

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

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL
DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR PARA ÁGUA**

por

Antonio Marcos de Oliveira Siqueira

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, maio de 2003

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL
DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR PARA ÁGUA**

por

Antonio Marcos de Oliveira Siqueira

Mestre em Engenharia Mecânica

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

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Arno Krenzinger

Aprovada por:

Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan

Prof. Dr. Oscar Daniel Corbella

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, maio de 2003.

À memória de meu pai José Efigênio.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Arno Krenzinger, pela orientação, sabedoria e paciência ao longo destes anos.

Aos colegas do PROMEC e do DEMEC, pela colaboração e amizade.

À minha mãe Regina e ao Wagner, por sempre acreditarem em mim.

À Deus por tudo.

RESUMO

DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR PARA ÁGUA

Esta Tese apresenta uma análise do comportamento térmico de um sistema de aquecimento solar operando por termossifão. Neste tipo de sistema o fluido no coletor solar é circulado por convecção natural, que acontece devido à diferença de massa específica da água ao longo do circuito. Nestes sistemas a vazão mássica varia ao longo do dia e do ano, dependendo, dentre outros fatores, da irradiância solar absorvida, do perfil de temperaturas da água no sistema, da geometria, do volume e do perfil de demanda de água quente.

Para uma avaliação detalhada do comportamento térmico de aquecedores solares operando por termossifão foram realizados ensaios experimentais e cálculos teóricos. Os resultados dos experimentos concordaram com aqueles apresentados na literatura e sua análise fundamentou o desenvolvimento do aplicativo *TermoSim*, um programa de simulação computacional do comportamento térmico de sistemas de aquecimento de água com energia solar. O tratamento matemático adotado no *TermoSim* compreende a modelagem dos coletores solares de acordo com a teoria de Hottel-Bliss-Whillier. O reservatório térmico é modelado com estratificação térmica, convecção e condução entre as camadas. A vazão mássica é obtida a partir do balanço da quantidade de movimento no circuito.

Os modelos matemáticos empregados na construção do aplicativo *TermoSim* foram validados através do confronto dos resultados simulados com medidas experimentais. Foi demonstrado que a utilização destes modelos é adequada e permite reproduzir com precisão o comportamento térmico dos coletores solares e do reservatório térmico.

Além do programa *TermoSim*, foi também desenvolvido o programa *TermoDim*, que é uma ferramenta para o dimensionamento de sistemas de aquecimento solar, que requer apenas o conhecimento dos parâmetros geométricos do sistema, dados meteorológicos em média mensal e informação a respeito do volume de demanda. O *TermoDim* é apropriado para estimar o desempenho de aquecedores solares operando por termossifão com tanques verticais e horizontais. O método de dimensionamento do *TermoDim* é baseado na correlação para a eficiência média mensal obtida neste trabalho a partir de um grande número de simulações.

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF A COMPUTER SIMULATION SOFTWARE FOR SOLAR WATER HEATING SYSTEMS

This thesis presents an analysis of the thermal behavior of a thermosyphon solar water heating system. In these systems the collector fluid circulates by natural convection, i.e., due to the density difference along the system. The mass flow rate varies along the day and the year, depending on the absorbed solar radiation, the system fluid temperatures, the system geometry, the demand conditions and others factors.

Preliminary calculations and measurements were performed on the mass flow rate, fluid and storage tank temperatures. Comparison between experimental and predicted theoretical results is presented. The results analysis was used on the development of *TermoSim*: a software for computer simulation of solar water heating systems.

The mathematical models considered on *TermoSim* comprises mainly the solar collectors, storage tanks and connecting pipes. The solar collectors are modeled according the classical quasi-steady approximation by Hottel-Bliss-Whillier theory. The storage tank is modeled as stratified liquid tank with multinodal convection and conduction. The collector mass flow rate is evaluated from a balance between the friction pressure drop and the pressure due to density differences along the thermosyphon circuit (thermosyphon head). The models were validated from the comparison between simulated results and experimental data. It was found that the models are adequate to reproduce accurately the thermal behavior for the solar collector and storage tank.

Besides the software *TermoSim*, it was also developed the program *TermoDim*, which is a design tool that requires only system geometric parameters, monthly averaged meteorological data and information about the load amount. *TermoDim* is appropriate for estimating the performance of thermosyphon systems with vertical and horizontal storage tanks. The design method was based on the correlation for the system monthly efficiency obtained in this Thesis from a large number of simulations.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	1
1.1 INTRODUÇÃO	1
1.2 OBJETIVOS	3
1.3 ESCOPO DO TRABALHO	4
CAPÍTULO 2 – SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA	6
2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.2 PROGRAMAS COMPUTACIONAIS DE SIMULAÇÃO	17
CAPÍTULO 3 – DIMENSIONAMENTO: TERMODIM	19
3.1 CORRELAÇÃO PROPOSTA	20
3.1.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA	22
3.1.2 SIMULAÇÃO	24
3.1.3 CORRELAÇÃO PARA A EFICIÊNCIA TÉRMICA	24
3.2 APLICAÇÃO DA CORRELAÇÃO DESENVOLVIDA NO DIMENSIONAMENTO COM O TERMODIM	29
CAPÍTULO 4 – ABORDAGEM EXPERIMENTAL	34
4.1 EQUIPAMENTOS	34
4.1.1 COLETORES SOLARES	36
4.1.2 RESERVATÓRIO TÉRMICO	36
4.1.3 TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS	37
4.2 INSTRUMENTAÇÃO	38
4.2.1 INTRODUÇÃO	38
4.2.2 ENCAPSULAMENTO E CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA	39
4.3 AQUISIÇÃO DE DADOS	40
4.4 AFERIÇÃO DO SENSORES DE TEMPERATURA	44
4.5 AFERIÇÃO DO SENSOR DE VAZÃO ÓTICO	45
4.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS	46
CAPÍTULO 5 – ESTIMATIVA TEÓRICA DA VAZÃO MÁSSICA	48
5.1 METODOLOGIA 1 – BALANÇO DE ENERGIA NO RESERVATÓRIO TÉRMICO	48
5.2 METODOLOGIA 2 – EQUAÇÃO DE HAGEN-POISEUILLE	53
5.3 METODOLOGIA 3 – CORRELAÇÃO DE SIDDIQUI	56
5.4 METODOLOGIA 4 – BALANÇO SIMPLIFICADO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO	56
5.5 METODOLOGIA 5 – EQUAÇÃO SIMPLIFICADA DE HOTTEL-BLISS-WHILLIER	58
5.6 APLICAÇÃO DOS MÉTODOS ALTERNATIVOS	58

CAPÍTULO 6 – SIMULAÇÃO: TERMOSIM	60
6.1 BALANÇO DE ENERGIA NOS COLETORES SOLARES	62
6.2 BALANÇO DE ENERGIA NO RESERVATÓRIO TÉRMICO	64
6.3 BALANÇO DE ENERGIA NAS TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS	71
6.4 BALANÇO DE ENERGIA NO AQUECEDOR AUXILIAR	72
6.5 BALANÇO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO NO SISTEMA	74
6.6 BALANÇO DE ENERGIA E DE MASSA NO MISTURADOR	78
CAPÍTULO 7 – RESULTADOS	81
7.1 TERMOSIM: INTERFACE GRÁFICA	81
7.2 ESTIMATIVA DA VAZÃO MÁSSICA	84
7.2.1 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO RESERVATÓRIO TÉRMICO	89
7.3 OBSERVAÇÕES EXPERIMENTAIS	94
7.4 VALIDAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS EMPREGADOS NA CONSTRUÇÃO DO APLICATIVO TERMOSIM	104
CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
ANEXO A1 – DETERMINAÇÃO DE UA DO RESERVATÓRIO TÉRMICO	120
ANEXO A2 – TRNSYS	127

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da seção transversal	$[m^2]$
$a, b \text{ e } c$	coeficientes da equação de 2 ^o grau (6.55)	
A_C	área do arranjo de coletores	$[m^2]$
A_{mat}	área da seção transversal da parede do reservatório ocupada pelo material da parede do mesmo	$[m^2]$
A_{reserv}	área da superfície interna da parede do reservatório	$[m^2]$
A_s	área da seção transversal do reservatório térmico	$[m^2]$
a_z	constante da correlação para o fator de correção da eficiência térmica	$[-]$
B_0	parâmetro de resistência ao escoamento no coletor solar e ao longo das tubulações hidráulicas	$[s^2.m.kg^{-1}]$
B_1	parâmetro de resistência ao escoamento do fluido que ocorre devido às perdas localizadas	$[s^2.m^3.kg^{-2}]$
b_z	constante da correlação para o fator de correção da eficiência térmica	$[-]$
C	comprimento	$[m]$
C_p	calor específico	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$c_i, d_b, F_i^c, F_i^d, G_i^c, G_i^d$	funções de controle no modelamento do reservatório térmico	$[-]$
CT	carga térmica	$[MJ]$
D	diâmetro	$[m]$
E	fator de queda de pressão localizada	$[-]$
$E(t)$	energia armazenada no reservatório	$[J]$
f	fator de atrito	$[-]$
f	fração solar	
F'	fator de eficiência do coletor	$[-]$
F_R	fator de remoção do coletor	$[-]$
$F_R(\tau\alpha)$	parâmetro de qualidade do coletor solar – perdas óticas	$[-]$
$F_R U_L$	parâmetro de qualidade do coletor solar – perdas térmicas	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
g	aceleração da gravidade padrão	$[m.s^{-2}]$
Gr	número de Grashof	$[-]$

