ é o fluxo de energia da resistência elétrica auxiliar } = P_u; F_{EAQ} \text{ é o}$$

$$\text{fluxo de energia da água quente efluente do reservatório } = \frac{m_{aq} c_p T_{aq}}{\Delta t}; F_{EPD} \text{ é o}$$

fluxo de energia com as perdas térmicas  $= U_t (T(t) - T_a)$ ;  $F_{EPT}$  é a variação de

$$\text{energia com o tempo } = \frac{m_{tq} c_p T(t)}{\Delta t}.$$

Substituindo os termos definidos acima na Equação 3-4 e integrando  $t$  no intervalo de  $0 \rightarrow \Delta t$ , obtém-se:

$$T_{mf} = T_{af} + (T_{mi} - T_{af}) \cdot e^{\left[ \frac{-\Delta t (\rho q_{AQ} c_p + U_t)}{\rho V_t c_p} \right]} + \left\{ 1 - e^{\left[ \frac{-\Delta t (\rho q_{AQ} c_p + U_t)}{\rho V_t c_p} \right]} \right\} \frac{P_u}{\rho q_{AQ} c_p + U_t} \quad (3-5)$$

Onde  $T_{mf}$  é a temperatura final do tanque;  $T_{af}$  é a temperatura da água fria afluyente no reservatório térmico;  $T_{mi}$  é a temperatura inicial do tanque;  $\rho$  é a massa específica da água;  $q_{AQ}$  é a vazão da água quente;  $c_p$  é o calor específico da água;  $U_t$  é o coeficiente global de perdas térmicas do reservatório;  $V_t$  é o volume do reservatório térmico;  $e$  é a base dos logaritmos neperianos.

- a temperatura da água fria é a mesma do ar;
- a massa específica ( $\rho$ ) e o calor específico da água são constantes na faixa de temperatura de operação do reservatório de acumulação de água quente;



- as parcelas de energia cinética e potencial são desprezíveis em comparação com a energia térmica em questão.

Normalmente os reservatórios de 100 á 250 litros são munidos de uma resistência de 1500 W á 2500 W, dependendo do fabricante. Neste trabalho, vamos supor que todos os reservatórios possuam uma resistência elétrica de 2500 W.

Resumindo, consideramos que:

- a duração de cada banho é de 7,5 minutos;
- a vazão de água misturada no chuveiro é de 0,106 l/s;
- a temperatura de água do reservatório deve ser no mínimo 38 °C antes do quarto banho;
- a temperatura da água fria é de 15°C;
- o calor específico da água é igual á 1kcal/kg °C;
- a massa específica da água é 1000 kg/m<sup>3</sup>;
- o coeficiente de perdas de calor do reservatório térmico seja 11,736 kJ/ h °C;
- a potencia útil da resistência elétrica seja igual a 2500W.

A partir destes dados acima podemos calcular qual é a temperatura de armazenamento da água necessária para cada um dos casos. A Tabela 3.3 apresenta os resultados obtidos.

**Tabela 3.3** - Variação da temperatura de armazenamento de água quente de acordo com o método de Petrucci (1998).

	Reserv. =100 l		Reserv. =150 l		Reserv. =200 l		Reserv. =250 l	
<b>Instante</b>	Massa de água quente utilizada no banho anterior (kg)	Temp. da água no reserv. (°C)	Massa de água quente utilizada no banho anterior (kg)	Temp. da água no reserv. (°C)	Massa de água quente utilizada no banho anterior (kg)	Temp. da água no reserv. (°C)	Massa de água quente utilizada no banho anterior (kg)	Temp. da água no reserv. (°C)
<b>Antes do banho 1</b>	0,0	61,7	0,0	54,4	0,0	50,6	0,0	48,2
<b>Antes do banho 2</b>	25,5	53,5	30,3	48,8	33,5	46,3	35,9	44,8
<b>Antes do banho 3</b>	30,9	45,6	35,3	43,3	38,0	42,1	40,1	41,3
<b>Antes do banho 4</b>	39,0	38,0	42,1	38,0	43,9	38,0	45,3	38,0
<b>Antes do banho 5</b>	52,0	30,7	51,9	32,8	51,9	33,9	51,9	34,6

Segundo o fabricante CUMULUS cada coletor solar produz em média 50 litros/dia/m<sup>2</sup>. Logo, o Primeiro caso necessitará de 2 m<sup>2</sup> de placa coletora, o Segundo caso necessitará de 3 m<sup>2</sup> de placa coletora, o Terceiro necessitará 4 m<sup>2</sup> de placa coletora e o Quarto necessitará 5 m<sup>2</sup> de placa coletora para aquecer os respectivos volumes reservados. A Tabela 3.4 apresenta as especificações do sistema.

**Tabela 3.4 - Especificações dos casos em estudo.**

<b>Descrição</b>	<b>Valor /Tipo 1º Caso</b>	<b>Valor /Tipo 2º Caso</b>	<b>Valor /Tipo 3º Caso</b>	<b>Valor /Tipo 4º Caso</b>
Área total de coletor [m <sup>2</sup> ]	2,0	3,0	4,0	5,0
Capacidade do tanque de armazenamento[l]	100	150	200	250
Temperatura de armazenamento [°C]	61,7	54,4	50,8	48,2
Material da tubulação	Cobre			
Tipo de vidro	Vidro plano comum de 3 mm de espessura			
Isolamento do coletor	Fibra de vidro de 30 mm nos lados e de 50 mm no fundo			
Superfície absorvedora	Revestimento com tinta preta não-seletiva			
Aquecimento auxiliar	Resistência elétrica de 2500 W			

Em simulações prévias foi verificado que o simulador TRNSYS habilita a resistência elétrica do reservatório de água quente durante as 24 horas do dia. Com isso verificou-se que a resistência elétrica aquecia água para períodos desnecessários de acordo com o perfil adotado. Por isso faremos uma variante de otimização que consiste em assumir que os sistemas são dotados de “timer” para o acionamento da resistência elétrica previamente ao horário de consumo, com o objetivo de que a mesma não seja ligada em períodos do dia que não haja consumo. Com esta manobra estaremos melhorando o rendimento na placa coletora e evitando perda de energia no reservatório pela troca de calor com o ambiente.

Supondo que em um determinado dia a insolação solar seja irrisória, é necessário saber o tempo gasto que a resistência elétrica demanda para elevar temperatura da água de armazenamento ao ponto desejado. Reorganizando a Equação 3-5 temos que:

$$\Delta t = -\frac{\rho V_T c}{\rho q_{AQ} c + U_t} \left\{ \ln \left[ \frac{(\rho q_{AQ} c + U_t) \cdot (T_{mf} - T_{af}) - P_u}{(\rho q_{AQ} c + U_t) \cdot (T_{mi} - T_{af}) - P_u} \right] \right\} \quad (3-6)$$

Como simulador TRNSYS não possuía nenhum dispositivo que levasse em consideração o “timer” da resistência elétrica, foi inserido um algoritmo que calculasse, em função da temperatura desejada de armazenamento, o tempo necessário para a resistência estar habilitada. Isto quer dizer, por exemplo, que para um dia sem insolação necessitar-se-á aproximadamente de 2 horas e 15 minutos para elevar a temperatura de um reservatório térmico de 100 litros de 15°C para 61,7°C considerando uma resistência com potência de 2500 W. De acordo com o perfil de consumo de água quente adotado, água no reservatório deverá estar disponível às 18 horas com a temperatura à 61,7°C. Portanto a resistência poderá ser habilitada a partir das 15 horas e 45 minutos até às 19 horas. Desta forma, mesmo que o termostato do reservatório indique que a temperatura no mesmo esteja abaixo dos 61,7°C, durante o período das 0 horas às 15 e 45 minutos e das 19 horas às 24 horas a resistência elétrica não será ligada.

No item 3.5 deste capítulo serão apresentadas as otimizações para os casos bases incluindo ou não o “timer” para resistência elétrica auxiliar do sistema de aquecimento de água com utilização de energia solar através de circulação natural.

### 3.1.2. Descrição das características técnicas

Buscaram-se dados técnicos que representassem um equipamento mediano comercializado no país. Porém, não se encontrou tal dado. As características de desempenho da placa coletora utilizada foram as obtidas através de comunicação pessoal com um fabricante, a SOLETROL (2001). Escolheu-se uma placa constituída de cobertura única de vidro, superfície absorvedora em contato por encaixe com os tubos de ascensão, revestimento com tinta preta não-seletiva. Estas características são similares à grande parte das placas coletoras disponíveis no mercado brasileiro.

Um dos importantes parâmetros que afetam a performance de um sistema que utiliza energia solar é o ângulo de inclinação da placa coletora com a horizontal ( $\beta$ ). Duffie; Beckman (1991) simularam a radiação diária mensal para latitude de  $45^\circ$  Norte com o coletor voltado para o equador (ângulo azimutal  $\gamma = 0^\circ$ ), considerando a reflectância da superfície igual a 0,2 e índice de claridade médio  $K_T = 0,5$  constante durante o ano. Os resultados permitiram concluir que a maior energia total anual foi obtida para  $\beta = \phi$ , ou seja, quando a inclinação da placa coincide com a latitude tornando os raios solares perpendiculares à superfície coletora; a maior energia total anual varia menos que 5% quando o ângulo  $\beta$  varia  $\pm 20\%$  da latitude; a energia total no inverno é máxima quando o ângulo  $\beta = \phi + 15^\circ$ .

Yakup; Malik (2001) estudaram o ótimo ângulo de inclinação da placa coletora para a cidade de Brunei Darussalan (latitude  $4,9^\circ$  N e longitude  $115^\circ$  E) com base na máxima radiação solar total atingida na superfície inclinada de um dado período de tempo. Estudaram a melhor inclinação diária, mensal, sazonal e anual. Chegaram a conclusão de que a ótima inclinação anual para Brunei Darussalan seria  $3,3^\circ$ , ou seja,  $\beta \cong \phi$ .

Porém, nos catálogos dos fabricantes brasileiros de sistemas de aquecimento de água com energia solar recomenda-se que a inclinação da placa coletora seja igual à latitude do local mais  $15^\circ$ C. Essa recomendação existe para maximizar a incidência de radiação solar no período de inverno. Em virtude desta recomendação, também iremos adotar inicialmente que a inclinação da placa coletora seja igual à latitude da cidade de São Paulo mais  $15^\circ$ C, portanto  $\beta = 38,56^\circ$  para os quatro casos bases. Com a posterior otimização de cada caso, iremos verificar qual das recomendações é mais econômica do ponto de vista da função do custo do ciclo de vida do sistema de aquecimento de água com energia solar.

A seguir apresentamos a Tabela 3.5. que apresenta os parâmetros de projeto utilizados para o 1º Caso Base ( $T_{set} = 61,7^\circ$ C). Para o 2º Caso Base, 3º Caso Base e 4º Caso Base os parâmetros de projeto são análogos, com exceção:

- da temperatura ajustada no termostato, que são  $T_{\text{set}} = 54,4^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{set}} = 50,6^{\circ}\text{C}$  e  $T_{\text{set}} = 48,2^{\circ}\text{C}$  respectivamente;
- da área útil da placa coletora plana, que são  $A_c = 3\text{m}^2$ ,  $A_c = 4\text{m}^2$  e  $A_c = 5\text{m}^2$  respectivamente;
- do volume, que são  $V_t = 150\text{ l}$ ,  $V_t = 200\text{ l}$  e  $V_t = 250\text{ l}$  respectivamente.

**Tabela 3.5** - Parâmetros de projeto – 1<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{\text{set}} = 61,7^{\circ}\text{C}$ ).