H_0	distância vertical entre a base do reservatório e a entrada do coletor	[m]
H_1	distância vertical do nível do solo à entrada dos coletores	[m]
H_2	distância vertical do nível do solo à saída dos coletores	[m]
H_3, H_5	distância vertical do nível do solo a entrada de água quente no tanque	[m]
H_4	distância vertical do nível do solo a base do tanque	[m]
H_6	distância vertical do nível do solo ao topo do tanque	[m]
H_C	altura do coletor	[m]
H_{col}	posição de entrada no reservatório térmico da água quente oriunda dos coletores solares	[m]
H_f	queda de pressão no circuito	[m]
h_o	coeficiente de transferência convectiva de calor	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
H_r	posição de entrada no reservatório térmico da água fria oriunda da rede	[m]
H_{repr}	altura representativa no circuito	[m]
H_{reserv}	altura do reservatório térmico	[m]
H_t	carga de termossifão induzida no circuito	[m]
H_T	irradiação solar global incidente no plano do coletor	[W.m ⁻²]
I_T	irradiância solar incidente na superfície da placa coletora	[W.m ⁻²]
K	condutividade térmica	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
k_e	condutividade térmica efetiva	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
k_{mat}	condutividade térmica do material da parede do tanque	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
L	comprimento	[m]
LCW	camada do tanque cuja altura é mais próxima da posição de entrada da água quente oriunda dos coletores solares	[-]
LCW_{eq}	camada do tanque cuja temperatura é mais próxima daquela de entrada da água quente oriunda dos coletores solares	[-]
LSW	camada do tanque cuja altura é mais próxima da posição de entrada da água fria oriunda da rede	[-]
LSW_{eq}	camada do tanque cuja temperatura é mais próxima daquela de entrada da água fria oriunda da rede	[-]
m	massa	[kg]
\dot{m}_C	vazão mássica da água que circula pelo arranjo de coletores	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_{consumo}$	vazão mássica da água destinada ao consumo	[kg.s ⁻¹]

\dot{m}_d	vazão mássica da água destinada a demanda no reservatório	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_i	fluxo de massa líquido de fluido entre as camadas no reservatório	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_2	vazão mássica da água da rede fria no misturador	[kg.s ⁻¹]
M_i	massa da camada i no reservatório térmico	[kg]
n_C	número de tubos no coletor solar	[-]
n_{reserv}	número de camadas no reservatório térmico	[-]
Nu	número de Nusselt	[-]
P	perímetro externo da tubulação	[m]
Pr	número de Prandtl	[-]
Q_C	vazão volumétrica	[litros.s ⁻¹]
\dot{Q}_{acum}	variação da energia interna armazenada no reservatório	[W]
\dot{Q}_{aux}	potência fornecida pelo aquecedor auxiliar	[W]
\dot{Q}_d	taxa de energia fornecida a demanda	[W]
\dot{Q}_{perdas}	taxa de energia trocada entre o reservatório e as suas vizinhanças	[W]
\dot{Q}_{tub}	perdas térmicas médias na tubulação que interliga os coletores ao reservatório térmico	[W]
$\dot{Q}_{útil}$	taxa de energia útil proveniente dos coletores solares	[W]
Re	número de Reynolds	[-]
S	energia solar absorvida pelos coletores solares	[W.m ⁻²]
SG	massa específica relativa	[-]
Si	número de Siddiqui	[-]
T	temperatura	[°C]
u	velocidade	[m.s ⁻¹]
U	coeficiente global de transferência de calor para o ar ambiente	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
U_L	potencial de perdas de energia a partir da placa absorvedora nos coletores para o ar ambiente	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
(UA)	coeficiente global de transferência de calor	[W.K ⁻¹]
V_{ACi}	volume a partir da base do tanque até a metade da camada do reservatório	[litros]
V	volume	[litros]
W	distância entre os centros de dois tubos consecutivos no coletor solar	[m]

x	coordenada espacial na direção do escoamento	[m]
y	coordenada espacial na direção do escoamento	[m]
β	ângulo de inclinação do arranjo de coletores solares	[graus]
β	coeficiente de expansão térmica	[K ⁻¹]
ρ	massa específica	[kg.m ⁻³]
η	eficiência térmica	[-]
ν	viscosidade cinemática	[m ² .s ⁻¹]
f_{η}	fator de correção	[-]
μ	viscosidade dinâmica	[N.s.m ⁻²]
η_{aquec}	eficiência do aquecedor auxiliar	[-]
η_c	eficiência térmica corrigida	
η_{ref}	eficiência térmica de referência	
Δh	desnível entre o topo do coletor e a base do reservatório térmico	[m]
Δp	queda de pressão	[Pa]
Δt	intervalo de tempo	[s]
$(\tau\alpha)$	produto transmitância-absortância efetivo	[decimal]

Subscritos:

a	ambiente
aux	aquecedor auxiliar
$base$	base do reservatório térmico
C	coletor solar
$consumo$	consumo
d	demanda; camada onde é realizada a retirada de água quente
e	entrada
i	número da camada no tanque
$isol$	isolamento térmico
loc	localizada
m	média
p	placa
r	rede
ref	referência, projeto

<i>reserv</i>	reservatório térmico
<i>s</i>	saída
<i>s</i>	superficial
<i>sa</i>	teórica – sol-ar
<i>topo</i>	topo do reservatório térmico
<i>TUB4-1</i>	tubulação hidráulica entre a saída de água fria no reservatório térmico à entrada do arranjo de coletores solares
<i>TUB2-3</i>	tubulação hidráulica entre a saída do arranjo de coletores solares e a admissão de água quente no reservatório térmico

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 - Sistema de aquecimento solar de água operando em regime de termossifão	21
Figura 3.2 - Eficiência térmica diária em média mensal: correlação versus simulação	27
Figura 3.3 – Tela principal do <i>TermoDim</i> – 1 ^a etapa do dimensionamento do SSAA	31
Figura 3.4 – Tela principal do <i>TermoDim</i> – resultado final do dimensionamento do SSAA	32
Figura 3.5 – Tela de entrada de dados: coletor solar	33
Figura 4.1 – Desenho esquemático do SSAA operando por termossifão	35
Figura 4.2 – Fotografia do SSAA operando por termossifão na bancada de testes	35
Figura 4.3 - Desenho esquemático do reservatório térmico	37
Figura 4.4 – Desenho esquemático do termo-resistor de platina, Pt ₁₀₀	39
Figura 4.5– Distâncias a partir da lateral esquerda do tanque - 6 pontos de medida de temperatura. (Vista Frontal)	42
Figura 4.6 – Posições no tanque - 6 pontos de medida de temperatura (Vista Lateral)	42
Figura 4.7 – Distâncias a partir da base do tanque - 6 pontos de medida de temperatura (Valores em metros)	43
Figura 4.8 – Aferição do sensor de vazão	45
Figura 5.1 – Balanço térmico no reservatório de água quente	49
Figura 5.2 – Curva de estratificação térmica <i>versus</i> volume de cada camada	52
Figura 5.3 – Desenho esquemático do SSAA	54
Figura 6.1 – Fluxograma simplificado: determinação do desempenho térmico do sistema	61
Figura 6.2 – Representação esquemática da estratificação térmica no reservatório	66
Figura 6.3 – Balanço de energia na camada i do reservatório térmico	67
Figura 6.4 – Diagrama: distribuição hipotética de temperatura no sistema	75
Figura 6.5 – Representação esquemática do misturador de água quente e fria	79
Figura 7.1 – Janela de entrada de dados – coletor solar	82
Figura 7.2 – Janela de entrada de dados – reservatório térmico	82
Figura 7.3 – Janela de entrada de dados – tubulação hidráulica	83
Figura 7.4 – Janela de entrada de dados relativos ao perfil de demanda e consumo de água quente	83
Figura 7.5 – Janela de entrada de parâmetros geométricos para o balanço da quantidade de movimento	84

Figura 7.6 - Confronto teórico-experimental: M1	85
Figura 7.7 - Confronto teórico-experimental: M2	86
Figura 7.8 - Confronto teórico-experimental: M3	86
Figura 7.9 - Confronto teórico-experimental: M4	87
Figura 7.10 - Confronto teórico-experimental: M5	88
Figura 7.11 - Confronto teórico-experimental: M6	89
Figura 7.12 – Curvas experimentais do resfriamento do tanque	90
Figura 7.13 – Curva experimental para determinação de UA [$W.K^{-1}$] com $\Delta t = 8$ horas	91
Figura 7.14 – Curva experimental para determinação de UA [$W.K^{-1}$]	92
Figura 7.15 – Curvas de resfriamento para diferentes valores do coeficiente global de transferência de calor, (UA) [$W.K^{-1}$]	93
Figura 7.16 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meio-dia (E3)	95
Figura 7.17 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meia-noite (E3)	96
Figura 7.18 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meia-noite (E4)	97
Figura 7.19 – Distribuição da temperatura da água no sistema: 15 horas (E4)	98
Figura 7.20 – Distribuição da temperatura da água e vazão mássica no sistema (E1)	99
Figura 7.21 – Perfis de temperatura no SSAA (E2)	100
Figura 7.22 – Temperatura da água na entrada e saída do arranjo de coletores solares (E5)	101
Figura 7.23 – Distribuição da temperatura da água no interior do reservatório térmico (E5)	102
Figura 7.24 – Validação da modelagem matemática: coletores solares	105
Figura 7.25 – Validação da modelagem matemática: reservatório térmico	106
Figura 7.26 – Confronto: resultados simulados <i>versus</i> experimentais	107

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros que caracterizam o desempenho do coletor solar	22
Tabela 3.2 – Dados para o dimensionamento	30
Tabela 4.1 – Especificação dos canais da caixa multiplexadora	41
Tabela 4.2 – Informações relativas aos Pt ₁₀₀ internos ao reservatório térmico (bainhas)	42
Tabela 4.3 – Informações relativas aos Pt ₁₀₀ externos ao reservatório térmico	43
Tabela 4.4 - Ordem de aquisição (leitura dos canais) dos dados no programa	43
AGQUENTE	
Tabela 4.5 – Resumo das constantes de calibração dos sensores de temperatura e radiação conectados a caixa multiplexadora	44
Tabela 5.1 – Trabalhos realizados sobre aquecedores solares de água operando por termossifão: método teórico empregado na determinação da vazão mássica de circulação do fluido no sistema	59
Tabela 7.1 – Quadro resumo dos procedimentos teóricos adotados	84
Tabela 7.2 – Determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor	91
Tabela 7.3 – Parcelas (%) de energia perdida por componente do SSAA	102
Tabela 7.4 – Eficiências térmicas do coletor e sistema para o SSAA da bancada de testes	103
Tabela 7.5 – Diferença de temperatura entre a entrada e saída dos coletores solares	104

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 INTRODUÇÃO

O sistema solar de aquecimento de água (SSAA) operando por termossifão é um sistema auto-regulado, isento de controles mecânicos, constituído basicamente por um arranjo de coletores solares, reservatório térmico e tubulações hidráulicas de conexão.

Esse tipo de sistema não utiliza bomba para fazer a circulação do fluido de trabalho, sendo também chamado de sistema com circulação natural. A circulação inicia quando o Sol passa a aquecer o fluido no coletor, tornando-o menos denso que o fluido no fundo do reservatório, criando assim uma circulação convectiva do fundo do reservatório para a entrada do coletor, da entrada para a saída do coletor e da saída do coletor para o topo do reservatório. Deste modo, o diferencial criado pelos gradientes de temperatura é utilizado para produzir o escoamento do fluido aquecido sem qualquer outra fonte externa de energia, a não ser o Sol. Estes sistemas são os mais utilizados para o caso brasileiro, pois são simples e muitas vezes mais convenientes, principalmente para sistemas pequenos e de uso doméstico.

Uma particularidade deste sistema é a necessidade de que o reservatório esteja obrigatoriamente acima do nível dos coletores o que, por vezes, pode provocar alguma dificuldade em relação à arquitetura e estética da edificação. Isto se faz necessário para permitir a circulação natural, sendo que para tal é desejável ainda deixar uma distância vertical mínima entre o topo do coletor e a base do reservatório térmico.

Neste tipo de sistema a circulação reversa pode ocorrer sempre que a radiação for insuficiente para aquecer o fluido no coletor e o fluido dentro do reservatório estiver aquecido e o que estiver dentro do coletor estiver a uma temperatura mais baixa (e conseqüentemente mais denso que o que está armazenado no reservatório).

Se o reservatório estiver acima do nível do coletor, haverá sempre uma coluna de água quente na tubulação isolada que liga a saída do coletor ao reservatório, a qual tenderá a balancear a diferença de pressão, reduzindo o efeito da circulação reversa.

A circulação reversa diminui com o aumento do isolamento da tubulação hidráulica que interliga o arranjo de coletores e o reservatório térmico. Norton e Probert [1983] recomendam um espaçamento vertical entre o topo do arranjo de coletores solares e a base do reservatório na faixa entre 20 cm e 2,0 m, a fim de minimizar os efeitos da circulação reversa. No entanto, estes

mesmos pesquisadores ressaltam que nos sistemas em operação, em geral, os instaladores empregam um distanciamento médio de 20 cm, até mesmo um pouco menos, e o aquecedor apresenta-se termicamente e hidraulicamente satisfatório.

Esta é apenas uma peculiaridade em um tipo de sistema que envolve inúmeras sutilezas [Sokolov e Arbel, 1992]. Cada alteração geométrica e de instalação pode interferir significativamente no resultado do funcionamento do sistema e para estudar estas alterações seriam necessários inúmeros ensaios e montagens experimentais, o que pode se tornar um procedimento demorado e de alto custo operacional.

Nos últimos anos, diversas investigações científicas a cerca destes sistemas tem sido realizadas com diferentes graus de detalhamento e profundidade. Destas, os poucos trabalhos experimentais enfrentaram sempre dificuldade quando da avaliação da vazão mássica de circulação da água no sistema, isto porque, qualquer acessório incluído ao longo do sistema (por exemplo, um fluxímetro) altera a perda de carga, e conseqüentemente, a magnitude da vazão mássica e os perfis de temperatura. Desta maneira, o comportamento térmico avaliado não representa o sistema. Existem alguns procedimentos experimentais para a quantificação da vazão que podem ser empregados sem afetar o sistema, como os sensores de vazão baseados no efeito doppler. No entanto, estes instrumentos requerem um investimento bastante alto. Outra alternativa encontrada é a medição indireta através do balanço de energia no reservatório.

Pode-se prever o desempenho do sistema de aquecimento solar de água a partir da extrapolação de dados físicos em escala menor ou da simulação de dados de um modelo matemático análogo. Como a análise de um modelo físico é geralmente mais difícil e dispendiosa, o projeto de um novo sistema baseia-se quase sempre na predição do desempenho através de um modelo matemático, construído de relações empíricas obtidas de dados experimentais em sistemas solares de aquecimento de água, sob condições especificadas, que permite a estimativa do desempenho do sistema em um computador, para condições arbitrariamente definidas.

Assim, diversos pesquisadores têm recorrido a simulação computacional para estudar estes sistemas. Neste caso, a modelagem matemática destes sistemas é um tanto complexa devido às características inerentes a este sistema e a natureza da energia solar. Muitos dos trabalhos têm sido utilizados somente para estudar o desempenho do SSAA para um período curto de dias ou para condições simplificadas de operação, como, por exemplo, sem consumo de água quente durante o período de operação do coletor.

Com esta abordagem, cada componente pode ser representado matematicamente por uma equação ou sistema de equações para a determinação do perfil de temperaturas da água ao longo

do mesmo, considerando-se como conhecidos a temperatura e a vazão na posição de saída do componente que o antecedente fisicamente no circuito. Ou seja, o desempenho térmico do SSAA é obtido pela resolução do sistema de equações formado pelas equações de cada componente. Em vista disso, vários pesquisadores realizaram estudos teóricos através da simulação computacional e confrontaram, quando possível, os resultados simulados com medidas experimentais para a temperatura em diferentes posições ao longo do sistema, principalmente, as temperaturas da água na entrada e na saída do arranjo de coletores solares e a temperatura média da água armazenada no reservatório térmico ou a temperatura num ponto superior do mesmo. Em alguns casos, foram utilizados métodos alternativos e/ou indiretos para a quantificação da vazão mássica.

Os resultados da simulação podem fornecer informações sobre as características geométricas e operacionais mais adequadas. Restrições como o posicionamento do reservatório térmico, número de conexões ao longo das tubulações, perfis de demanda, posicionamento dos aquecedores auxiliares e variabilidade das condições climáticas, entre outras, são algumas das variáveis que devem ser levadas em conta no projeto destes sistemas. A definição correta pode conduzir a uma economia apreciável nos custos do sistema de aquecimento solar de água, bem como, um melhor entendimento da operação do mesmo.