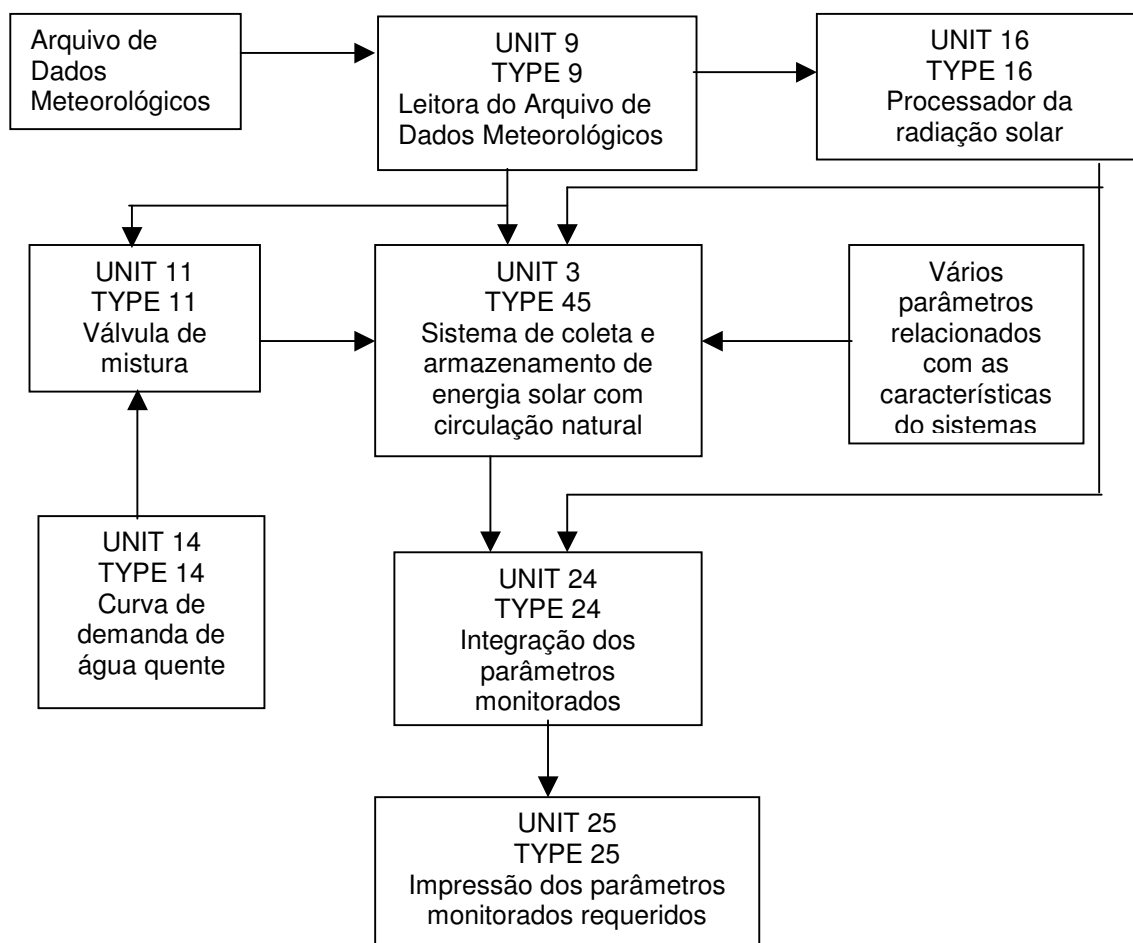
Parâmetro	Descrição	Valor
$A_c$	Área útil da placa coletora plana [ $\text{m}^2$ ]	2,00
$F_r(\tau\alpha)_n$	Interseção da curva de eficiência da placa coletora vs. $(T_{ci} - T_a)/I$	0,6731
$F_R U_L$	Coefficiente angular da curva de eficiência da placa coletora vs. $(T_{ci} - T_a)/I$	7,1609
$G_{\text{test}}$	Fluxo de massa por unidade de área de placa coletora para as condições de teste [ $\text{kg}/\text{h m}^2$ ]	50
$b_o$	Constante óptica de modificação do ângulo de incidência	-0,1
$\beta$	Inclinação da superfície da placa coletora em relação a horizontal [ $^{\circ}$ ]	38,56
$\rho_g$	Refletividade do solo [adimensional]	0,20
$\gamma$	Ângulo azimutal da superfície [ $^{\circ}$ ]	180
LU	Para $LU < 0$ diminuição de pressão no coletor calculada internamente	-2
$L_c$	Comprimento dos tubos ascensores [m]	1,71
$L_h$	Comprimento dos cabeçotes [m]	$A_c / L_c$
$N_R$	Numero de ascensores (espaçado a cada 12,5 cm)	$L_h/0,125$
$D_h$	Diâmetro dos cabeçotes da placa coletora [m]	0,019
$D_R$	Diâmetro dos tubos ascensores [m]	0,013
$h_c$	Distância vertical entre a entrada e saída do coletor [m]	$L_c \sin(\beta)$
$h_o$	Distância vertical entre a saída do reservatório térmico e a entrada no coletor [m]	$h_c + 0,40$
$D_i$	Diâmetro da tubulação de entrada no coletor [m]	0,019
$D_o$	Diâmetro da tubulação de saída do coletor [m]	0,019
$L_i$	Comprimento da tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora [m]	6,20
$L_o$	Comprimento da tubulação que sai na placa coletora e entra no reservatório [m]	4,40
$NB_1$	Número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que entra na placa coletora	3
$NB_2$	Número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que sai na placa coletora	2
$U_i$	Coefficiente global de perdas de calor na tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora, contando com o isolante térmico [ $\text{kJ}/\text{h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ]	1,80
$U_o$	Coefficiente global de perdas de calor na tubulação que sai	1,80

	da placa coletora e entra no reservatório, contando com o isolante térmico [kJ/ h m <sup>2</sup> °C]	
Modelo de tanque	1. Posição da entrada fixa 2. Posição da entrada variável	1
V <sub>t</sub>	Volume do reservatório de água quente [m <sup>3</sup> ]	0,100
h <sub>t</sub>	Altura interna do reservatório (se vertical) ou o diâmetro (se na horizontal) [m]	0,53
h <sub>r</sub>	Altura do tubo de entrada de água quente proveniente da placa coletora em relação ao fundo do reservatório [m]	h <sub>t</sub> /2
c <sub>p</sub>	Calor específico do fluido [kJ/kg °C]	4,19
ρ <sub>s</sub>	Massa específica da água nas condições padrão[kg/m <sup>3</sup> ]	1000
k <sub>w</sub>	Condutividade térmica do fluido no tanque de armazenamento (0 para nenhuma condução) ou condutividade térmica efetiva do fluido para as paredes do reservatório [kJ/ h m °C]	2,3
Configuração do tanque	1. Tanque cilíndrico vertical 2. Tanque cilíndrico horizontal	2
U <sub>t</sub>	Coefficiente de perdas de calor do reservatório térmico [kJ/ h °C]	11,736
r <sub>i</sub>	Razão entre a espessura do isolamento no topo e a espessura de isolamento das paredes laterais para tanques na vertical, ou a razão do isolamento entre o topo e a base para tanques cilíndricos horizontais (=1 se o tanque for concêntrico com o invólucro de isolamento)	1
T <sub>i</sub>	Temperatura inicial da porção pré-aquecida do tanque [°C]	35
R <sub>aux</sub>	Resistência elétrica auxiliar [W]	2500
$\dot{Q}_{aux}$	Taxa máxima de energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ/h]	3,6 x R <sub>aux</sub>
h <sub>aux</sub>	Altura da resistência elétrica em relação ao fundo do reservatório [m]	h <sub>r</sub> +0,4x(h <sub>t</sub> -h <sub>r</sub> )
h <sub>th</sub>	Altura do sensor do termostato em relação a base do reservatório térmico [m]	h <sub>aux</sub> +0,5x(h <sub>t</sub> -h <sub>aux</sub> )
ΔT <sub>db</sub>	Temperatura da banda morta do termostato [°C]	2
T <sub>set</sub>	Temperatura ajustada no termostato [°C]	61,7
(U <sub>A</sub> ) <sub>f</sub>	Condutância do calor perdido para o fluido [kJ/h °C]	0

### 3.2. Programa de simulação desenvolvido

O programa TRNSYS consiste de várias sub-rotinas escritas em FORTRAN que modelam partes de sistemas térmicos. Por isso foi necessário a identificação das partes que formam o sistema de aquecimento de água por termossifão. Uma vez identificados os componentes do sistema e a descrição matemática de cada componente disponível, construiu-se um diagrama de fluxo de informação para o

sistema. Através do diagrama fluxo de informação identificaram-se as interferências entre os elementos que compõem o sistema. Cada componente é representado por uma caixa que requer um número de parâmetros constantes, dados de entrada dependentes do tempo de simulação e produz dados de saída dependentes do tempo de simulação. Um dado de saída de um componente pode ser usado como dado de entrada para qualquer outro (ou outros) componente(s). Enfim, o diagrama de fluxo de informação mostra como todo o sistema está interconectado. Um diagrama de fluxo de informação simplificado para o sistema em estudo é mostrado na figura 3.2.



**Figura 3.2** - Diagrama de fluxo de informação dos componentes do sistema de aquecimento da água com energia solar com circulação natural simulado.

O número “TYPE” indica um componente do sistema para uma sub-rotina em FORTRAN a ser executada que modela aquela parte do sistema. Cada componente tem um único número “TYPE”. O número “UNIT” é usado para identificar o

componente do sistema que está sendo modelado no programa de simulação desenvolvido.

Em resumo, para este trabalho foram utilizadas as seguintes sub-rotinas de simulação:

- rotina de leitura do dados meteorológicos;
- rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada;
- rotina de simulação do subsistema de mistura de água quente;
- rotina de leitura da curva de demanda de água quente;
- rotina de simulação do subsistema de coleta e armazenamento de energia solar por termossifão;
- rotina de integração dos parâmetros (ou variáveis) monitoradas;
- rotina de impressão dos parâmetros (ou variáveis) monitoradas.

No Anexo 1 far-se-á uma breve descrição destas rotinas que descrevem as partes constituintes do sistema aquecimento passivo e direto modelado nesta dissertação.

### **3.3. Análise econômica e a função objetivo**

Nossa função objetivo a ser otimizada é uma função do custo de ciclo econômico da instalação. Este custo é expresso por um custo anual, resultante de uma análise econômica de 20 anos. Este período corresponde à vida útil normalmente adotada para sistemas de aquecimento de água com energia solar.

A região Sudeste concentra a maior comercialização de distribuição de energia elétrica do país, representando 57,18% do mercado brasileiro. Segundo dados da ANEEL (2003), a ELETROPAULO no ano de 2000 deteve cerca de 12,25% do mercado de distribuição brasileiro e teve 21,42% na participação do mercado de distribuição da região Sudeste. Por isso este estudo baseou-se nas tarifas de energia elétrica praticadas pela ELETROPAULO por ser uma das maiores distribuidoras de energia elétrica do Brasil. As tarifas cobradas para consumidores residenciais de



baixa tensão são escalonadas de acordo com o consumo mensal. Também existe uma diferenciação da cobrança de ICMS para o Estado de São Paulo em função do consumo. A Tabela 3.6 mostra estes respectivos valores.

**Tabela 3.6** - Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela ELETROPAULO. Fonte: ELETROPAULO (2003).

<b>Classe</b>	<b>Tarifa (R\$/MWh)</b>	<b>Alíquota do ICMS (%)</b>	<b>Custo final ao consumidor (R\$/MWh)</b>
<b>Baixa Renda</b>			
Até 30 kWh	92,43	12	103,52
De 31 a 100 kWh	158,44	12	177,45
De 101 a 200 kWh	237,66	12	266,18
De 201 a 220 kWh	264,07	25	330,09
<b>Residencial de alta renda</b>			
Acima de 220 kWh	271,73	25	339,66

Ao se comparar as tarifas cobradas pela ELETROPAULO com outras concessionárias de energia elétrica do país, observou-se uma diferenciação de valores tarifários. Nas tabelas 3.7 e 3.8 apresentamos os valores praticados por duas grandes concessionárias brasileiras, a Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) e a Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL). A primeira empresa é estatal e no ano de 2000 deteve 21,44% do mercado de distribuição de energia elétrica da região Sudeste e no mercado nacional representou 12,26% de participação (ANEEL, 2003). A segunda empresa citada é o maior grupo privado do setor elétrico brasileiro com capital 100% nacional, atuando nas áreas de geração, distribuição e comercialização de energia. A CPFL, segundo dados da ANEEL (2003), no ano de 2000 deteve cerca de 6,65% do mercado de distribuição brasileiro e teve 11,64% na participação do mercado de distribuição da região Sudeste.

Devido às diferenças de tarifas entre as principais concessionárias do país optou-se por fazer a simulação com três valores que estão expressos na Tabela 3.9. O primeiro valor adotado refere-se a uma tarifa praticada pela ELETROPAULO com a menor alíquota de ICMS. O segundo valor adotado foi referente à classe de consumidores de alta renda que engloba a maior alíquota de ICMS. O terceiro valor adotado simula um aumento do custo da energia elétrica. Tal valor não está longe da realidade visto que o mesmo é praticado atualmente pela CEMIG. O objetivo destas

simulações é observar o impacto do preço da tarifa na otimização do sistema de aquecimento com energia solar.

**Tabela 3.7** - Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela CEMIG. Fonte: CEMIG (2003).

<b>Classe</b>	<b>Tarifa (R\$/MWh)</b>	<b>Alíquota do ICMS (%)</b>	<b>Custo final ao consumidor (R\$/MWh)</b>
<b>Baixa Renda</b>			
Até 30 kWh	080,94	30	115,60
De 31 a 90 kWh	181,37	30	259,10
De 91 a 100 kWh	181,37	30	259,10
De 101 a 180 kWh	272,05	30	388,60
<b>Residencial de alta renda</b>			
Acima de 180 kWh	311,05	30	444,40

**Tabela 3.8** - Custo da energia elétrica para o consumidor final praticado pela CPFL. Fonte: CPFL (2003).

<b>Classe</b>	<b>Tarifa (R\$/MWh)</b>	<b>Alíquota do ICMS (%)</b>	<b>Custo final ao consumidor (R\$/MWh)</b>
<b>Baixa Renda</b>			
Até 30 kWh	102,64	12	114,96
De 31 a 100 kWh	175,96	12	197,08
De 101 a 200 kWh	263,92	12	295,59
De 201 a 220 kWh	293,24	25	366,55
<b>Residencial de alta renda</b>			
Acima de 220 kWh	293,24	25	366,55

**Tabela 3.9** - Custo da energia elétrica para o consumidor adotados para a simulação.

<b>Tarifa</b>	<b>Custo final ao consumidor (R\$/MWh)</b>	<b>Origem</b>
1	266,18	ELETROPAULO
2	339,66	ELETROPAULO
3	444,40	CEMIG

O custo de sistemas de aquecimentos de água com energia solar (placas coletoras, reservatório térmico, conexões, tubulação, etc.) foram levantados no primeiro semestre de 2003. Em geral, todos os revendedores possuem como hábito oferecer a instalação do sistema, portanto não houve a necessidade de introduzir uma parcela na função a ser otimizada referente aos gastos com a instalação.

Devido à grande oscilação do dólar-americano no mercado da Bolsa de Valores de São Paulo no ano de 2003, achou-se inconveniente trabalhar com essa moeda, pois ela não representaria de fato os aumentos praticados pelos fabricantes e pelas concessionárias de energia elétrica. Portanto, todos os cálculos foram feitos baseados na moeda nacional, o Real. A Tabela 3.10 mostra as condições econômicas para o estudo de caso dos sistemas de aquecimento de água com energia solar

**Tabela 3.10** - Condições econômicas para o estudo de caso dos sistemas de aquecimento de água com energia solar.

Tempo de análise econômica	20 anos
Taxa de atratividade para o investidor	12% ao ano
Valor residual do equipamento	zero
Perfil do investidor, para efeitos fiscais	Pessoa física
Custo de placa coletora	R\$ 160,00 / m <sup>2</sup>
Custo do reservatório térmico (V <sub>t</sub> em m <sup>3</sup> )	R\$ 635,50+R\$563,75. V <sub>t</sub>
Custo de acessórios (tubulação, conexões, registros, etc.)	R\$ 885,00
Custo do dispositivo tipo timer	R\$ 120,00
Custo de manutenção anual	1% do custo inicial
Taxa de aumento do custo de manutenção	6% ao ano

A função objetivo para o sistema sem timer e com a **Tarifa 1** (R\$ 266,18/MWh) é:

$$f_{s/\text{timer}} = (885,00 + 635,50 + 563,75 V_t + 160,00 A_c) \times (U/P, 12\%, 20) + (885,00 + 635,50 + 563,75 V_t + 160,00 A_c) \times 1\% \times (P/G_1, 12\%, 6\%, 20) \times (U/P, 12\%, 20) + 7,39 \times 10^{-5} \times Q_{\text{aux}} \quad [\text{R\$}] \quad (3-7)$$

Onde  $A_c$  é área útil da placa coletora plana [m<sup>2</sup>];  $Q_{\text{aux}}$  é a energia total anual gasta com o aquecimento auxiliar [kJ];  $V_t$  é o volume do reservatório de água quente [m<sup>3</sup>]

O primeiro termo da equação se refere ao gastos iniciais, o segundo termo à manutenção e o terceiro termo ao consumo de energia elétrica. Os primeiros e segundos termos são convertidos para uma anuidade uniforme.

O consumo de energia elétrica é calculado através do programa de simulação montado a partir do pacote TRNSYS. Esse consumo depende de vários fatores que são levados em conta durante a simulação.

Calculando os fatores de juros temos simplificadaamente a seguinte função objetivo:

$$f_{s/timer} = \underbrace{(1520,5 + 563,75 V_t + 160 A_c)}_{\text{Investimento inicial}} \times \left( \underbrace{0,1339}_{\text{amortização}} + \underbrace{11,1255 \times 0,1339 \times 0,01}_{\text{manutenção}} \right) + \underbrace{7,39 \times 10^{-5} \times Q_{aux}}_{\text{energia auxiliar}} \quad (3-8)$$

Analogamente a função objetivo para o sistema com timer e com a **Tarifa 1** (R\$ 266,18/MWh) é:

$$f_{c/timer} = (885,00 + 120,00 + 635,50 + 563,75 V_t + 160,00 A_c) \times (U/P, 12\%, 20) + (885,00 + 120,00 + 635,50 + 563,75 V_t + 160,00 A_c) \times 1\% \times (P/G_1, 12\%, 6\%, 20) \times (U/P, 12\%, 20) + 7,39 \times 10^{-5} \times Q_{aux} \quad [R\$] \quad (3-9)$$

*Calculando os fatores de juros temos simplificadaamente a seguinte função objetivo para o sistema com a utilização do dispositivo tipo timer:*

$$f_{c/timer} = \underbrace{(1640,5 + 563,75 V_t + 160 A_c)}_{\text{Investimento inicial}} \times \left( \underbrace{0,1339}_{\text{amortização}} + \underbrace{11,1255 \times 0,1339 \times 0,01}_{\text{manutenção}} \right) + \underbrace{7,39 \times 10^{-5} \times Q_{aux}}_{\text{energia auxiliar}} \quad (3-10)$$

As condições econômicas para o estudo de caso do sistema convencional (chuveiro elétrico de 5500 W) são mostrado na Tabela 3.11.

A função custo para o sistema convencional de aquecimento de água e com a **Tarifa 1** (R\$ 266,18/MWh) é:

$$f_{conv.} = (60,00 + 20,00) \times 1,05 \times (U/P, 12\%, 20) + 7,39 \times 10^{-5} \times Q_{conv.} \quad (3-11)$$

Onde  $Q_{\text{conv.}}$  é a energia total anual gasta com o aquecimento no chuveiro elétrico [kJ].

Calculando os fatores de juros temos a seguinte função objetivo para o sistema convencional para a **Tarifa 1** (R\$ 266,18/MWh):

$$f_{\text{conv.}} = \left( \overbrace{(80,00)}^{\text{Investimento inicial}} + \overbrace{4,00}^{\text{manutenção}} \right) \left( \overbrace{0,1339}^{\text{amortização}} \right) + \overbrace{7,39 \times 10^{-5} \times Q_{\text{conv.}}}^{\text{energia}} \quad (3-12)$$

**Tabela 3.11** - Condições econômicas para o estudo de caso do sistema convencional de aquecimento de água com chuveiro elétrico de 5500 W.

Tempo de análise econômica	20 anos
Taxa de atratividade para o investidor	12% ao ano
Valor residual do equipamento	Zero
Perfil do investidor, para efeitos fiscais	Pessoa física
Custo do chuveiro de 5500W	R\$ 20,00
Custo de acessórios (disjuntor, eletroduto, fio, tomada, conexões, etc.)	R\$ 60,00
Custo de manutenção anual	5% do custo inicial

Para o cálculo da economia do ciclo de vida, selecionamos por calcular as economias anuais de ciclo de vida. Portanto, a economia de ciclo de vida pode ser expressa por:

$$E = f_{\text{conv.}} - f \quad (3-13)$$

Onde E é a economia anual do ciclo de vida [R\$].

Analogamente, teremos as equações similares a 3-7 à 3-12 para as **Tarifas 2 e 3** de energia elétrica.

### 3.4. Programa de otimização

A programação matemática tem por finalidade resolver os problemas de otimização. Os problemas de otimização buscam maximizar ou minimizar uma função numérica

de uma ou mais variáveis (ou funções), onde as variáveis (ou funções) estão sujeitas a determinadas limitações. Conforme Fritzsche (1978), os problemas de otimização muitas vezes são chamados de problemas de programação.

O problema de programação (ou otimização) pode ser genericamente expresso por:

- Maximize ou Minimize a função com  $n$  variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_n$ :

$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3-14)$$

- Sujeita as  $m$  desigualdades ou equações:

$$g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \begin{cases} \geq \\ \leq \end{cases} b_i \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3-15)$$

A relação (3-14) chama-se função objetivo ou função de otimização e as relações (3-15) chamam-se restrições. A solução do problema será um ponto caracterizado pelo vetor  $\vec{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  que satisfazem a função objetivo e as restrições. Este vetor  $\vec{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  também é conhecido como ponto ótimo. O valor de  $m$  pode ser menor, igual ou maior que  $n$ . Se  $m$  fosse zero, teríamos o caso de programação irrestrita.

Os problemas de programação matemática podem ser classificados de acordo com as características da função objetivo e das restrições em (CASTRO, 1999):

- *Programação Linear*: quando a função objetivo e as restrições são funções lineares das variáveis de projeto
- *Programação Não-Linear*: quando a função objetivo ou pelo menos uma das restrições é função não-linear das variáveis de projeto.

Fritzsche (1978) ainda descreve que os problemas de programação linear têm as propriedades a seguir enumeradas:

1. O conjunto da região viável é convexa e tem um número finito de vértices, que são normalmente chamados de pontos extremos.

2. O conjunto dos  $x_1, x_2, \dots, x_n$  que rende um determinado valor  $z_1$  da função objetivo é um hiperplano, e hiperplanos que correspondem a valores diferentes,  $z_k$ , da função objetivo são paralelos.
3. Um máximo (ou mínimo) local é também o máximo (ou mínimo) global, ou absoluto.
4. Se o valor ótimo da função objetivo for limitado, pelos menos um vértice do conjunto convexo das soluções viáveis será ótimo. Além disso, movendo de um vértice a um vértice adjacente, será possível atingir o ponto ótimo. Como existe um número limitado de vértices, o algoritmo será finito.

Na programação não-linear, algumas, ou até mesmo todas essas propriedades que caracterizam um programa linear, podem ser violadas. Por isso, os problemas de programação não-linear são mais difíceis de resolver do que os problemas de programação linear.

É importante destacar que os problemas de programação matemática podem ou não apresentar restrições, por isso os problemas de otimização são classificados em problemas “*com restrições*” ou problemas “*sem restrições*”.

Neste trabalho a função objetivo a ser otimizada será a função do custo anual de ciclo de vida do sistema de aquecimento da água com energia solar, que utiliza a rotina de simulação numérica implementada no programa TRNSYS para o cálculo do custo de energia auxiliar.

A rotina de otimização buscará os valores ótimos de cada componente do vetor  $\vec{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  no espaço  $E_n$  que minimizam a função custo  $f(\vec{x}^*)$ .

Inúmeros são os métodos criados para tratamento de problemas de otimizações. Neste trabalho utilizou-se o Método Complexo de Box (BOX, 1965). Este método é um método de programação linear com restrições.

O Método Complexo de Box baseia-se no Método Simplex acrescentando-se apenas restrições de desigualdades. Por isso, esse método resolve problemas matemáticos do tipo:

- Minimize a função com  $n$  variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_n$ :

$$z = f(x) ; \quad x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3-16)$$

- Sujeita as  $m$  desigualdades:

$$g_j(x) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (3-17)$$

$$x_{\text{MIN}} \leq x \leq x_{\text{MAX}} \quad (3-18)$$

Para implementação do Método Complexo de Box foi utilizado o programa OPTLIB (GABRIELE; RAGSDALL, 1984). O programa OPTLIB é uma biblioteca de programas de otimização que contém a maioria dos métodos modernos de otimização com e sem restrição escritos no formato de sub-rotinas em linguagem FORTRAN.

A seguir apresenta-se o algoritmo desenvolvido por Gabriele; Ragsdell (1984) para o Método Complexo de Box:

1. seleciona-se o ponto de início  $x^{(0)}$  que satisfaça todas as restrições e limites de variáveis;
2. fixa-se  $K \geq n+1$ ;  $ICONT=0$ ;  $ITER=1$ ;
3. selecionam-se  $K-1$  pontos para construir o complexo inicial de acordo com o seguinte formato:

$$x_i^{(K)} = x_{\text{MIN}} + r(x_{\text{MAX}} - x_{\text{MIN}}) \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3-19)$$

Onde  $r$  é um número pseudo-randômico distribuído sobre o intervalo  $[0,1]$ .

Se  $x^{(K)}$  satisfaz as restrições, então  $K=K+1$ .

Se  $x^{(K)}$  não satisfaz as restrições, então  $x^{(K)}$  é movido para a metade do caminho em direção ao centróide dos pontos já selecionados. Prossegue-se até que  $x^{(K)}$  satisfaça as restrições, então se seleciona um novo ponto de acordo com a equação 3-19.

4. avalia-se a função em cada ponto do complexo;
5. determina-se o ponto  $x^{(h)}$  cujo valor da função é o maior do complexo;
6. gera-se o novo ponto  $x^{(T)}$  pela seguinte fórmula:



$$x^{(T)} = (1 + \alpha)x^{(c)} - \alpha x^{(h)} \quad (3-20)$$

Onde  $x^{(c)}$  é o centróide dos pontos restantes

7. se  $x_i^{(T)} \leq x_{\text{MIN}}$  ou  $x_i^{(T)} \geq x_{\text{MAX}}$  para  $i=1, 2, \dots, n$ :

Então: Vá para o passo 8

Senão: Fixa-se  $x_i^{(T)}$  para uma valor de 0,000001 dentro do limite apropriado

8. se  $g_j(x^{(T)}) \geq 0$  para  $j=1, 2, \dots, m$ :

Então: Vá para o passo 9

Senão: Fixa-se  $x^{(T)} = 0,5(x^{(T)} + x^{(c)})$  (3-21)

Vá para o passo 7

9. se  $f(x^{(T)}) \geq f(x)$  para  $j=1, 2, \dots, m$ :

Então: Fixa-se  $x^{(T)} = 0,5(x^{(T)} + x^{(c)})$  (3-21)

Vá para o passo 7

Senão: Substitui-se  $x^{(h)}$  no complexo por  $x^{(T)}$

Vá para o passo 10

10. se ITER=1:

Então: Vá para o passo 11

Senão: Vá para o passo 12

11. faz-se:  $f_{\text{lasdt}} = f(x^{(T)})$ ; ITER=ITER+1; vá para o passo 5

12. se  $f_{\text{lasdt}} = f(x^{(T)})$ :

Então: ICONT = ICONT + 1

Vá para o passo 13

Senão: Vá para o passo 11

13. se ICONT = 5:

Então: TERMINA-SE

Senão: Vá para o passo 5

Os passos de 10 até 13 estabelecem um critério de parada para o Método Complexo de Box. Isto é, o programa irá parar quando 5 funções consecutivas avaliadas forem iguais.

Acrescentou-se a sub-rotina do Método Complexo de Box: os dados de entrada necessários, o subprograma da função que descreve a função objetivo que neste trabalho é a função do custo anual do ciclo de vida do sistema de aquecimento da água com energia solar, a sub-rotina que descreve as restrições e o programa principal de chamada.

Neste trabalho buscou-se verificar qual é a melhor combinação entre a inclinação e a área da placa coletora para um dado volume fixo que resulta na menor função de custo anual para a cidade de São Paulo. A variável área de placa coletora ( $A_c$ ) aparece explicitamente na função custo (Equação 3-7 e 3-9). Contudo, a interferência da inclinação da placa coletora ( $\beta$ ) na função custo é calculada de forma indireta.

A inclinação da placa coletora ( $\beta$ ) juntamente com a área de placa coletora ( $A_c$ ) influenciam a quantidade de energia solar captada pela placa coletora. A energia captada pela placa coletora é transmitida para a água que é posteriormente conduzida para o reservatório de água quente. No reservatório de água quente, dependendo da temperatura atingida pela água, poderá ou não ter o acionamento da fonte auxiliar de energia, que neste trabalho é através da energia elétrica. Este consumo anual de energia elétrica intervém no valor da função custo. É neste ponto que a simulação do sistema de aquecimento de água pelo programa TRNSYS faz-se necessário para prosseguir com a otimização.

Como solicitado pelo Método Complexo de Box, limitou-se o intervalo de busca do ponto ótimo para a área da placa coletora entre os valores de 0,5 a 12 m<sup>2</sup>, enquanto limitou-se a busca do ponto ótimo para a inclinação da placa coletora entre 5° a 85°.