1.2 OBJETIVOS

Considerando estes fatos, esta Tese concentra-se no desenvolvimento e na avaliação de modelos matemáticos para a simulação do comportamento térmico e hidrodinâmico de sistemas de aquecimento de água com energia solar operando em circulação natural, bem como no desenvolvimento de um programa de computador que utilize estes modelos matemáticos para simular o comportamento dos mesmos sistemas. O programa de simulação permite aos usuários e aos projetistas destes sistemas de aquecimento economizar tempo, eliminar etapas, particularmente aquelas que normalmente demandam mais tempo e recursos financeiros quando da realização de ensaios experimentais e/ou construção de protótipos. Além disto, o programa possibilita uma visão do desempenho deste tipo de sistema quando submetido a condições operacionais, climáticas e de demanda diversas.

Através da simulação computacional, pode-se avaliar o comportamento e o desempenho dos sistemas de aquecimento de água operando em circulação natural. No entanto, para proceder

a uma simulação é necessário que o interessado informe um grande número de dados, incluindo o dimensionamento do sistema a ser simulado. Como em geral os dados de partida conhecidos existem apenas pelo lado da demanda, o usuário da simulação deverá previamente realizar uma etapa de dimensionamento.

Considerando esta necessidade, nesta Tese apresenta-se também o desenvolvimento de uma correlação para o cálculo da eficiência em média mensal do sistema sem a necessidade de se recorrer à determinação experimental.

Os objetivos específicos desta Tese são:

- Sedimentar os modelos matemáticos utilizados, validando seus resultados experimentalmente, ou seja, aglutinar as contribuições dos diferentes métodos na estimativa do desempenho destes sistemas e de seus componentes.
- Desenvolver um programa de dimensionamento de sistemas de aquecimento de água operando em regime de termossifão.
- Desenvolver um programa de simulação do comportamento térmico de sistemas de aquecimento de água operando em regime de termossifão.

1.3 ESCOPO DO TRABALHO

O texto da Tese é constituído de 8 Capítulos e 2 Anexos. Neste Capítulo inicial apresenta-se uma introdução aos assuntos abordados. É estabelecido e discutido o problema que se propõe estudar e são enunciados os objetivos específicos do trabalho.

No Capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos teóricos e experimentais realizados a respeito de aquecedores solares operando em regime de termossifão. São também apresentados os principais programas disponíveis para a simulação de tais sistemas.

No Capítulo 3 é apresentada a metodologia desenvolvida nesta Tese para o estabelecimento de uma correlação para a eficiência térmica, base para a construção do aplicativo *TermoDim*, ferramenta para o dimensionamento de sistemas solares de aquecimento de água operando em regime de termossifão, o que vem atender a uma demanda de projetistas e estudantes por uma ferramenta específica para tais sistemas.

No Capítulo 4 o estudo é aprofundado, com a proposição de uma estratégia de operação experimental e a descrição de meios para sua concretização. O desenvolvimento dessa estratégia foi baseado nos resultados experimentais obtidos em bancada no Laboratório de Energia Solar

(LES) que permitiram também confirmar os resultados computacionais obtidos pelo programa de simulação. Como a vazão mássica do fluido de trabalho nos sistemas de aquecimento de água operando em regime de termossifão é uma grandeza cuja determinação exige um certo esforço computacional e a realização de balanços da quantidade de movimento e de energia ao longo do sistema, foram realizados experimentos iniciais para se avaliar as diferentes maneiras de determinar esta variável, que depende significativamente das condições climáticas e das condições operacionais, além dos parâmetros construtivos dos sistemas.

No Capítulo 5 são descritos cinco métodos para estimativa teórica da vazão de circulação no sistema, bem como a eficiência térmica dos coletores e do sistema como um todo. Estes procedimentos podem ser utilizados quando da impossibilidade de realizar uma simulação detalhada, ou mesmo quando se deseja apenas verificar algumas medidas pontuais e específicas para um dado aquecedor solar operando por termossifão. O confronto dos resultados teóricos e os experimentais de vazão atestaram a possibilidade de utilização destes métodos alternativos.

No Capítulo 6, por sua vez, são apresentados os diversos modelos matemáticos empregados na construção do aplicativo de simulação *TermoSim*: balanços de energia nos coletores solares, no reservatório térmico, tubulações hidráulicas e o balanço da quantidade de movimento, que possibilita a determinação da vazão mássica, que é uma variável, oriunda do acoplamento entre energia e massa e que a partir de sua determinação, possibilita a determinação dos perfis de temperatura ao longo do sistema e por conseguinte, a determinação das grandezas do desempenho, eficiência térmica e fração solar.

O aplicativo *TermoSim*, programa de simulação, reúne as principais observações do trabalho de pesquisa bibliográfica e experimental e consolida o aprendizado do doutorando. O programa desenvolvido para o ambiente Windows permite simulações com diferentes características de montagem e apresenta como resultado o comportamento térmico detalhado de cada componente do sistema.

No Capítulo 7 são apresentados os principais resultados obtidos e a discussão de algumas evidências teórico-experimentais constatadas nos ensaios realizados e nas estimativas efetuadas. São apresentadas, também, curvas que mostram o confronto dos resultados obtidos na validação dos modelos matemáticos empregados na construção do programa de simulação *TermoSim*.

Finalmente, o Capítulo 8 encerra este texto, apresentando as conclusões e as contribuições obtidas.

CAPÍTULO 2 – SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

Neste capítulo são apresentados os estudos sobre o comportamento dos sistemas solares de aquecimento de água (SSAA). É apresentada uma sucinta revisão bibliográfica nesta área, listando-se alguns dos principais trabalhos executados no âmbito da análise do comportamento dos SSAA operando por termossifão e programas computacionais de simulação de tais sistemas.

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desempenho de sistemas de aquecimento de água operando em regime de termossifão tem sido estudado por muitos pesquisadores. Close [1962] foi o primeiro a desenvolver um modelo para descrever o desempenho de um SSAA operando por termossifão. Através de experimentos, Close observou que a diferença entre as temperaturas médias do fluido no coletor e no tanque de armazenamento de água quente é muito pequena. A diferença de temperatura ao longo do coletor é da ordem de 10°C. Baseado nesta evidência experimental, ele desenvolveu um modelo analítico simples, considerando, dentre outros: condições ideais de céu claro, nenhuma retirada de água quente para o consumo, variação temporal da insolação e da temperatura ambiente como funções senoidais, e uma distribuição linear da temperatura tanto no reservatório térmico como no coletor solar e regime laminar no circuito. Close obteve uma equação diferencial, descrevendo a variação temporal da temperatura média do fluido no reservatório, podendo através desta calcular o desempenho do coletor solar para o período de um dia. Os resultados obtidos pelo seu modelo concordaram com os experimentais, entretanto, apresentam certas limitações:

- Os parâmetros característicos básicos do coletor solar, entre eles o coeficiente de perda de calor, a transmitância da cobertura de vidro e a resistência do circuito são baseados em cálculos teóricos.
- A eficiência do coletor solar não foi considerada.
- O efeito da estratificação térmica no reservatório térmico não foi considerado.

De Sa [1964] desenvolveu uma equação a partir do balanço de energia na instalação solar, resolvendo-a numericamente. De Sa usou dados de radiação solar medidos experimentalmente e empregou um intervalo de tempo de meia hora na simulação. O modelo foi

usado para prever a temperatura do tanque como uma função da hora do dia, não analisando o desempenho do sistema com a retirada de água quente para o consumo. Os resultados obtidos por De Sa [1964] concordaram bem com as medidas experimentais no que diz respeito ao perfil de temperatura.

Gupta e Garg [1968] aprimoraram a análise de Close [1962], incorporando um fator de eficiência da placa para computar a eficiência térmica do coletor solar, sendo consideradas como variáveis a temperatura ambiente e a intensidade da radiação solar incidente - que foram aproximadas por expansões em série de Fourier. As medidas experimentais de Gupta e Garg não validaram satisfatoriamente os resultados analíticos, particularmente no início da manhã e no final da tarde.

Chimnery [1971] investigou experimentalmente o efeito das características do coletor, da elevação do tanque, e do clima na eficiência térmica do sistema. Ele determinou experimentalmente a perda de pressão nos coletores como uma função da vazão, e os resultados na forma de gráficos foram usados no cálculo dos comprimentos máximos permissíveis de tubulação no circuito. Ele também desenvolveu uma formulação matemática que explicou como a circulação reversa ocorre, mas não avaliou o efeito da magnitude deste fenômeno no desempenho da instalação solar.