### **3.5. Resultados obtidos**

Nas próximas páginas, são apresentados e comparados os resultados dos casos bases com os pontos ótimos obtidos para cada situação através das Tabelas 3.12 à 3.23.



**Tabela 3.12** - Dimensionamento otimizado para o 1<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set} = 61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 1** de R\$ 266,18/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	2,00	5,02	2,00	2,14
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,10	0,10	0,10	0,10
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	24,42	38,56	22,74
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	571,91	472,99	343,57	340,95
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	44,40	67,37	78,59	80,07
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	4,94	7,49	8,74	8,91
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	50,66	25,14	12,66	11,02
Fração solar anual [%]	58,94	78,35	88,38	90,11
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	47,20	35,94	52,83	51,76
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,73	+0,38	+0,22	+0,25
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	3.918.180	1.608.150	588.484	508.061
Investimento Inicial [R\$]	1.896,88	2.380,08	2.016,88	2.039,28
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	267,18	267,18	267,18	267,18
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	278,42	278,42	278,42	278,42
Economia solar anual [R\$/ano]	-293,49	-194,57	-65,14	-62,53
Período de retorno do investimento [anos]	(*)	(*)	9 anos e 9 meses	9 anos e 7 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	(*)	-0,66	+7,78	+8,02

(\*) Investimento sem retorno financeiro

**Tabela 3.13** - Dimensionamento otimizado para o 2<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 1** de R\$ 266,18/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	<i>2<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>2<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	3,00	4,72	3,00	2,49
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,15	0,15	0,15	0,15
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	22,02	38,56	23,78
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	470,98	436,61	357,77	355,66
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	59,27	72,37	82,51	79,93
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	6,59	8,05	9,18	8,89
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	34,14	19,57	8,31	11,18
Fração solar anual [%]	73,11	83,76	93,16	90,81
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	46,43	39,21	49,53	51,88
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,75	+0,57	+0,48	+0,46
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	2.174.500	1.155.870	401.888	537.564
Investimento Inicial [R\$]	2.085,06	2.360,26	2.205,06	2.123,46
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	267,18	267,18	267,18	267,18
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	278,42	278,42	278,42	278,42
Economia solar anual [R\$/ano]	-192,56	-158,18	-79,35	-77,24
Período de retorno do investimento [anos]	(*)	15 anos e 6 meses	10 anos e 2 meses	10 anos e 2 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	-3,34	+2,23	+7,26	+7,20

(\*) Investimento sem retorno financeiro

**Tabela 3.14** - Dimensionamento otimizado para o 3<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}= 50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 1** de R\$ 266,18/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	4,00	4,50	4,00	3,10
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,2	0,2	0,2	0,2
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	22,00	38,56	25,18
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	422,59	416,18	375,12	364,92
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	72,02	75,70	85,41	82,52
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	8,01	8,42	9,50	9,18
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	19,97	15,88	5,08	8,30
Fração solar anual [%]	83,96	86,99	95,73	93,24
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	43,69	41,25	45,12	49,33
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,70	+0,65	+0,71	+0,82
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	1.141.380	893.780	257.889	409.765
Investimento Inicial [R\$]	2.273,25	2.353,25	2.393,25	2.249,25
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	267,18	267,18	267,18	267,18
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	278,42	278,42	278,42	278,42
Economia solar anual [R\$/ano]	-144,17	-137,76	-96,69	-86,50
Período de retorno do investimento [anos]	14 anos e 7 meses	13 anos e 7 meses	10 anos e 8 meses	10 anos e 5 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+2,91	+3,76	+6,62	+6,90

**Tabela 3.15** - Dimensionamento otimizado para o 4<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 1** de R\$ 266,18/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	4 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	4 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	5,00	4,29	5,00	3,04
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,25	0,25	0,25	0,25
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	24,08	38,56	24,63
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	411,10	405,73	395,20	371,73
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	80,16	77,47	87,45	81,68
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	8,92	8,62	9,73	9,09
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	10,92	13,91	2,82	9,24
Fração solar anual [%]	90,79	88,69	97,51	92,47
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	40,34	42,87	41,01	50,00
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,81	+0,84	+0,84	+1,13
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	607.293	763.333	150.776	464.434
Investimento Inicial [R\$]	2.461,44	2.347,84	2.581,44	2.267,84
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	267,18	267,18	267,18	267,18
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	278,42	278,42	278,42	278,42
Economia solar anual [R\$/ano]	-132,67	-127,31	-116,77	-93,31
Período de retorno do investimento [anos]	12 anos e 7 meses	12 anos e 8 meses	11 anos e 3 meses	10 anos e 9 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+4,54	+4,48	+5,91	+6,51

**Tabela 3.16** - Dimensionamento otimizado para o 1<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 2** de R\$ 339,66/ MWh.

	<b>Sem</b> “timer”		<b>Com</b> “timer”	
	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	2,00	5,50	2,00	2,54
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,10	0,10	0,10	0,10
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	21,40	38,56	22,62
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	651,89	504,16	355,58	349,30
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	38,96	65,24	75,94	80,61
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	4,33	7,26	8,45	8,97
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	56,71	27,50	15,62	10,42
Fração solar anual [%]	58,94	79,88	88,38	92,69
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	47,20	34,40	52,83	49,63
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico[%]	+0,73	+0,35	+0,22	+0,29
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	3.918.180	1.469.450	588.484	385.696
Investimento Inicial [R\$]	1.896,88	2.456,88	2.016,88	2.103,28
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	340,94	340,94	340,94	340,94
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	352,18	352,18	352,18	352,18
Economia solar anual [R\$/ano]	-299,70	-151,98	-3,40	2,88
Período de retorno do investimento [anos]	(*)	14 anos e 3 meses	7 anos e 5 meses	7 anos e 3 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	(*)	+3,21	+11,91	+12,29

(\*) Investimento sem retorno financeiro



**Tabela 3.17** - Dimensionamento otimizado para o 2<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 2** de R\$ 339,66/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	2 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	2 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	3,00	5,28	3,00	3,00
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,15	0,15	0,15	0,15
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	21,96	38,56	22,67
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	515,37	458,62	365,97	364,17
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	54,16	71,51	80,66	81,06
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	6,03	7,96	8,97	9,02
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	39,81	20,53	10,36	9,92
Fração solar anual [%]	73,11	85,67	93,16	93,47
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	46,43	37,25	49,53	49,02
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,75	+0,48	+0,48	+0,50
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	2.174.500	997.890	401.888	382.830
Investimento Inicial [R\$]	2.085,06	2.449,86	2.205,06	2.205,06
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	340,94	340,94	340,94	340,94
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	352,18	352,18	352,18	352,18
Economia solar anual [R\$/ano]	-163,18	-106,44	-13,79	-11,99
Período de retorno do investimento [anos]	19 anos e 10 meses	11 anos	7 anos e 8 meses	7 anos e 8 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+0,02	+6,17	+11,32	+11,42

**Tabela 3.18** - Dimensionamento otimizado para o 3<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}= 50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 2** de R\$ 339,66/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	4,00	5,00	4,00	3,21
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,20	0,20	0,20	0,20
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	25,18	38,56	24,43
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	445,89	433,10	380,38	373,16
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	68,25	75,21	84,23	81,33
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	7,59	8,37	9,37	9,05
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	24,15	16,42	6,40	9,62
Fração solar anual [%]	83,96	88,81	95,73	93,71
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	43,69	39,37	45,12	48,72
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,70	+0,63	+0,71	+0,80
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	1.141.380	753.600	257.889	380.647
Investimento Inicial [R\$]	2.273,25	2.433,25	2.393,25	2.266,85
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	340,94	340,94	340,94	340,94
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	352,18	352,18	352,18	352,18
Economia solar anual [R\$/ano]	-93,71	-80,92	-28,20	-20,98
Período de retorno do investimento [anos]	10 anos e 9 meses	9 anos e 10 meses	8 anos e 1 mês	7 anos e 9 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+6,49	+7,67	+10,60	+11,14

**Tabela 3.19** - Dimensionamento otimizado para o 4<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 2** de R\$ 339,66/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	4 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	4 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	5,00	4,64	5,00	3,49
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,25	0,25	0,25	0,25
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	24,78	38,56	22,02
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	423,49	420,28	398,27	380,16
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	77,81	76,57	86,77	82,40
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	8,66	8,52	9,65	9,17
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	13,53	14,91	3,57	8,43
Fração solar anual [%]	90,79	90,02	97,51	94,45
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	40,34	41,39	41,01	47,53
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	0,81	0,80	0,84	1,02
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	607.293	664.069	150.776	339.714
Investimento Inicial [R\$]	2.461,44	2.403,84	2.581,44	2.339,84
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	340,94	340,94	340,94	340,94
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	352,18	352,18	352,18	352,18
Economia solar anual [R\$/ano]	-71,31	-68,10	-46,09	-27,97
Período de retorno do investimento [anos]	9 anos e 5 meses	9 anos e 4 meses	8 anos e 6 meses	8 anos e 1 mês
Taxa de retorno do investimento [%]	+8,27	+8,36	+9,79	+10,57

**Tabela 3.20** - Dimensionamento otimizado para o 1<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=61,7^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 3** de R\$ 444,40/ MWh.

	<b>Sem</b> “timer”		<b>Com</b> “timer”	
	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>1<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	2,00	6,15	2,00	2,53
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,10	0,10	0,10	0,10
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	14,48	38,56	22,92
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	765,88	544,70	372,70	360,52
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	33,16	62,94	72,45	78,05
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	3,69	7,00	8,06	8,68
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	63,15	30,06	19,49	13,27
Fração solar anual [%]	58,94	81,52	88,38	92,64
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	47,20	32,45	52,83	49,69
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,73	+0,28	+0,22	+0,29
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	3.918.180	1.326.220	588.484	387.611
Investimento Inicial [R\$]	1.896,88	2.560,88	2.016,88	2.101,68
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	446,07	446,07	446,07	446,07
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	457,31	457,31	457,31	457,31
Economia solar anual [R\$/ano]	-308,57	-87,39	84,61	96,79
Período de retorno do investimento [anos]	(*)	9 anos e 8 meses	5 anos e 5 meses	5 anos e 3 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	(*)	+7,92	+17,72	+18,20

(\*) Investimento sem retorno financeiro

**Tabela 3.21** - Dimensionamento otimizado para o 2<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=54,4^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 3** de R\$ 444,40/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	<i>2<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>2<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	3,00	5,86	3,00	3,05
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,15	0,15	0,15	0,15
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	22,47	38,56	25,48
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	578,63	485,59	377,66	375,05
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	48,24	70,10	78,17	79,00
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	5,37	7,80	8,70	8,79
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	46,39	22,10	13,14	12,21
Fração solar anual [%]	73,11	87,29	93,16	93,68
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	46,43	35,41	49,53	48,83
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,75	+0,45	+0,48	+0,51
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	2.174.500	869.293	401.888	371.094
Investimento Inicial [R\$]	2.085,06	2.542,66	2.205,06	2.213,06
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	446,07	446,07	446,07	446,07
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	457,31	457,31	457,31	457,31
Economia solar anual [R\$/ano]	-121,32	-28,28	79,65	82,26
Período de retorno do investimento [anos]	13 anos e 1 mês	7 anos e 10 meses	5 anos e 7 meses	5 anos e 7 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+4,12	+11,09	+17,01	+17,13

**Tabela 3.22** - Dimensionamento otimizado para o 3<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}= 50,6^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 3** de R\$ 444,40/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado	3 <sup>o</sup> Caso Base	otimizado
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	4,00	5,69	4,00	3,51
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,20	0,20	0,20	0,20
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	25,01	38,56	26,49
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	479,09	453,61	387,89	383,76
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	63,52	75,07	82,60	80,76
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	7,07	8,35	9,19	8,98
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	29,41	16,57	8,21	10,26
Fração solar anual [%]	83,96	90,76	95,73	94,73
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	43,69	36,95	45,12	47,18
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,70	+0,58	+0,71	+0,76
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	1.141.380	609.057	257.889	318.929
Investimento Inicial [R\$]	2.273,25	2.543,65	2.393,25	2.314,85
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	446,07	446,07	446,07	446,07
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	457,31	457,31	457,31	457,31
Economia solar anual [R\$/ano]	-21,78	3,70	69,43	73,56
Período de retorno do investimento [anos]	7 anos e 8 meses	7 anos e 1 mês	5 anos e 10 meses	5 anos e 9 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+11,30	+12,72	+16,14	+16,48

**Tabela 3.23** - Dimensionamento otimizado para o 4<sup>o</sup> Caso Base ( $T_{set}=48,2^{\circ}\text{C}$ ) com a **Tarifa 3** de R\$ 444,40/ MWh.

	<i>Sem</i> “timer”		<i>Com</i> “timer”	
	<i>4<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>	<i>4<sup>o</sup> Caso Base</i>	<b>otimizado</b>
Área da placa coletora [m <sup>2</sup> ]	5,00	4,97	5,00	3,62
Volume do Reservatório Térmico [m <sup>3</sup> ]	0,25	0,25	0,25	0,25
Inclinação da placa Coletora [°]	38,56	20,21	38,56	27,59
Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar [R\$/ano]	441,16	436,99	402,66	389,72
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa a custos de aquisição e instalação [%]	74,70	75,26	85,83	81,09
Parcela da função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de manutenção [%]	8,31	8,37	9,55	9,02
Parcela da Função Objetivo do sistema de aquecimento com energia solar relativa ao custo de energia auxiliar [%]	16,99	16,36	4,62	9,89
Fração solar anual [%]	90,79	91,18	97,51	94,89
Eficiência média de conversão anual da placa coletora [%]	40,34	40,03	41,01	47,03
Erro de simulação no balanço energético no reservatório térmico [%]	+0,81	+0,74	+0,84	+1,02
Energia Elétrica auxiliar total [kJ]	607.293	579.254	150.776	312.084
Investimento Inicial [R\$]	2.461,44	2.456,64	2.581,44	2.360,64
Gastos com energia no sistema convencional [R\$/ano]	446,07	446,07	446,07	446,07
Função Objetivo do sistema convencional [R\$/ano]	457,31	457,31	457,31	457,31
Economia solar anual [R\$/ano]	16,15	20,33	54,65	67,59
Período de retorno do investimento [anos]	6 anos e 10 meses	6 anos e 9 meses	6 anos e 2 meses	5 anos e 10 meses
Taxa de retorno do investimento [%]	+13,37	+13,59	+15,18	+16,09

Comparando os resultados apresentados nas Tabelas 3.12 á 3.23 podemos observar que área de placa coletora otimizada, sem utilização do “timer”, varia de 4,29 m<sup>2</sup> a 6,15 m<sup>2</sup>. Estes valores conduzem a uma diferença entre a área de placa coletora recomendada pelos fabricantes e os casos otimizados de -10,6% à +207,5%. Com a inclusão do “timer”, a área de placa coletora otimizada varia de 2,14 m<sup>2</sup> a 3,62 m<sup>2</sup>, resultando em uma diferença entre a área de placa coletora recomendada pelos fabricantes e os casos otimizados de -39,2% à +27,0%.