Ong [1974], por sua vez, considerou o fator de eficiência do coletor solar e também assumiu distribuições lineares da temperatura no coletor solar e no reservatório térmico. O método de diferenças finitas foi empregado para resolver as equações governantes dos processos termofluidodinâmicos. Ong manteve a consideração de que as temperaturas médias do fluido no coletor solar e no reservatório eram praticamente iguais. A eficiência da placa e das aletas do coletor, o coeficiente de perda de calor da placa, o coeficiente convectivo água-tubo, o fator de atrito e as propriedades físicas da água foram considerados como dependentes da temperatura e/ou vazão, sendo avaliados de acordo com as condições do escoamento em cada instante de tempo. As soluções numéricas apresentaram concordância razoável com os resultados experimentais.

Ong [1976] aprimorou a análise anterior, pela divisão do SSAA operando por termossifão em várias seções, realizando os balanços de energia em cada uma delas. Em ambos trabalhos [Ong, 1974 e 1976], foram estimadas e medidas a vazão mássica (indiretamente), a temperatura média do fluido no tanque, a eficiência térmica do coletor e a eficiência média do sistema. O valor experimental para a eficiência térmica média diária do sistema foi maior que o resultado obtido pela simulação, em cerca de 25%. Com o aprimoramento da metodologia, o erro foi reduzido para menos de 12%. O intervalo de tempo utilizado na simulação foi de 36 s.

Grossman et al. [1977] empreenderam-se a normalizar as equações governantes do SSAA operando por termossifão para obter as soluções de similaridade. Por simplicidade, eles assumiram que o desempenho é determinado em regime quase-permanente e ignoraram a transferência de calor e as perdas por atrito nas tubulações de conexão e no reservatório térmico.

Baughn e Daugherty [1977, 1978a e 1978b] investigaram o comportamento do SSAA operando por termossifão, analiticamente e experimentalmente, como sendo uma função da área de coleta, da elevação do tanque e da radiação solar.

Zvirin et al. [1977, 1978] desenvolveram um modelo analítico unidimensional para descrever o comportamento térmico do SSAA operando por termossifão. Estudaram a estabilidade do escoamento, pelo uso de equações de estabilidade, computando os autovalores resultantes. Eles previram a ocorrência de instabilidade numérica durante os períodos de retirada de água quente para o consumo.

Daneshyar [1979] usou uma variação do modelo de Close [1962] para prever o desempenho em média mensal do SSAA operando por termossifão, assumindo a retirada de água para o consumo no final do dia e nenhuma perda de calor durante o período da noite. Uma inovação significativa da análise de Daneshyar [1979] foi a estimativa da radiação solar, baseando-se em dados meteorológicos. Daneshyar [1979] realizou medidas experimentais, que indicaram um desvio de cerca de 10% na predição analítica.

Shitzer et al. [1979] estudaram experimentalmente o comportamento do termossifão. As medidas de vazão foram realizadas com um sensor por dissipação térmica. Os resultados mostraram que as distribuições de temperatura tanto no coletor como no reservatório térmico são praticamente lineares, para duas situações analisadas onde se realizou a retirada de água quente. A vazão aumenta no decorrer da manhã, atingindo um máximo de cerca de $5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ e decaindo durante o período da tarde. A vazão mássica medida ficou 33% mais baixa que aquela prevista pelo modelo matemático.

Morrison e Ranatunga [1980a e 1980b] mediram a vazão no termossifão, usando anemômetros a laser (efeito Doppler). Utilizando o método das diferenças finitas, desenvolveram um modelo de simulação para a predição do desempenho deste aquecedor de água, para um longo período de tempo, empregando uma relação teórica para a resistência ao escoamento.

A teoria da semelhança do SSAA operando por termossifão foi desenvolvida por Huang [1980], utilizando o Método das Diferenças Finitas. O coletor analisado foi do tipo placas paralelas. As principais características deste método são:

- comportamento do sistema em regime permanente;
- consideração da temperatura ambiente como constante;

- nenhuma retirada de água quente durante o período de coleta;
- desconsideração das perdas térmicas nas tubulações hidráulicas;
- escoamento laminar;
- variação senoidal da radiação solar.

A partir da adimensionalização das equações do balanço de energia e da quantidade de movimento, dez grupos adimensionais ou parâmetros característicos foram derivados e algumas conclusões para o dimensionamento de aquecedores solares de água por meio de coletores em termosifão foram estabelecidas, principalmente no que diz respeito à influência do volume e altura relativa do tanque, da distância entre o topo do coletor e o fundo do tanque e dos coeficientes de resistência ao escoamento.

Os resultados numéricos de Huang [1980] indicaram que o desempenho do sistema é independente da altura do tanque para baixa resistência ao escoamento, mas aumenta com a altura para altos coeficientes de resistência. Não foram realizados estudos experimentais para a validação dos resultados simulados.

Young e Bergquam [1981] desenvolveram um programa de simulação computacional, considerando a estratificação no reservatório térmico com efeitos de convecção, condução e de mistura entre as camadas. Realizaram algumas investigações experimentais que validaram satisfatoriamente os resultados simulados. A vazão mássica foi avaliada indiretamente através da realização de um balanço de energia no sistema.

Mertol et al. [1981] desenvolveram um modelo detalhado do circuito em termosifão a fim de estudar o desempenho de aquecedores solares em termosifão com trocadores de calor no reservatório térmico. Uma série de equações unidimensionais foi desenvolvida para descrever os processos de transporte da quantidade de movimento e energia, no equipamento de aquecimento solar, nas tubulações de conexão, no trocador de calor e no reservatório térmico. Uma distribuição linear da temperatura no reservatório térmico foi assumida e a resistência ao escoamento no circuito também foi baseada em cálculos teóricos, assumindo-se regime laminar e turbulento no circuito, de acordo com a vazão estimada, ao contrário de modelos anteriores em que independentemente da vazão o regime era considerado como sempre laminar. Foram consideradas as perdas térmicas nas tubulações e no tanque bem como um perfil de demanda. Além disso, na computação, o intervalo de tempo considerado poderia variar entre 1 e 40 s conforme determinado pelo critério de estabilidade do procedimento numérico.

Norton e Probert [1983] estabeleceram uma equação para a determinação da distância vertical mínima entre o topo do arranjo dos coletores solares e a base do reservatório térmico de maneira a reduzir a perdas por fluxo reverso num SSAA operando por termosifão.

Lacerda [1983] realizou um estudo teórico-experimental destes sistemas e concluiu que variando a altura relativa entre a saída do coletor e o fundo do tanque, não ocorre nenhum efeito significativo no desempenho do sistema.

Morrison e Tran [1984] utilizando o método das diferenças finitas, desenvolveram um modelo de simulação para a predição do desempenho do SSAA operando por termossifão, para um longo período de tempo, empregando uma relação teórica para a resistência ao escoamento. A fim de obter resultados consistentes na simulação, utilizaram 20 nós para representar a estratificação térmica em um tanque vertical de água quente, para um intervalo de tempo de simulação de 5 min, enquanto para um tanque horizontal usaram 30 nós para um intervalo de tempo de 2 min.

Young e Bergquam [1984] utilizaram o método do balanço de energia no reservatório térmico para estimar a vazão mássica de circulação em um SSAA operando por termossifão. Os valores estimados para a vazão concordaram com os dados experimentais.

Huang e Hsieh [1985] desenvolveram um método simplificado de simulação de equipamentos de aquecimento de água via coletor solar em termossifão. No desenvolvimento, utilizaram a teoria de Hottel-Bliss-Whillier para o coletor solar, o modelo de Close [1967] para o reservatório termicamente estratificado e uma relação empírica para a resistência no termossifão. Foram consideradas as perdas térmicas nas tubulações hidráulicas e no tanque, mas não se estudou o efeito da retirada de água quente, nem o fenômeno da circulação reversa. Para validar esta simulação, experimentos em um dia e para o período de um ano foram realizados ao ar livre, sob diferentes condições operacionais. Os resultados da simulação concordaram satisfatoriamente com os experimentais. Foi encontrado que o passo no tempo requerido na computação numérica pode ser aumentado além de 15 min. Foram utilizadas 5 camadas no tanque, de modo a garantir o compromisso entre a precisão, o tempo de processamento e a estabilidade numérica. De acordo com este trabalho, as flutuações na vazão não afetam significativamente o desempenho da instalação. Os pequenos desvios na distribuição de temperatura no tanque com relação às medidas experimentais ocorreram, provavelmente, devido à mistura das correntes de fluido, principalmente quando a vazão é relativamente baixa e no início da manhã.

Uhlemann e Bansal [1985] analisaram experimentalmente o comportamento de aquecedores operando por termossifão e partindo da análise de Close [1962], obtiveram uma expressão para o cálculo da vazão de água no circuito, que foi validada por dados experimentais. A vazão foi calculada como uma função da eficiência térmica, da insolação, das propriedades do fluido e dos parâmetros geométricos e configuração da instalação solar. As principais

considerações utilizadas foram: diferença de temperatura do fluido entre o topo e o fundo do tanque como constante e escoamento laminar. Assumiram ainda, coeficientes de perdas por atrito ao longo das tubulações hidráulicas no circuito. A vazão média encontrada experimentalmente para os aquecedores analisados foi de cerca de $10 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$.

Morrison e Braun [1985] desenvolveram um modelo semelhante ao de Ong [1974 e 1976], obtendo resultados coerentes com as medidas experimentais. Na simulação realizada, as vazões variavam entre 3 e $6 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$ durante as horas de insolação. Segundo este trabalho, o desempenho de um aquecedor solar em termossifão é maximizado quando o perfil diário da vazão de operação é aproximadamente igual ao da demanda. Os tanques horizontais não apresentam um desempenho tão bom quanto de tanques verticais. Eles observaram ainda que os aquecedores bombeados têm uma dependência bem menor que o termossifão com relação ao perfil de demanda. Se os aquecedores bombeados e em termossifão operam com uma relação vazão no coletor/vazão de demanda da ordem de 1, o comportamento dos dois aquecedores é muito semelhante. Entretanto, os aquecedores operando em termossifão apresentam um desempenho melhor que aqueles bombeados com altas vazões de operação, isto devido à vantagem da estratificação no tanque no circuito em termossifão. Morrison e Braun [1985] verificaram também que os modelos simplificados baseados na consideração de diferença de temperatura constante ao longo do coletor, não representavam adequadamente as características do SSAA operando por termossifão. A circulação reversa não foi analisada neste trabalho.

Morrison [1986] usando uma adaptação do software *TRNSYS* [Klein, 1976] analisou as condições em que o fluxo reverso ocorre nos aquecedores solares. Ele constatou a necessidade de se manter uma separação mínima de 250 mm entre o topo dos coletores solares e a base do reservatório térmico, para minimizar os efeitos da circulação reversa.

Waxman e Sokolov [1986] analisaram analiticamente a influência do isolamento térmico das tubulações hidráulicas no desempenho do SSAA operando por termossifão. A simulação foi baseada na solução, por diferenças finitas, dos balanços de energia e da quantidade de movimento para os componentes do sistema. Para este propósito, os comprimentos de cada componente (na direção do escoamento) foram divididos, cada um, em 20 partes iguais. O intervalo de tempo empregado na simulação foi de 5 s. O modelamento matemático adotado foi semelhante aquele de Mertol et al. [1981]. Para verificar a validade do modelo foram realizadas comparações dos resultados simulados com aqueles obtidos experimentalmente por Shitzer et al. [1979]. Waxman e Sokolov [1986] recomendam que a distância vertical entre o fundo do tanque e o topo do coletor deve estar entre 30 e 80 cm, de modo que circulação reversa seja evitada. A vazão mássica no circuito atingiu um máximo de $5 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$ durante o período de coleta.

Rakopoulos e Vazeos [1986] analisaram experimentalmente o desempenho de um sistema de aquecimento de água por energia solar com trocador de calor no reservatório, empregando uma solução de propileno-glicol como fluido de trabalho. Foram obtidas medidas do perfil de temperatura média do tanque e do coletor solar.

Malkin et al. [1987] modificaram o Método *F-Chart* para estimarem o desempenho térmico de aquecedores solares operando por termossifão. A correlação desenvolvida leva em consideração a estratificação térmica no reservatório e o acoplamento entre a vazão mássica e temperatura. Os resultados da correlação foram comparados com as simulações realizadas com o *TRNSYS*. Foram observados desvios da ordem de 3%.

Huang [1989], analiticamente, encontrou que os parâmetros de qualidade do coletor apresentam uma forte influência no desempenho anual de um SSAA operando em termossifão. Neste trabalho, ele desenvolveu uma correlação semi-empírica para a estimativa do desempenho destes aquecedores.

Com as análises teóricas mencionadas anteriormente nenhuma conclusão geral pode ser desenvolvida, a fim de informar, por exemplo, qual é o efeito da altura relativa do reservatório térmico acima do coletor solar no desempenho para diferentes tamanhos de coletor solar ou qual a influência do perfil de demanda no desempenho destes sistemas. Ainda assim, algumas observações são relevantes (e indicativas), sendo portanto, apresentadas a seguir.

Os trabalhos de Morrison e Ranatunga [1980b], Abd-al Zahra e Joudi [1984] e Kudish et al. [1985] mostram que a vazão mássica de operação segue um perfil semelhante ao da radiação solar. As suas principais constatações são de que a vazão mássica e a diferença de temperatura da água entre a entrada e saída dos coletores ficam praticamente constantes próximo ao meio-dia solar, mas flutuam consideravelmente nas horas iniciais da manhã e no fim da tarde. Huang [1989] e Wenxian e Enrong [1995] encontraram que a vazão mássica poderia ser aumentada com o aumento da distância vertical entre o topo do arranjo de coletores solares e a base do reservatório térmico. Encontraram, ainda, que a vazão aumenta com a redução das perdas por atrito, aumentando consideravelmente a eficiência do sistema. Encontraram, também, que a posição de entrada da água quente no reservatório afeta o desempenho do sistema: quanto mais próximo do topo do tanque melhor o desempenho. Wenxian e Enrong desenvolveram uma correlação para o cálculo do valor ótimo da potência do aquecedor elétrico como uma função da área de coleta, da irradiância solar, da temperatura de projeto para a demanda e do parâmetro de qualidade do coletor $F_R(\tau\alpha)$.

As vazões mássicas nos sistemas operando em termossifão são, em geral, mais baixas que aquelas empregadas nos sistemas por circulação forçada. Holland e Lighthstone [1989] mostraram

que menores vazões aumentam a eficiência do sistema. Altas vazões de operação podem aumentar o fator de remoção do coletor e por outro lado altas vazões podem provocar mistura, resultando em temperaturas praticamente constantes ao longo do reservatório térmico. Reduzindo-se a vazão do coletor, o fator de remoção do coletor também decresce, mas a estratificação tende a aumentar, o que pode melhorar a eficiência térmica do sistema.

A orientação do reservatório térmico, se vertical ou horizontal, apresenta um forte efeito no desempenho destes sistemas. Diversos trabalhos experimentais mostram que tanques horizontais não mantêm uma estratificação térmica como a encontrada nos tanques verticais. Morrison e Braun [1985] encontraram frações solares 7% menores nos tanques horizontais em relação aos verticais, sujeitos às mesmas condições operacionais e demais condições geométricas. Isto pode ser devido ao fato que os reservatórios verticais apresentam um caminho de condução maior entre a zona de aquecimento (topo do reservatório) e a zona de pré-aquecimento (parte intermediária do reservatório). A melhor relação vertical altura/diâmetro do reservatório (H/D) parece estar entre 3 e 4.

Tem sido observado, ainda que, o perfil de demanda afeta o desempenho destes sistemas. Braun e Fanney [1993] mostraram que um SSAA operando em termossifão com reservatório vertical com demanda concentrada no período da manhã apresentou-se 14% mais eficiente que aquele sistema sujeito a um perfil de demanda mais distribuído ao longo do dia. Morrison e Sapsford [1983], Abd-al Zahra e Joudi [1984], Michaelides et al. [1992] encontram resultados semelhantes.

Wenxian et al. [1990] valendo-se do modelo de Morrison e Braun [1985] estabeleceram um novo modelamento para o SSAA operando por termossifão, com um tratamento diferenciado para os efeitos de convecção e mistura no reservatório térmico.

Cárdenas [1992] apresentou formulações analíticas para o projeto e simulação de um sistema domiciliar de aquecimento solar de água via termossifão, sendo baseada na metodologia de Ong [1976]. Foram adicionados complementos a esta formulação no tocante à história da temperatura do tanque até o início da insolação no dia subsequente.

Misra [1994a, 1994b e 1994c] desenvolveu uma expressão transcendental semelhante àquela obtida por Uhlemann e Bansal [1985], para o cálculo da vazão mássica devido a convecção natural em uma instalação solar para o aquecimento de água. Os resultados simulados concordaram satisfatoriamente com as medidas experimentais.

Como visto, o modelamento do SSAA operando em regime de termossifão é uma tarefa difícil, uma vez que o desempenho destes sistemas depende de uma complexa interação térmica entre os coletores solares, reservatório térmico, tubulações hidráulica (e, aquecedores auxiliares,

quando presentes) e das condições operacionais como o perfil de demanda e o clima. A simulação destes sistemas torna-se mais complicada que para sistemas bombeados. Várias fontes de incerteza ou imprecisão podem ser identificadas na simulação. A vazão mássica no arranjo de coletores solares é, em geral, laminar [Huang e Hsieh, 1985; Uhlemann e Bansal, 1985; Shitzer et al., 1979 e Mertol et al., 1981]. As perdas de carga devido ao atrito nos tês, válvulas e curvas são significativas e devem ser consideradas no modelamento analítico [Huang, 1980; Morrison e Ranatunga, 1980]. No entanto, estas perdas singulares associadas às conexões e curvas ao longo do circuito do SSAA não são bem conhecidas para baixos números de Reynolds. Assim, a estimativa precisa destes coeficientes torna-se difícil. Segundo Morrison e Braun, [1985], a estratificação térmica em reservatórios horizontais ainda não é bem estabelecida, tendo efeito significativo nas temperaturas do circuito e na vazão de operação.