Para a maioria dos casos otimizados, isto é, 95,83% do casos testados, a inclinação otimizada ficou entre o intervalo de (latitude de São Paulo - 5°) <β< (latitude de São Paulo + 5°). Tal resultado difere da recomendação dos fabricantes que, como dito anteriormente, é β= latitude do local + 15°. Em contrapartida confirma os resultados apresentados por muitos autores, entres eles: Duffie; Beckman (1991) e Yakup; Malik (2001). Os casos simulados demonstram a dificuldade de estabelecer uma regra que relacione a inclinação otimizada e o acréscimo de volume do reservatório, bem como uma comparação entre os sistemas com a introdução do “timer” e o respectivo caso otimizado sem o “timer”.

O melhor valor da função objetivo do sistema de aquecimento com energia solar ocorreu, independentemente do custo da tarifa de energia elétrica, para os sistemas sem “timer” para a otimização do 4<sup>o</sup> Caso base, o qual possui o maior volume de reservatório de água quente e, conseqüentemente, com a menor temperatura de armazenamento (T<sub>set</sub>= 48,2°C). Contudo, para os sistemas que utilizam os dispositivos tipo “timer”, o melhor valor da função objetivo foi verificado na otimização do 1<sup>o</sup> Caso base, o qual possui o menor volume de reservatório de água quente e, conseqüentemente, com a maior temperatura de armazenamento (T<sub>set</sub>= 61,7°C). Situação semelhante ocorre para os valores de economia solar anual.

Na análise dos índices da fração solar anual, pode-se verificar que estes índices estão intimamente relacionados com o consumo de energia elétrica auxiliar. Todos os casos otimizados que tiveram o seu índice de fração solar anual majorados



representam os casos em que houve um respectivo decréscimo no consumo de energia elétrica auxiliar. Na metade dos casos otimizados com a **Tarifa 1** (R\$ 266,18/MWh), o índice de fração solar anual foi aumentado em relação ao caso base. Para a **Tarifa 2** (R\$ 339,66/MWh) houve minoração do índice de fração solar anual em 37,5% dos casos otimizados, enquanto para a **Tarifa 3** (R\$ 444,40/MWh) a redução do índice de fração solar anual em relação ao caso base representou 25% dos casos otimizados. A variação do índice de fração solar otimizado em relação ao caso base foi de -2,68% à +38,30%.

A relação entre calor útil obtido pela placa coletora e a radiação solar incidente na mesma determina a eficiência do sistema. A eficiência anual para a maioria dos casos otimizados sem o “timer” apresentaram seu valores diminuídos. Já para os sistemas otimizados com o “timer” existiu acréscimo e decréscimo no índice de eficiência anual quando comparados com a simulação do caso base com “timer”.

Nas otimizações realizadas, o consumo de energia elétrica auxiliar anual obtido dos casos otimizados em relação aos respectivos casos base foram em 37,5% dos casos majorados e em 62,5% dos casos abrandados. Através da comparação das Tabelas 3.12 à 3.23 pode-se verificar que quanto maior a tarifa de energia elétrica, maior a proporção de casos otimizados com a consumo de energia elétrica auxiliar anual minorados em relação ao caso base. Tal constatação demonstra que quanto maior o valor da tarifa de energia, mais importante será a diminuição do consumo de energia elétrica para a otimização do sistema.

Além do mencionado acima, observa-se que a introdução do dispositivo tipo “timer” promoveu uma redução notável do consumo de energia elétrica. Para o maior reservatório testado (*4<sup>o</sup> Caso base*), a economia entre os casos bases com e sem “timer” foi de 75,17% , enquanto que para o menor reservatório testado (*1<sup>o</sup> Caso base*) a redução de consumo de energia auxiliar foi de 84,98%. Tal fato quantifica os benefícios advindos da utilização deste dispositivo.

Observa-se em dois casos particulares (*4<sup>o</sup> Caso otimizado* e *2<sup>o</sup> Caso otimizado* com a **Tarifa 1** de energia elétrica) que a otimização da função objetivo não foi acompanhada com a respectiva redução de período de retorno e taxa de retorno do investimento. Porém, neste dois casos existiu uma redução do investimento inicial em equipamento. Muitas vezes a possibilidade do empreendimento é limitada exatamente pelo montante do investimento inicial, tornando assim uma importante figura de mérito na decisão para o investidor. Analisando os índices de período de retorno e taxa de retorno do investimento para as **Tarifas 2 e 3** de energia elétrica, constata-se que o melhor caso, entre os sistemas sem “timer”, constitui no *4<sup>o</sup> Caso* otimizado. Contudo, para os sistemas que utilizam os dispositivos tipo “timer”, o melhor caso verificado foi o *1<sup>o</sup> Caso* otimizado.

## CAPÍTULO 4 – CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 4.1. Conclusões e Recomendações

A crise no fornecimento energético do país no ano de 2001 mostrou como as nossas condições de fornecimento de eletricidade estão no limite. Os efeitos desta crise foram sentidos por todos setores da sociedade, visto a alta dependência brasileira da hidroeletricidade.

O capítulo inicial deste trabalho mostrou a parcela representativa que o aquecimento de água para fins residenciais possui sobre o consumo de energia elétrica no Brasil. Um dos principais equipamentos utilizados em residências para o aquecimento de água é o chuveiro elétrico. O efeito do uso do chuveiro elétrico sobre o consumo é majorado devido à concentração da demanda desta utilização durante o horário de ponta.

Neste panorama a conversão térmica da energia solar para aquecimento de água apresenta-se em uma estratégia tanto para fazer uso de um recurso não poluente ao meio ambiente, como proporcionar o uso racional da energia.

Pelas razões expressas acima, este trabalho propõem-se ao estudo de sistemas de aquecimento de água com energia solar por circulação natural como alternativa para a substituição do chuveiro elétrico.

Foi desenvolvido um programa computacional de otimização de sistemas de aquecimento de água. Este programa dimensiona alguns parâmetros de projeto (inclinação e área da placa coletora) que resultam no maior benefício econômico para o consumidor final. O programa consistiu de uma rotina de otimização que foi conectada a uma rotina de simulação numérica implementada no pacote matemático TRNSYS.

Ao longo do trabalho, observou-se a ausência de alguma rotina no simulador TRNSYS que descrevesse dispositivo tipo “timer” que regula o período de habilitação da fonte auxiliar de energia. Por isso foi introduzido um algoritmo no código fonte de uma rotina do programa simulador para considerar tal dispositivo.

Esta dissertação buscou analisar a configuração típica para residências unifamiliares brasileiras. Por essa razão, o estudo se desenvolveu em torno de um sistema de aquecimento direto da água a ser consumida no banho e circulação natural da água através da diferença de densidades (por termosifão). O reservatório adotado tem configuração horizontal e a fonte de energia auxiliar é elétrica com um resistor localizado dentro do tanque de armazenamento, por ser o tipo de reservatório térmico disponível no mercado brasileiro para sistemas de aquecimento com energia solar.

Com o programa computacional de otimização foi possível avaliar variações de resultados de acordo com diversificação de especificações técnicas possíveis para sistemas de aquecimento de água com energia solar por termosifão para fins residenciais. Foram otimizados quatro casos tais que cada um possuía um volume de reserva de água quente e a respectiva temperatura de armazenamento necessária e com três tarifas. Estes casos foram testados e otimizados supondo a presença ou não do “timer” para a resistência elétrica do reservatório de água quente. As otimizações geradas quantificaram a energia elétrica economizada com a introdução do dispositivo tipo “timer”. A energia elétrica economizada, dependendo do valor da tarifa, produziu sensíveis efeitos no tempo e taxa de retorno para o consumidor final.

Entre as 24 otimizações executadas, em nove a otimização de custos não representou diminuição no consumo de energia elétrica. Este fenômeno foi mais proeminente quanto menor o valor da tarifa de energia elétrica. Esta situação nos conduz a dedução que um sistema ótimo depende dos interesses do investidor em questão e do valor da tarifa de energia elétrica consumida.

Os resultados indicam como o tradicional dimensionamento baseado nas especificações recomendadas pelos fabricantes é demasiadamente simplista e conduz

a custos elevados para o consumidor. Com os conhecimentos atuais disponíveis para sistemas passivos e diretos de aquecimento da água com energia solar e a capacidade dos computadores modernos é possível fazer um dimensionamento menos empírico e mais próximo da realidade, levando em conta as características locais (azimute, radiação disponível, temperaturas ambientais) e do sistema (quantidade de água a ser aquecida, temperatura de armazenamento, inclinação da placa coletora).

Recomenda-se, para futuros trabalhos na área, a verificação da viabilidade da utilização de modelos empíricos de predição de radiação e geração de dados sintéticos de variação da temperatura ambiente ao longo do dia na otimização de sistemas de aquecimento de água com energia solar. Esta investigação se deve por serem os modelos empíricos muito mais acessíveis aos projetistas do que dados históricos horários de radiação solar, temperatura ambiente, velocidade do vento, umidade, etc.

Posteriormente, se comprovada a viabilidade de tais modelos empíricos na otimização de sistemas de aquecimento de água com energia solar, aconselha-se simular casos de outras cidades brasileiras com alta e baixa latitude, por exemplo: Porto Alegre e Natal. A partir destas, simulações examinar possíveis variações dos casos otimizados.

Outra sugestão é o estudo da otimização para sistemas de aquecimento que contenham outros perfis de consumo como, por exemplo:

- Um perfil totalmente uniforme e distribuído ao longo do dia
- Um perfil com concentrações de consumo no início da manhã, ao meio dia e no início da noite.

Com essas otimizações será possível avaliar a influência do perfil de consumo nas otimizações de sistemas de aquecimento da água com energia solar por circulação natural.

Finalmente, recomenda-se que trabalhos futuros uma otimização suponha que o mercado brasileiro dispõem de reservatórios térmicos na vertical. Esta recomendação

deve-se porque a configuração vertical do tanque de armazenamento de água quente salienta a estratificação térmica, o que por consequência melhora o desempenho do sistema de aquecimento com energia solar por termosifão (ASHRAE, 1996). Almeja-se com esta simulação quantificar o ganho com tal configuração do reservatório térmico a fim de justificar ou não a produção destes tipos de tanques em nosso país.

Espera-se que este trabalho possa contribuir para a difusão desta tecnologia através de progresso do dimensionamento dos sistemas de aquecimento de água com energia solar com circulação natural.

## **Anexo**

## **Anexo 1 – Rotinas de simulação utilizadas do TRNSYS**

Neste apêndice está descrito as rotinas utilizadas do programa TRNSYS que descrevem as partes constituintes do sistema aquecimento passivo e direto modelado nesta dissertação.

### *A.1.1. Leitura do dados meteorológicos*

No programa TRNSYS essa rotina é identificado por TYPE 9 e recebe o nome de “DATA READER”.

Esta rotina tem como propósito: a leitura de arquivo de dados meteorológicos com intervalos regulares de tempo, a conversão de unidades, quando necessário, e a disponibilização destes dados para outras rotinas que têm funções variando com o tempo. A aplicação mais comum deste rotina é a leitura de arquivos meteorológicos horários.

Os dados produzidos podem ou não ser interpolados entre os passos de tempo de simulação dependendo da especificação de parâmetro. Os dados de radiação solar não podem ser interpolados nesta rotina, visto que isso será feito em outra rotina, mais designadamente na rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada.

O dados do arquivo meteorológico horário organizado a partir dos dados fornecidos pelo Instituto de Astronomia e Geociência da USP foi apresentado na seguinte ordem:



1	2	3	4	5	6	7	8	9
Mês	Dia do mês	Dia do ano (contados a partir do dia 1° de Janeiro)	Hora do dia	Hora do ano (contados a partir das 0:00 horas do dia 1° de Janeiro)	Radiação Solar Horária [MJ/m <sup>2</sup> ]	Velocidade do vento [km/h]	Temperatura ambiente de bulbo seco [°C]	Umidade relativa [%]

A tabela a seguir mostra os parâmetros de entrada requeridos por esta rotinas e os valores utilizados neste trabalho.

**Tabela A.1** - Parâmetros de entrada para a rotina de leitura de dados meteorológicos.

Parâmetro N°		Descrição	Valor adotado
1	modo	1- Leitura de arquivos de dados do tipo TMY (Typical Meteorological Year) 2 - Leitura de arquivo fornecido pelo usuário	2
2	N	Número de valores para serem lido no arquivo de dados	9
3	$\Delta t_d$	Intervalo de tempo ao qual dados estão disponibilizados no arquivo meteorológico, expressos em horas	1
4,7,10, etc	i	Se $1 \leq i \leq 18$ , então o i-ésimo dado de saída terá suas unidades convertidas usando os próximos dois parâmetros e será interpolado. Se $-18 \leq i \leq -1$ , então o i-ésimo dado de saída terá suas unidades convertidas e não será interpolado	-6
5,8,11, etc	$m_i$	Fator de multiplicação para o i-ésimo valor	1000
6,9,12, etc	$a_i$	Fator de adição para o i-ésimo valor	0
Last-1	$L_{unit}$	Número de unidade lógico de dados de contribuição ( $L_{unit} \leq 0$ especifica o número de unidade lógico padrão em qual caso que os dados ou "informações de lista " deveriam estar ao término do arquivo)	10
Last	FRMT	Leitura formatada (FRMT > 0 especifica leitura formatada)	-1

A Tabela A.2 mostra os dados de saída produzidos por esta rotina neste trabalho:

**Tabela A.2** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de leitura de dados meteorológicos.

Número do dado de saída		Descrição	Dado
1	$Y_1$	O primeiro valor lido	Mês
2	$Y_2$	O segundo valor lido	Dia do mês
3	$Y_3$	O terceiro valor lido	Dia do ano
4	$Y_4$	O quarto valor lido	Hora do dia
5	$Y_5$	O quinto valor lido	Hora do ano
6	$Y_6$	O sexto valor lido	Radiação Solar Horária [kJ/m <sup>2</sup> ]
7	$Y_7$	O sétimo valor lido	Velocidade do vento [km/h]
8	$Y_8$	O oitavo valor lido	Temperatura ambiente de bulbo seco [°C]
9	$Y_9$	O nono valor lido	Umidade relativa [%]
...	...	...	...
19	$t_{d1}$	Tempo de simulação correspondente ao valor da linha anterior	
20	$t_{d2}$	Tempo de simulação correspondente ao valor da próxima linha	

#### *A.1.2. Cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada*

No programa TRNSYS a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada é identificado por TYPE 16 e recebe o nome de “SOLAR RADIATION PROCESSOR”. Tal rotina calcula, por meio de dados de medição de radiação total horária sobre superfície horizontal fixa ou móvel, as radiações direta, difusa e refletida, para um superfície com uma inclinação ( $\beta$ ) e uma direção azimutal ( $\gamma$ ). Nesta rotina existe a opção para adoção de diversos modelos de cálculo da radiação difusa. No presente trabalho, utilizou-se modelo de Reindl; Beckman; Duffie (1990) que, como já descrito no item 2.4.3 do Capítulo 2, era o mais apropriado tendo em vista os dados climáticos disponíveis.

Os parâmetros de entrada necessários para descrever o cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada do sistema de aquecimento de água por termossifão estudado são:

**Tabela A.3** - Parâmetros de entrada para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada.

Parâmetro N°		Descrição	Valor adotado
1	Modelo de radiação na Horizontal	1 - Correlação de Liu e Jordan 2 - Correlação Boes et al. 3 - Correlação de Erbs 4 - Correlação Reindl - 1 (correlação reduzida) 5 - Correlação de Reindl -2 (correlação total) 6 - Dados de leitura direta de $I_b$ e $I_d$ 7 - Dados de leitura direta de $I$ e $I_{dn}$ 8 - Dados de leitura direta de $I$ e $I_d$	5
2	Modo de rastreamento da energia solar	1 - para superfície fixa 2 - para um único eixo-rastreador: eixo vertical, declividade fixa e azimuth variável 3 - para um único eixo-rastreador: eixo é paralelo à superfície 4 - dois-eixos rastreadores	1
3	Modelo de Radiação em superfície inclinada	1 - Modelo de Céu Isotrópico 2 - Modelo de Hay e Davies 3 - Modelo de Reindl 4 - Modelo de Perez et al.	3
4	n	Dia do ano para o começo da simulação	1
5	$\phi$	Latitude [°]	23,56
6	$G_{sc}$	Constante solar [kJ/h m <sup>2</sup> ]	4921,2
7	SHFT	Troca em ângulo horário solar [°]	0
8	SMOOTH	1 - Habilita suavizar a radiação por passo de tempo de simulação <1 hora 2 - Desabilita suavizar a radiação	2
9	IE	Trata o tempo de simulação como tempo solar se IE <0	-1

A rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada exige um certo número de dados de entrada. Dentre estes dados de entrada, temos alguns que são fixos com o tempo de simulação e outros são dependentes do tempo de simulação. A seguir temos uma tabela que descreve quais são estes dados e os valores adotados.

**Tabela A.4** - Dados de entrada para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada.

Dados de entrada N°		Descrição	Valor adotado
1	I	Radiação na superfície horizontal [kJ/m <sup>2</sup> h]	Tabela A.2- Dado de saída N° 6
2	T <sub>a</sub>	Temperatura ambiente [°C]	Tabela A.2- Dado de saída N° 8
3	u	Umidade relativa [%]	Tabela A.2- Dado de saída N° 9
4	t <sub>d1</sub>	Tempo de simulação correspondente ao valor da linha anterior [h]	Tabela A.2- Dado de saída N° 19
5	t <sub>d2</sub>	Tempo de simulação correspondente ao valor da próxima linha [h]	Tabela A.2- Dado de saída N° 20
6	ρ <sub>g</sub>	Refletividade do solo [0≤ρ <sub>g</sub> ≤1]	0,2
7	β	Inclinação da superfície [°]	38,56
8	γ	ângulo azimutal da superfície [°]	180

A Tabela A.5 mostra os dados de saída produzidos pela simulação desta rotina para os valores adotados:

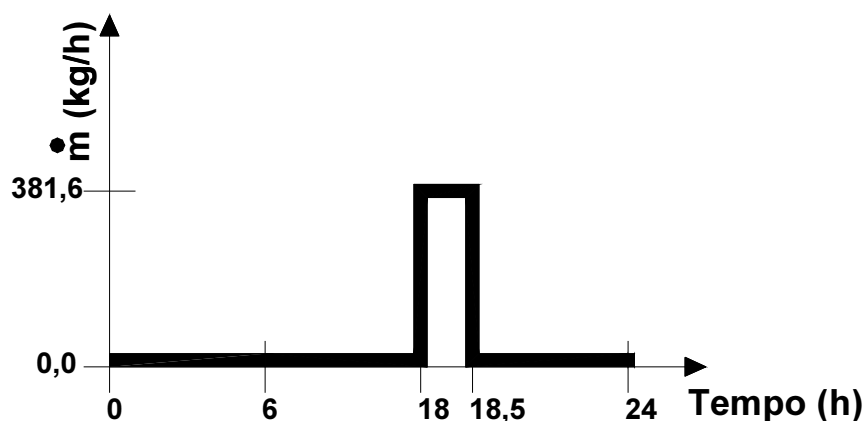
**Tabela A.5** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de cálculo de radiação solar sobre a placa coletora inclinada.

Número do dado de saída		Descrição
1	I <sub>o</sub>	Radiação solar horária extraterrestre [kJ/m <sup>2</sup> h]
2	θ <sub>Z</sub>	Ângulo zenital [°]
3	γ	Ângulo azimutal da superfície [°]
4	I	Radiação solar horária total em uma superfície horizontal [kJ/m <sup>2</sup> h]
5	I <sub>d</sub>	Radiação solar difusa horária na superfície horizontal [kJ/m <sup>2</sup> h]
6	I <sub>T</sub>	Radiação solar global horária em uma superfície inclinada [kJ/m <sup>2</sup> h]
7	I <sub>bT</sub>	Radiação solar direta em uma superfície inclinada [kJ/m <sup>2</sup> h]
8	I <sub>dT</sub>	Radiação solar difusa em uma superfície inclinada [kJ/m <sup>2</sup> h]
9	θ	Ângulo de incidência [°]
10	β	Inclinação da superfície [°]

#### *A.1.3. Curva de demanda de água quente*

A rotina auxiliar que descreve qualquer função cíclica e dependente do tempo é representada no programa TRNSYS pelo TYPE 14 e é chamada de “TIME

DEPENDENT FORCING FUNCTION”. Neste trabalho utilizou-se esta sub-rotina para especificar a curva de demanda de água quente para um período cíclico de 24 horas mediante um conjunto discreto de pontos, indicando seus valores em diferentes tempos durante o ciclo diário. A curva de demanda de água quente misturada a 40°C adotada para esta dissertação está representado na Figura A.1.



**Figura A.1** - Curva de demanda de água quente misturada a 40°C.

A tabela a seguir mostra os parâmetros de entrada requeridos para descrever a curva de demanda de água quente misturada a 40°C da figura acima.

**Tabela A.6** - Parâmetros de entrada para a rotina de simulação da curva de demanda de água quente misturada a 40°C.

Parâmetro N°	Descrição	Valor adotado
1 $t_0$	Valor inicial do tempo [h]	0
2 $V_0$	Valor inicial da função	0
3 $t_1$	Valor do tempo no ponto 1 do ciclo [h]	18
4 $V_1$	Valor função no ponto 1 do ciclo	0
5 $t_2$	Valor do tempo no ponto 2 do ciclo [h]	18
6 $V_2$	Valor função no ponto 2 do ciclo	381,6
7 $t_3$	Valor do tempo no ponto 3 do ciclo [h]	18,5
8 $V_3$	Valor função no ponto 3 do ciclo	381,6
9 $t_4$	Valor do tempo no ponto 4 do ciclo [h]	18,5
10 $V_4$	Valor função no ponto 4 do ciclo	0
11 $t_5$	Valor do tempo no ponto 5 do ciclo [h]	24
12 $V_5$	Valor função no ponto 5 do ciclo	0

Após a simulação desta rotina ter-se-á os seguinte dados de saída:

**Tabela A.7** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de leitura da curva de demanda de água quente misturada a 40°C.

Número do dado de saída	Descrição
1 $\bar{V}$	Valor médio da função sobre o passo de tempo de simulação
2 $V$	Valor da função no final do passo de tempo de simulação

#### A.1.4. Subsistema de mistura de água quente

A água quente, ao chegar no ponto de utilização, normalmente está em uma temperatura superior à temperatura requerida para o banho. Por meio do misturador o usuário executa a mistura de água quente com a fria de modo a atingir a temperatura desejada para o banho. O programa TRNSYS conta com uma rotina chamada “FLOW CONTROLLER” (TYPE 11) que consegue simular a junção de dois dutos, misturadores controlados de fluxo e derivação controladas de fluxo. Para o nosso caso foi utilizado o modo 4 que representa o misturador como mostrado na Tabela A.8.

**Tabela A.8** - Parâmetros de entrada para a rotina de simulação do sistema mistura de água quente.

Parâmetro	Nº	Descrição	Valor adotado
1	Modelo de simulação	1 – Modelo de junção simples de tubulação (considerando fluxos de massas e temperaturas) 2 - Modelo de derivação controlada de fluxo (considerando fluxos de massas e temperaturas) 3 - Modelo de uma junção controlada de fluxo (considerando fluxos de massas e temperaturas) 4 - Modelo de válvula de mistura (considerando fluxos de massas e temperaturas)* 5 - Modelo de válvula de mistura (considerando fluxos de massas e temperaturas)** 6 - Modelo de junção simples de tubulação (considerando fluxos de massas, temperaturas e unidades relativas) 7 - Modelo de derivação controlada de fluxo (considerando fluxos de massas, temperaturas e unidades relativas) 8 - Modelo de uma junção controlada de fluxo (considerando fluxos de massas, temperaturas e unidades relativas) 9 - Modelo de válvula de mistura (considerando	4

		fluxos de massas, temperaturas e unidades relativas)* 10 - Modelo de válvula de mistura (considerando fluxos de massas, temperaturas e unidades relativas)**	
2	NSTK	Após NSTK interações para um mesmo passo de tempo, o fator $\psi$ não irá ser mudado	2

OBS.: \* - Ver Equação (A-3)

\*\* - Ver Equação (A-4)

O fator  $\psi$  depende da relação da temperatura da água quente ( $t_{AQ}$ ) efluente do reservatório térmico com as temperatura da água fria ( $t_{AF}$ ) e a temperatura desejada para a mistura ( $t_{MIST}$ ). O fator  $\psi$  é determinado pelas seguintes relações:

$$\psi = \frac{t_{MIST} - t_{AF}}{t_{AQ} - t_{AF}} \quad \text{Se } t_{AQ} > t_{MIST} \quad (A-1)$$

$$\psi = 1 \quad \text{Se } t_{AF} \leq t_{AQ} \leq t_{MIST} \quad (A-2)$$

$$\psi = 1 \quad \text{Se } t_{AQ} \leq t_{AF} \quad \text{para os modelos 4 e 9} \quad (A-3)$$

$$\psi = 0 \quad \text{Se } t_{AQ} \leq t_{AF} \quad \text{para os modelos 5 e 10} \quad (A-4)$$

Por meio do fator  $\psi$  é calculada a vazão de água quente efluente do reservatório para a demanda e a vazão de água fria consumida com as seguintes relações:

$$\dot{m}_{AQ} = \psi \cdot \dot{m}_{MIST} \quad (A-5)$$

$$\dot{m}_{AF} = (\psi - 1) \cdot \dot{m}_{MIST} \quad (A-6)$$

Onde :  $\dot{m}_{AQ}$  é o fluxo de massa de água quente, efluente do reservatório térmico, demandada para o misturador do chuveiro [kg/s];  $\dot{m}_{AF}$  é o fluxo de massa de água

fria demandada para o misturador do chuveiro [kg/s];  $\dot{m}_{MIST}$  é o fluxo de massa de água misturada demandada para o misturador [kg/s].

A Tabela A.9 representa os dados de entradas utilizados para a simulação da massa de água quente demanda no reservatório térmico a cada passo de tempo.