Considerando que o modelamento matemático do comportamento do SSAA operando por termossifão requer a solução simultânea das equações acopladas de energia e da quantidade de movimento e considerando os diferentes modelos utilizados para predizer analiticamente o desempenho do SSAA operando por termossifão, de um modo geral, as seguintes aproximações podem ser adotadas, segundo Norton [1992]:

- Modelos simplificados: Huang e Hsieh [1985] e Morrison e Tran [1984].
- Correlações das características de desempenho a partir da simulação ou monitoração de aquecedores genéricos: Hobson e Norton [1988], Malkin et al. [1987], Morrison e Sapsford [1983] e Song e Zhang [1982].
- Modelos de simulação rigorosos: Riddle [1985], Mertol et al. [1981], Huang [1980], Ong [1974, 1976], Close [1962].

As duas primeiras abordagens têm como objetivo a estimativa do desempenho de um sistema e a obtenção da fração solar ótima para uma determinada aplicação. Devido às simplificações inerentes na primeira abordagem, os modelos são limitados pela faixa de condições de operação e configurações da instalação solar. Os modelos referidos nesta categoria requerem informações determinadas experimentalmente que são obtidas uma vez o sistema tenha sido construído. A segunda abordagem não pode ser aplicada àqueles aquecedores para os quais uma correlação entre as suas dimensões e as condições climáticas não pode ser estabelecida. A terceira abordagem de modelos de simulação rigorosos, pode ser caracterizada por:

1. Otimização dos aquecedores a partir das simulações de desempenho para um curto período de tempo.
2. Estabelecimento de uma correlação do comportamento do sistema sobre uma larga faixa de tipos de instalação e condições operacionais.

3. Determinação dos limites de validade dos modelos.

Norton et al. [1992] desenvolveram um modelo de simulação computacional para aquecedores solares indiretos operando por termossifão, que foi usado para estudar as características dos reservatórios térmicos quando submetidos a uma dada condição de demanda. Os resultados indicaram que o grau de estratificação no reservatório térmico é correlacionado com a razão entre a vazão mássica e o volume de demanda.

Norton [1995] estabeleceu analiticamente uma correlação para o SSAA operando por termossifão, onde identificou 3 parâmetros adimensionais que caracterizam o comportamento destes sistemas: o número de Heywood, que relaciona a energia recebida pelo Sol com a capacidade térmica do reservatório térmico; o número de Yellot, que relaciona as perdas térmicas e a capacidade térmica do reservatório e finalmente, o número de Brooks, que correlaciona a fração solar e o volume de demanda.

Tully [1995] estudou teoricamente o efeito do aquecedor elétrico no desempenho de aquecedores solares operando por termossifão. Ele constatou a viabilidade econômica e técnica da instalação destes sistemas para pequenas aplicações domésticas na África do Sul.

Shariah e Ecevit [1995] analisaram o desempenho de SSAA com o software *TRNSYS*. Seus resultados mostraram que a eficiência anual do sistema e a fração solar são funções da temperatura de projeto para a demanda.

Siqueira [1996] realizou uma análise adimensional do desempenho térmico de aquecedores solares de água operando em circulação natural e em circulação forçada.

Swift [1996] concluiu em seu trabalho que o *TRNSYS* subestima a vazão de circulação para sistemas de aquecimento de água operando por termossifão.

Shariah e Löf [1997] e Kalogirou e Papamarcou [2000] realizando diversas simulações com o software *TRNSYS*, concluíram que o desempenho de aquecedores solares de água operando por termossifão é afetado pelo método de suprimento de energia auxiliar, pelo perfil de demanda, pelo volume diário de demanda e pela temperatura de projeto para a demanda.

Siddiqui [1997] estabeleceu, a partir de experimentos, uma correlação entre o número de Reynolds e o número de Nusselt para os aquecedores solares de água.

Hasan [1997] analisou o efeito da configuração e do volume do reservatório térmico na eficiência térmica. Para tal, ele realizou simulações com o software *TRNSYS*. Suas principais conclusões são: a eficiência de aquecedores solares operando por termossifão pode ser aumentada pelo uso de reservatórios maiores ou menores áreas de coleta. Não há diferença significativa entre o desempenho de tanques verticais e horizontais.

Khalifa e Mehdi [1999] realizaram estudos experimentais e numéricos para um SSAA operando por termossifão com reservatório horizontal e concluíram que os gradientes de temperatura na direção radial e axial podem ser desprezados quando comparados aos gradientes de temperatura na direção vertical. Concluíram, também, que temperatura média da água armazenada no tanque pode ser calculada satisfatoriamente pelo emprego de um modelo unidimensional para a temperatura vertical no centro do mesmo.

Shariah et al. [1999] simularam o desempenho de um sistema de aquecimento de água com apoio elétrico e sujeito a um perfil de demanda concentrada. Concluíram que o melhor arranjo para os coletores é aquele em que estes estão conectados em 2 linhas paralelas. Verificou, ainda, que a eficiência do SSAA analisado aumenta quando o aquecedor auxiliar está instalado em série com o reservatório.

Kalogirou e Panteliou [2000] analisaram o desempenho térmico de aquecedor solar operando por termossifão através do uso do método das redes neurais artificiais (ANN). Seus resultados mostraram que este método pode ser adequadamente empregado na estimativa do ganho de energia útil de um sistema a uma dada condição de demanda.

Vieira [2001] realizou diversas simulações com o *TRNSYS* para sistemas de aquecimento de água operando por termossifão e verificou que para diferentes perfis de consumo, a configuração ideal da instalação pode resultar diferente: para um perfil de consumo distribuído ao longo do dia a relação volume do reservatório/área de coletor/volume de consumo, na proporção 200 litros/1 m²/50 litros é mais indicada; enquanto para um perfil de consumo concentrado no final da tarde e noite, a relação é a mesma, porém a influência do volume de reservatório na eficiência e na fração solar é menos significativa.

Khalifa e Hussian [2002] em seus trabalhos numéricos e experimentais concluíram que num SSAA operando por termossifão o tanque com apoio elétrico internamente é menos estratificado na porção do mesmo onde o aquecedor está localizado, quando comparado a um sistema sem apoio elétrico no reservatório.

Hussein [2002] investigou teórica e experimentalmente o comportamento de um SSAA operando por termossifão. O autor apresentou uma nova proposta para as equações governantes do reservatório térmico e das tubulações hidráulicas de conexão.

Zerrouki et al. [2002] analisaram o comportamento de aquecedores solares compactos operando por termossifão. Os resultados das simulações foram comparados aos dados experimentais de sistemas comerciais difundidos na Argélia.

Hussein [2002, 2003] simulou computacionalmente o comportamento de um SSAA indireto operando por termossifão. Concluiu que o valor ótimo para a relação (altura)/(diâmetro)

do reservatório está em torno de 1,8. Para a relação (altura da entrada da água quente no reservatório)/(altura do reservatório) encontrou um valor ótimo em torno de 0,6. Concluiu ainda, que a separação vertical entre os coletores e o reservatório apresenta um valor ótimo em torno 200 mm.

2.2 PROGRAMAS COMPUTACIONAIS DE SIMULAÇÃO

A simulação é uma poderosa ferramenta, pois os outros métodos tais como experimentos laboratoriais são sempre mais caros e com aplicações restritas: mais caros devido ao alto custo dos protótipos e da instrumentação necessárias para avaliar os parâmetros do desempenho e restritos em decorrência da dificuldade e/ou impossibilidade de avaliar o efeito de todos parâmetros envolvidos que possam permitir um suficiente conhecimento de sua implicação numa determinada faixa de variação.

A simulação possibilita, dentre outras coisas:

1. Uma melhor apreciação dos fenômenos físicos envolvidos.
2. Dimensionar os sistemas e seus componentes como uma função de interesses e objetivos específicos.

Atualmente existem diversos programas de simulação de sistemas de aquecimento de água operando por energia solar, mas os objetivos, a precisão, o custo e os métodos de avaliação de cada componente variam de um aplicativo para outro. É impossível listar todos os programas de simulação de aquecedores solares que existem; isto porque muito deles são disponíveis apenas para aplicações restritas ao meio acadêmico não sendo divulgados, outros ainda não estão concluídos para distribuição efetiva e ainda outros têm aplicação específica para um tipo determinado de instalação. Assim, segue-se uma listagem dos principais programas de simulação de sistemas de aquecimento de água operando por energia solar.