**Tabela A.9** - Dados de entrada para o sistema mistura de água quente.

Dados de entrada N°		Descrição	Valor adotado
1	$T_i$	Temperatura de entrada [°C]	Tabela A.2- Dado de saída N° 8
2	$\dot{m}_i$	Fluxo de massa de entrada [kg/h]	Tabela A.7- Dado de saída N° 2
3	$T_h$	Temperatura da fonte quente [°C]	Tabela A.13- Dado de saída N° 5
4	$T_{set}$	Temperatura desejada para a mistura [°C]	40

A Tabela A.10 mostra os dados de saída produzidos pela simulação desta rotina para cada passo de tempo:

**Tabela A.10** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para o sistema mistura de água quente.

Número do dado de saída		Descrição
1	$T_1$	Temperatura da saída 1 [°C]
2	$\dot{m}_1$	Fluxo de massa da saída 1 [kg/h]
3	$T_2$	Temperatura da saída 2 [°C]
4	$\dot{m}_2$	Fluxo de massa da saída 2 [kg/h]

Para o programa executado o  $\dot{m}_i$  representa o  $\dot{m}_{MIST}$ , enquanto  $\dot{m}_1 = \dot{m}_{AQ}$  e  $\dot{m}_2 = \dot{m}_{AF}$ .



#### *A.1.5. Subsistema de coleta e armazenamento de energia solar por termossifão*

O programa TRNSYS possui um grande número de opções tanto para a simulação dos coletores solares como dos reservatórios térmicos. Para a simulação de coletores existem 4 modelos. Tais modelos englobam cálculo do desempenho para coletores planos e coletores parabólicos, para eficiência obtida da equação de Hottel-Whillier (Equação 2-32), para eficiência de planta de coletores em série, etc.

O usuário do TRNSYS tem como alternativa de simulação de armazenamento térmico os seguintes modelos:

- modelo de simulação de reservatório térmico de volume constante e sujeito a estratificação, com opcional de aquecedor auxiliar interno;
- modelo de simulação de armazenamento em reservatórios térmicos enterrados no solo;
- modelo de simulação de reservatório térmico sujeito a estratificação usando segmentos de fluidos de tamanhos variados (Método *Plug-Flow*);
- modelo de simulação de reservatório térmico com mistura total e volume variável de fluido.

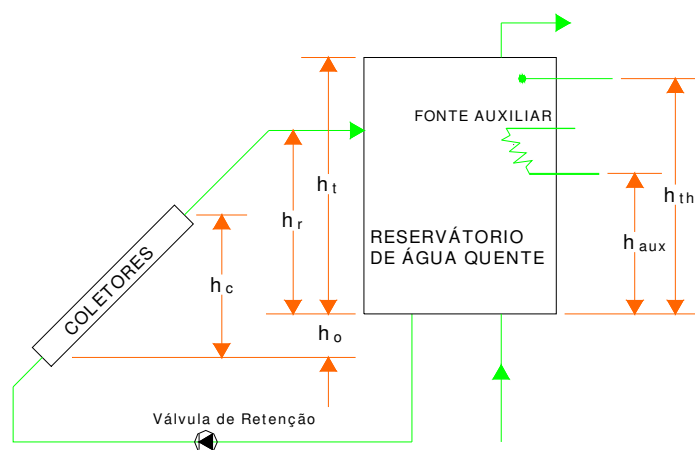
Como já discutido no capítulo anterior, o modelo de simulação utilizado para o sistema de aquecimento de água com energia solar e circulação por termossifão adotado foi o proposto por Morrison; Braun (1985), conhecido também como Método *Plug-Flow*.

No pacote do programa de simulação em regime transiente TRNSYS existe o TYPE 45 que reúne em um só algoritmo a modelagem dos subsistemas de coleta e armazenamento. O TYPE 45 consiste de placas planas para coleta da energia solar, tanque térmico com estratificação (podendo o mesmo ser de configuração horizontal ou vertical), válvula de retenção para prevenir o fluxo reverso e água como fluido de trabalho, isto é, ele simula o sistema de aquecimento de água por termossifão, ou seja, um sistema de aquecimento passivo e direto. O TYPE 45 utiliza o Método *Plug-Flow* para a simulação do desempenho do reservatório térmico, bem como a previsão

de fluxo e perdas na tubulação de conexão entre o tanque e a placa coletora e vice-versa, e também a equação de Hottel-Whillier (Equação 2-32), para eficiência de placa coletoras planas.

O passo escolhido para a simulação foi de 15 minutos. Tal número foi escolhido seguindo as recomendações de Morrison; Braun (1985) e devido a simulações previas na qual apresentou boa acuidade no balanço energético.

A Figura A.2 ilustra alguns dos parâmetros físicos de entrada requeridos por esta rotinas.



**Figura A.2** - Esquema de alguns parâmetros físicos dos subsistemas de coleta e armazenamento por termossifão.

A Tabela A.11 mostra os parâmetros de entradas requeridos por esta rotina e o valores adotados para este trabalho.

**Tabela A.11** - Parâmetros de entrada para a rotina de simulação dos subsistemas de coleta e armazenamento.

Parâmetro Nº	Descrição	Valor adotado
1 $A_c$	Área útil da placa coletora plana [m <sup>2</sup> ]	Variável
2 $F_r(\tau\alpha)_n$	Interseção da curva de eficiência da placa coletora vs. $(T_{ci} - T_a)/I$	0,6731
3 $F_R U_L$	Coeficiente angular da curva de eficiência da placa coletora vs. $(T_{ci} - T_a)/I$	7,1609
4 $G_{test}$	Fluxo de massa por unidade de área de placa coletora para as condições de teste [kg/ h m <sup>2</sup> ]	50
5 $b_o$	Constante óptica de modificação do ângulo	-0,1

		de incidência	
6	$\beta$	Inclinação da superfície da placa coletora em relação a horizontal [°]	Variável
7	LU	Arquivo contendo perda de carga versus dados de taxa de fluxo ( em metros de coluna de água). Se $LU < 0$ então a perda de carga é calculada internamente.	-2
8	$N_R$	Numero de ascensores (espaçado a cada 12,5 cm)	Parte inteira ( $L_h/0,125$ )
9	$D_R$	Diâmetro dos tubos ascensores [m]. OBS: não é usado se $LU \geq 0$ .	0,013
10	$D_h$	Diâmetro dos cabeçotes da placa coletora [m]	0,019
11	$L_h$	Comprimento dos cabeçotes [m]. OBS: não é usado se $LU \geq 0$ .	$A_c / L_c$ para $L_c = 1,71m$
12	$N_x$	Numero de nós no coletor para o cálculo de perdas térmicas	3
13	$h_c$	Distância vertical entre a entrada e saída do coletor [m]	$L_c \times \sin(\beta)$ para $L_c = 1,71m$
14	$h_o$	Distância vertical entre a saída do reservatório térmico e a entrada no coletor [m]	$h_c + 0,40$
15	$D_i$	Diâmetro da tubulação de entrada no coletor [m]	0,019
16	$L_i$	Comprimento da tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora [m]	6,20
17	$NB_1$	Número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que entra na placa coletora	3
18	$U_i$	Coefficiente global de perdas de calor na tubulação que sai do reservatório e entra na placa coletora, contando com o isolante térmico [ $kJ/ h m^2 ^\circ C$ ]	1,80
19	$D_o$	Diâmetro da tubulação de saída do coletor [m]	0,019
20	$L_o$	Comprimento da tubulação que sai na placa coletora e entra no reservatório [m]	4,40
21	$NB_2$	Número de curvas em ângulo reto (ou equivalente) na tubulação que sai na placa coletora	2
22	$U_o$	Coefficiente global de perdas de calor na tubulação que sai da placa coletora e entra no reservatório, contando com o isolante térmico [ $kJ/ h m^2 ^\circ C$ ]	1,80

23	Modelo de tanque	1 - Posição da entrada fixa 2 - Posição da entrada variável	1
24	$V_t$	Volume do reservatório de água quente [m <sup>3</sup> ]	Variável
25	$h_t$	Altura interna do reservatório (se vertical) ou o diâmetro (se na horizontal) [m]	0,53
26	$h_r$	Altura do tubo de entrada de água quente proveniente da placa coletora em relação ao fundo do reservatório [m]	$h_t/2$
27	$c_p$	Calor específico do fluido [kJ/kg °C]	4,19
28	$\rho_s$	Massa específica da água nas condições padrão [kg/m <sup>3</sup> ]	1000
29	$k_w$	Condutividade térmica do fluido no tanque de armazenamento (0 para nenhuma condução) ou condutividade térmica efetiva do fluido para as paredes do reservatório [kJ/ h m °C]	2,3
30	Configuração do tanque	1 - Tanque cilíndrico vertical 2 - Tanque cilíndrico horizontal	2
31	$U_t$	Coeficiente de perdas de calor do reservatório térmico [kJ/ h °C]	11,736
32	$r_i$	Razão entre a espessura do isolamento no topo e a espessura de isolamento das paredes laterais para tanques na vertical, ou a razão do isolamento entre o topo e a base para tanques cilíndricos horizontais (=1 se o tanque for concêntrico com o invólucro de isolamento)	1
33	$T_I$	Temperatura inicial da porção pré-aquecida do tanque [°C]	35
34	$\dot{Q}_{aux}$	Taxa máxima de energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ/h]	3,6 x 2500
35	$h_{aux}$	Altura da resistência elétrica em relação ao fundo do reservatório [m]	$h_r + 0,4 \times (h_t - h_r)$
36	$h_{th}$	Altura do sensor do termostato em relação a base do reservatório térmico [m]	$h_{aux} + 0,5 \times (h_t - h_{aux})$
37	$\Delta T_{db}$	Temperatura da banda morta do termostato [°C]	2
38	$T_{set}$	Temperatura ajustada no termostato [°C]	Variável
39	$(U_A)_f$	Condutância do calor perdido para o fluido [kJ/h °C]	0

Nesta rotina temos os dados de entrada que são dependentes do tempo de simulação. A seguir temos a Tabela A.12 que descreve quais são estes dados e os valores adotados.

**Tabela A.12** - Dados de entrada para a rotina de cálculo dos sub-sistemas de coleta e armazenamento de água quente.

Dados de entrada N°		Descrição	Valor adotado
1	$I_T$	Radiação solar global horária em uma superfície inclinada [ $\text{kJ/m}^2\text{h}$ ]	Tabela A.5- Dado de saída N° 6
2	$I$	Radiação solar horária total em uma superfície horizontal [ $\text{kJ/m}^2\text{h}$ ]	Tabela A.5- Dado de saída N° 4
3	$I_d$	Radiação solar difusa horária na superfície horizontal [ $\text{kJ/m}^2\text{h}$ ]	Tabela A.5- Dado de saída N° 5
4	$\theta$	Ângulo de incidência [ $^\circ$ ]	Tabela A.5- Dado de saída N° 9
5	$\rho_g$	Refletividade do solo ( $0 \leq \rho_g \leq 1$ )	0,2
6	$T_a$	Temperatura ambiente [ $^\circ\text{C}$ ]	Tabela A.2- Dado de saída N° 8
7	$T_L$	Temperatura da água de reposição que entra no reservatório [ $^\circ\text{C}$ ]	Tabela A.2- Dado de saída N° 8
8	$\dot{m}_L$	Fluxo de massa para a demanda de água quente [ $\text{kg/s}$ ]	Tabela A.10- Dado de saída N° 2
9	$T_{\text{env}}$	Temperatura do ambiente para cálculo da perda de calor para o reservatório térmico [ $^\circ\text{C}$ ]	Tabela A.2- Dado de saída N° 8
10	$\lambda$	Sinal de habilitação da aquecedor auxiliar. Se $\lambda = 0$ , não existe aquecedor auxiliar. Se $\lambda = 1$ , existe aquecedor auxiliar.	1

A próxima tabela mostra os dados de saída produzidos pela simulação da rotina de cálculo dos subsistemas de coleta e armazenamento de água quente para cada passo de tempo.

**Tabela A.13** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para rotina dos subsistemas de coleta e armazenamento de água quente.

Número do dado de saída		Descrição
1	$T_H$	Temperatura da água quente que retorno do coletor [ $^\circ\text{C}$ ]
2	$\dot{Q}_U$	Taxa de energia útil fornecida pelo coletor [ $\text{kJ/h}$ ]. OBS.: Não inclui as perdas dos dutos de ligação entre coletor e reservatório.
3	$T_R$	Temperatura média do fluido que retorna ao coletor [ $^\circ\text{C}$ ]
4	$\dot{m}_c$	Fluxo de massa do fluido para o coletor [ $\text{kg/h}$ ].
5	$T_d$	Temperatura média do fluido entregue a demanda [ $^\circ\text{C}$ ].

6	$\dot{m}_L$	Fluxo de massa para a demanda de água quente [kg/s]
7	$\dot{Q}_{env}$	Taxa de energia perdida para o ambiente [kJ/h]
8	$\dot{Q}_{sup}$	Taxa de energia para suprir a demanda de água quente [kJ/h]
9	$\Delta E$	Variação da energia interna do reservatório desde o início da simulação [kJ]
10	$\dot{Q}_{aux}$	Taxa energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ/h]
11	$\dot{Q}_{U_R}$	Taxa de energia útil fornecida ao reservatório pelo coletor [kJ/h]. OBS.: Inclui as perdas dos dutos de ligação entre coletor e reservatório.
12	$\bar{T}$	Temperatura média do fluido dentro do reservatório térmico [°C]

#### A.1.6. Integração dos parâmetros monitorados

O programa TRNSYS possui uma rotina que possibilita a integração de quaisquer parâmetros desejados no intervalo de tempo de interesse. Para o desenvolvimento do programa de otimização deste trabalho o tempo de interesse corresponde ao ano de simulação. A Tabela A.14 mostra quais foram os parâmetros monitorados.

**Tabela A.14** - Exemplo de dados de entrada para a rotina integração dos parâmetros monitorados.

Dados de entrada N°		Descrição	Valor adotado
1	$I_T$	Radiação solar global horária em uma superfície inclinada [kJ/m <sup>2</sup> h]	Tabela A.5- Dado de saída N° 6
2	$\dot{Q}_{U_R}$	Taxa de energia útil fornecida ao reservatório pelo coletor [kJ/h]. OBS.: Inclui as perdas dos dutos de ligação entre coletor e reservatório.	Tabela A.13- Dado de saída N° 11
3	$\dot{Q}_{env}$	Taxa de energia perdida para o ambiente [kJ/h]	Tabela A.13- Dado de saída N° 7
4	$\dot{Q}_{aux}$	Taxa de energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ/h]	Tabela A.13- Dado de saída N° 10
5	$\dot{Q}_{sup}$	Taxa de energia para suprir a demanda de água quente [kJ/h]	Tabela A.13- Dado de saída N° 8

O dados de saída desta rotina são alocados na mesma ordem que estabelecidos nos dados de entradas.

**Tabela A.15** - Dados de saída dependentes do tempo de simulação para a rotina de integração dos parâmetros monitorados.

Número do dado de saída		Descrição	Dado
1	$Y_1$	O primeiro valor integrado	$I_T$
2	$Y_2$	O segundo valor integrado	$Q_{U_R}$
3	$Y_3$	O terceiro valor integrado	$Q_{env}$
4	$Y_4$	O quarto valor integrado	$Q_{aux}$
5	$Y_5$	O quinto valor integrado	$Q_{sup}$

#### *A.1.7. Impressão dos parâmetros monitorados*

O programa TRNSYS possui seis rotinas diferentes para exposição dos resultados de saída. Existe a rotina que imprime os dados de saída em intervalos específicos de tempo. Esta rotina é a representada pelo TYPE 25 e utilizada neste trabalho. Outra rotina é capaz de fazer ao mesmo tempo: a integração de parâmetros desejados sobre intervalos de tempo resumidos, a execução operações de aritmética nas integrais especificadas pelo usuário, e a impressão dos resultados. Por meio de outra rotina é possível apresentação dos dados de saída na forma tabular em função do tempo ou em função da frequência de distribuição de até 10 parâmetros em conjunto, podendo também serem apresentados histogramas que fornecem uma representação mais visual da mesma informação. Com a rotina TYPE 65 é possível visualizar concomitantemente um gráfico com as variáveis monitoradas versus o tempo de simulação. A rotina TYPE 29 executa uma análise de custo de ciclo de vida baseado em resultados da simulação e dados de custo.

A taxa energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar foi a variável monitorada que necessitava ser armazenada para que o programa de otimização pudesse fazer a análise da função objetivo. Por isso utilizou-se do TYPE 25 para armazenar esta informação. Na Tabela A.16 temos os parâmetros de entrada necessários para o programa de simulação desenvolvido.

**Tabela A.16** – Parâmetros de entrada para a rotina de impressão.

Parâmetro Nº	Descrição	Valor adotado
1 $\Delta t_p$	Intervalo de tempo que cada impressão deve ocorrer. Se $\Delta t_p > 0$ , então $\Delta t_p$ tem unidade em horas. Se $\Delta t_p < 0$ , então $\Delta t_p$ tem unidade em meses. [h]	8760
2 $t_{on}$	Tempo que a impressão deve começar [h]	0
3 $t_{off}$	tempo que a impressão deve parar [h]	8760
4 $L_{unit}$	Se $L_{unit} \leq 0$ , utiliza a linha padrão da impressão. Se $L_{unit} > 0$ , é um saída de número lógico.	12
5 UNITS	1 - Impressão utiliza as unidades fornecidas pelo usuário para cada dado de entrada 2 - Impressão utiliza as unidades padrões fornecidas pelo TRNSYS para cada dado de entrada.	1

A Tabela A.17 mostra a principal variável monitorada que serviu de base para o programa de otimização desenvolvido.

**Tabela A.17** - Dado de entrada para a rotina de impressão do parâmetro monitorado.

Dado de entrada Nº	Descrição	Valor adotado
1 $Q_{aux}$	Energia fornecida pelo aquecedor elétrico auxiliar [kJ]	Tabela A.15- Dado de saída Nº 4



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Instalações Prediais de água fria – NBR – 5626/98**. São Paulo, 1998.
- \_\_\_\_\_. **Instalações Prediais de água quente – NBR – 7198/93**. São Paulo, 1993.
- ANEEL - AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Brasília. 2003.
- Mercado de Distribuição de Energia Elétrica no Brasil no ano de 2000.
- Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acesso em: 17 de setembro de 2003.
- ALMANZA, R.; LENTZ, A.; JIMÉNEZ, G. Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs. **Solar Energy**, v.61, n. 4, p. 275-8, 1997.
- ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE: Systems and Equipment Handbook**. New York: ASHRAE, 1996.
- \_\_\_\_\_. **ASHRAE Handbook: Fundamentals**. Atlanta: ASHRAE, 1997. p. 26.1-26.4.
- BAHADORI, M. N.; CHAMBERLAIN, M. J. A simplification of weather data to evaluate daily and monthly energy needs of residential buildings. **Solar Energy**, v. 36, n. 6, p. 499-507, 1986.
- BEZERRA, A. M. **Aplicações térmicas da energia solar**. 3 ed. João Pessoa: Editora Universitária, 1998. 242p.
- BORGES, T. P. F. **Síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de água**. Campinas, 2000. 128 p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- BOX, M. J. A new method of constrained optimization and a comparison with other methods. **Computer Journal**, v. 8, p. 42-52, 1965.
- CASTRO, R. E. de. **Otimização**. Rio de Janeiro, 1999. 87p. Monografia (Inscrição direta ao Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

- CHENG, CHENG-LI; LUI, A. A study of savings in residential plumbing systems. In: Water supply and drainage for building **Proceedings from the CIB-W62 Seminar**. Edinburgh, Scotland, 1999. p. E 1-1 a E 1-9.
- CLOSE, D. J. The performance of solar water heaters with natural circulation. **Solar Energy**, v. 6, n. 1, p. 33-40, 1962
- COLLARES-PEREIRA, M.; RABL, A. The average distribution of solar radiation – Correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. **Solar Energy**, v. 22, n. 2, p. 155-64, 1979.
- CEMIG - COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS. Belo Horizonte, 2003. Tarifas de energia elétrica para o grupo de baixa tensão. Disponível em: <<http://www.cemig.com.br>>. Acesso em: 10 de setembro de 2003.
- CPFL - COMPANHIA PAULISTA DE FORÇA E LUZ. Tarifas de energia elétrica para o grupo de baixa tensão. Disponível em: <<http://www.cpfl.com.br>>. Acesso em: 10 de setembro de 2003.
- CROW, L. W. Development of hourly data for weather year for energy calculations (WYEC), including solar data, at 21 stations throughout the U.S. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS- ASHRAE, **ASHRAE Transactions**, Part 1, p. 896-901, 1981.
- CUMULUS S/A INDÚSTRIA E COMÉRCIO. **Manual de uso e instalação do sistema de aquecimento solar**. São Paulo. 26p.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 2<sup>o</sup> ed. New York: John Wiley & Sons, 1991. 919p.
- ELETROBRAS - CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS S. A. Brasília. 2001. Informações disponíveis pela internet. Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br>>. Acesso em: 20 de out. 2001.
- ELETROPAULO. São Paulo. 2003. Tarifas de energia elétrica para o grupo de baixa tensão. Disponível em: <<http://www.eletropaulo.com.br>>. Acesso em: 10 de setembro de 2003.
- FESTA, R.; RATIO, C. F. Proposal of a numerical procedure to select reference years. **Solar Energy**, v. 50, n. 1, p. 9-17, 1993.
- FISH, M.M.; GUIGAS, M.; DALENBACK, J. O . A review of large-scale solar heating systems in Europe. **Solar Energy**, v. 63, n. 6, p. 355-66, 1998.

- FRITZSCHE, H. **Programação não-linear: análise e métodos**. São Paulo: Edgard Blücher: Ed. da Universidade de São Paulo, 1978. 168p.
- GABRIELE, G.A.; RAGSDALL, K.M. **Optlib: an optimization program library – User's manual**. Columbia: College of Engineering University of Missouri, 1984. 124p.
- GAZELA, M.; MATHIOULAKIS, E. A new method for typical weather data selection to evaluate long-term performance. **Solar Energy**, v. 70, n. 4, p. 339-348, 2001.
- GONÇALVES, O. M. **Notas de aula da disciplina PCC – 5715, Qualidade de sistemas prediais**. São Paulo, 2000. (Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia de Construção Civil)
- GUPTA, C. L.; GARG, H. P. System design in solar water natural circulation. **Solar Energy**, v. 12, n. 2, p. 163-82, 1968.
- HEALEY, H. M. Cost-effective solar applications for commercial and industrial facilities. **Energy Engineering**, v. 94, n. 4, p. 34-45, 1997.
- HOBSON, P. A.; NORTON, B. A. A design nomogram for direct thermosyphon solar water heater. **Solar Energy**, v. 43, n. 2, p. 85-95, 1989.
- HUANG, B. J.; HSIEH, C. T. A simulation method for solar thermosyphon collector. **Solar Energy**, v. 35, n. 1, p. 31-43, 1985.
- HUDSON, L. G. ; MARKELL, J. **Solar technology**. Reston: Reston Publishing Company, 1985.
- ILHA, M.S.O. **Estudo de parâmetros relacionados com a utilização de água quente em edifícios residenciais**. São Paulo, 1991. 204 p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- ILHA, M.S.O.; GONÇALVES, O. M.; KAVASSAKI, Y. **Sistemas Prediais de Água Quente**. São Paulo, PCC/EPUSP, 1996. (Texto Técnico da Escola Politécnica da USP. Departamento de Engenharia de Construção Civil, TT/PCC/09, 64 p.).
- KALOGIROU, S. A.; PAPAMARCOU, C. Modeling of thermosyphon solar water heating system and a simple model validation. **Renewable Energy**, v. 21, p. 471-93, 2000.

- KARAGHOULI, A. A.; ALNASER, W.E. Experimental study on thermosyphon solar water heater in Bahrain. **Renewable Energy**, v. 24, p. 389-96, 2001.
- KLEIN, S. A.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. A design procedure for solar heating systems. **Solar Energy**, v. 18, n. 2, p. 113-27, 1976.
- KLEIN, S. A. et al. **TRNSYS 14.2 Reference Manual**. 14.2 ed. Madison: Solar Energy Laboratory – University of Wisconsin – Madison, 1996.
- KUDISH, AI; SANTAMAURA, P.; BEAUFORT, P. Direct measurement and analysis of thermosyphon flow. **Solar Energy**, v. 35, n. 2, p. 167-73, 1985.
- LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. The long- term average performance of flat plate solar energy collectors. **Solar Energy**, v. 7, n. 2, p. 53-74, 1963.
- MARA- MINISTÉRIO DA AGRICUTURA E REFORMA AGRÁRIA. **Normais Climatológicas (1961-1990)**. Brasília, 1992.
- MME - MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERIGA. Brasília, 2002. Balanço Energético Nacional. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 15 de setembro de 2003.
- MOHAMAD, A. A. Integrated solar collector-storage tank system with thermal diode. **Solar Energy**, v. 61, n. 3, p. 218-21, 1997.
- MORRISON, G. L.; BRAUN, J. E. System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters. **Solar Energy**, v. 34, n. 4/5, p. 389-405, 1985.
- MORRISON, G. L.; TRAN, H. N. Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters. **Solar Energy**, v. 33, n. 6, p. 515-26, 1984.
- ONG, K. S. A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. **Solar Energy**, v. 16, n. 3/4, p. 137-47, 1974
- ONG, K. S. An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater. **Solar Energy**, v. 18, n. 3, p. 183-91, 1976
- PETRUCCI, A. L. **Modelos para previsão do comportamento de aquecedores de acumulação em sistemas prediais de água quente**. São Paulo, 1998. 167 p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- PRADO, R. T. A. **Gerenciamento de demanda e consumo de energia para aquecimento de água em habitações de interesse social**. São Paulo, 1991. 261p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

- PRADO, R. T. A.; GONÇALVES, O. M. **Gerenciamento de demanda e consumo de energia para aquecimento de água em habitações de interesse social: resumo.** São Paulo, PCC/EPUSP, 1992. (Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP, BT/PCC/59).
- PSSIMANIS, D.; KARRAS, G.; NOTARIDOU, V.; GAVRA, K. The generation of a 'typical meteorological year' for the city of Athens. **Solar Energy**, v. 40, n. 5, p. 405-411, 1988.
- REINDL, D.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. Diffuse fraction correlations. **Solar Energy**, v. 45, n. 1, p. 1-7, 1990.
- ROCHA LIMA JUNIOR, J. **Análise de Investimentos: Princípios e Técnicas para Empreendimentos do Setor da Construção Civil.** São Paulo, PCC/EPUSP, 1993. (Texto Técnico da Escola Politécnica da USP. Departamento de Engenharia de Construção Civil, TT/PCC/06, 45 p.).
- SCHWEITZER, S. A possible "average" weathers year on Israel's coastal plain for solar system simulations. **Solar Energy**, v. 21, n. 6, p. 511-515, 1978.
- SHARIAH, A. M.; LÖF, G. O. G. Effects of auxiliar heater on annual performance of thermosyphon solar water heater simulated under variable operating conditions. **Solar Energy**, v.60, n. 2, p. 119-26, 1997.
- SHARIAH; A. M.; SHIALABI, B. Optimal design for a termosyphon solar water heater. **Renewable Energy**, v. 11, p. 351-61, 1997.
- SOLETROL INDUSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Curva de eficiência Instantânea –Coletor Solar Soletrol Max Alumínio 1.6 (pré-etiqueta). [informação pessoal] 2001.
- SOUKA, A. F.; SAFWAT, H. H. Determination of the optimun orientations for double-exposure, flat-plate collector and its reflectors. **Solar Energy**, v. 10, n. 4, p. 170-74, 1966.
- TSILINGIRIS, P. T. Design, analysis and performance of low-cost plastic film large solar water heating systems. **Solar Energy**, v. 60, n. 5, p. 245-56, 1997.
- UDAGAWA, M.; KIMURA, KEN-ICHI. Otimization of energy use for advanced solar houses. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONIG ENGINEERS- ASHRAE, **ASHRAE Transations**, Part 1, p. 993-1008, 1997.

YAKUP, M. A. B.; MALIK, A. Q. Optimal tilt angle and orientations for solar collector in Brunei Darussalan. **Renewable Energy**, v. 24, p. 223-34, 2001.