O *CLIMASOL* [Chouard, 1981] é um programa modular desenvolvido na França que permite a simulação do desempenho térmico transiente de aquecedores solares, em uma base diária, mensal ou anual. Cada componente - coletores solares, reservatórios térmico e tubulações - inclui capacidade térmica e as perdas térmicas para a vizinhança. Para os coletores solares o Método de Hottel–Bliss–Whillier é adotado. O reservatório térmico é modelado como termicamente estratificado, baseado no modelo multinodal de Close [1967] e Gutierrez [1974]. O programa apresenta as seguintes restrições: assume um perfil de demanda fixo e pré-

estabelecido, bem como uma temperatura de consumo fixada em 60 °C, além de somente simular sistemas forçados.

De acordo com Chouard [1981], o *COSTIC* (Comité Scientifique et Technique des Industries du Chauffage) desenvolveu um programa que tem sido amplamente utilizado na França para gerar regras empíricas para aquecedores solares. No entanto, o programa não está disponível para o público e informações adicionais não são disponíveis.

O *Simulation Programme for Solar Thermal Heating Systems - T*SOL* [Valentin Energie Software, 2003] é um programa comercial de simulação de sistemas solares de aquecimento de água operando em circulação forçada que roda em ambiente Windows, sendo, atualmente, disponível em 3 línguas (alemão, inglês e espanhol). No *T*SOL* são disponíveis 13 sistemas para seleção, todos com coletores solares, reservatórios térmicos, tubulações hidráulicas, bombas, trocadores de calor. Os sistemas incluem aquecedores auxiliares elétricos ou à gás. Como saída, o programa disponibiliza os resultados do desempenho térmico das instalações em forma gráfica ou tabular. Permite ao usuário realizar uma análise financeira, bem como determinar a contribuição destes sistemas na redução da emissão de CO₂ para a atmosfera. Apesar de bem robusto, o *T*SOL* não permite a análise de aquecedores solares operando por termossifão. Permite apenas a simulação de sistemas integrados, onde o coletor e o reservatório constituem um único componente.

O *Solar-PRO 2.0* é uma ferramenta para o dimensionamento e simulação de aquecedores solares ativos. *EXPDHWS* [Panteliou, et al., 1996] é um programa grego interativo que possibilita ao usuário compreender o efeito da variação de alguns parâmetros no sistema, atualmente disponível apenas para o meio acadêmico na Universidade de Patras. O *MINSUN* e o *SOLCHIPS* [Argiriou, 1997] operam apenas com sistemas forçados.

O programa de simulação dinamarquês *SOLSIM* [Qin, 1998] é um programa de estrutura modular empregado para a simulação de sistemas de água operando por energia solar, desenvolvido em linguagem Pascal. O programa é adequado para simulação de sistemas operando por circulação natural, bem como para sistemas forçados, sendo também restrito aos meios acadêmicos onde foi desenvolvido.

No Brasil, está em conclusão o software *SISCOS* [PUC/GREEN, 2002] para simulação de sistemas de aquecimento de água bombeados.

O ambiente de softwares *TRNSYS* (apresentado com maior detalhe no Capítulo 5 e Anexo A2) atualmente na versão 15.0 é o único conhecido, antes desta Tese, que pode ser empregado na simulação de sistemas operando por termossifão e que está disponível comercialmente.

CAPÍTULO 3 – DIMENSIONAMENTO: TERMODIM

A eficiência dos sistemas de aquecimento de água por energia solar operando em regime de termossifão não é uma constante nem se limita a uma faixa estreita de valores como é a eficiência de muitos outros equipamentos utilizados em aquecimento. Depende fortemente dos valores das variáveis atmosféricas que se alteram durante todo o dia e também da temperatura do fluido circulante, bem como do perfil e da vazão de demanda.

Com a falta de um método específico, os projetistas estimam a área necessária a essa aplicação a partir daquela que seria usada no caso de o sistema operar em regime de circulação forçada, muitas vezes utilizando a metodologia da *F-Chart* [F-Chart Software, 2003; Duffie e Beckman, 1991] para uma pré-estabelecida vazão de operação.

Existem outros aplicativos para o dimensionamento de instalações solares operando por termossifão, porém com maiores limitações, podendo-se citar o aplicativo *RETScreen International* [2003] que é um aplicativo em *Microsoft Excel* desenvolvido para a análise de projetos de energias renováveis, tanto do ponto de vista do dimensionamento como da análise custo-benefício, mas que ainda não está difundido no nosso país.

O Método *F-Chart*, apesar de amplamente utilizado no Brasil, apresenta algumas limitações [Malkin et al., 1987]. Primeiramente, foi desenvolvido para SSAA operando por circulação forçada. Segundo, o Método *F-Chart* considera que o reservatório térmico é completamente misturado, o que é uma consideração bastante conservativa para os sistemas operando por termossifão e bombeados a baixas vazões. A fim de se corrigir estas limitações na sua utilização Malkin et al. [1987] desenvolveram o Método *F-Chart* modificado específico para sistemas operando por termossifão. No entanto, a operacionalização desta nova abordagem para os usuários finais ainda não se encontra disponível.

Considerando o sistema de aquecimento como um todo, isto é, levando em consideração os efeitos da tubulação e seu isolamento, do reservatório de água quente, do sistema de aquecimento auxiliar e da distribuição geométrica dos componentes, a dificuldade de indicar um número que represente a eficiência do sistema aumenta consideravelmente. As únicas maneiras de se poder assegurar valores aceitáveis são através da determinação experimental ou da simulação numérica computacional, tendo a segunda alternativa a vantagem de permitir a obtenção de forma rápida resultados que experimentalmente levariam anos para serem levantados.

Considerando a carência de ferramentas para suprir a necessidade de nossos instaladores, projetistas e estudantes por um mecanismo simples e rápido para o dimensionamento de SSAA, no âmbito desta Tese foi desenvolvida uma correlação analítica, que serviu de base para a construção de um aplicativo para este fim, denominado *TermoDim*. A correlação foi baseada numa série de simulações para sistemas típicos de termossifão realizadas com o aplicativo comercial *TRNSYS* 14.2 [Klein et al., 1997], apresentado no Anexo A2.

A correlação é uma alternativa simples e rápida para o cálculo da eficiência em média mensal do sistema sem a necessidade de se recorrer a determinação experimental ou a simulação numérica computacional. A correlação e o aplicativo *TermoDim* são contribuições desse trabalho de Doutorado.

O programa *TermoDim* permite determinar a área apropriada de coletores solares planos para pequenas ou grandes instalações de aquecimento de água operando por termossifão. Este programa utiliza informações básicas da construção de coletores solares para determinar os valores de energia convertida em uma tabela com um resultado para cada mês do ano.

No item 3.1 apresenta-se a metodologia empregada no desenvolvimento da correlação para a eficiência térmica diária em média mensal de um SSAA operando em regime de termossifão. A equação resultante mostra que a eficiência é uma função linear das condições meteorológicas, da qualidade do coletor empregado e dos parâmetros de projeto que relacionam o volume do tanque, volume de demanda e área de coleta [Siqueira e Krenzinger, 1998a e 1998b]. No item 3.2 apresenta-se uma aplicação do programa *TermoDim*.

3.1 CORRELAÇÃO PROPOSTA

Uma vez que, no caso da circulação natural, a vazão é uma variável desconhecida, fruto da iteração das condições construtivas, operacionais e ambientais, é necessário determiná-la através de uma simulação detalhada do comportamento térmico do sistema solar. A execução desta operação não é muito simples e requer o uso de softwares sofisticados como o *TRNSYS* [Klein et al., 1997] ou como o *TermoSim* que é desenvolvido nesta Tese e que não estava operacional na época em que o *TermoDim* foi realizado. Se a eficiência média de todo o sistema pudesse ser derivada diretamente a partir de variáveis conhecidas, seria fácil e rápido obter o calor gerado pelo sistema e conseqüentemente todos os parâmetros para definir a conveniência de realizar a instalação solar em estudo.

Como muitas instalações de equipamentos solares de aquecimento são semelhantes no Brasil, resolveu-se reunir em poucas equações um método simples para que se possa dimensionar um sistema operando em circulação natural, sem recorrer cada vez à simulação computacional. Para obter este conjunto de equações foram efetuadas simulações destes sistemas por meio do programa *TRNSYS*. Foram variados diversos parâmetros de projeto e de equipamento, obtendo-se um conjunto de expressões que permitem a determinação da eficiência térmica diária do sistema em média mensal. Foram considerados os aspectos geométricos e térmicos relativos ao coletor, reservatório e tubulações hidráulicas e os aspectos operacionais e climáticos (demanda, radiação solar, temperatura ambiente).

Um diagrama esquemático do termosifão é apresentado na Figura 3.1. O sistema consiste basicamente de um arranjo de coletores solares planos conectados em paralelo, um reservatório térmico cilíndrico, tubulações hidráulicas de conexão entre os coletores e o tanque.

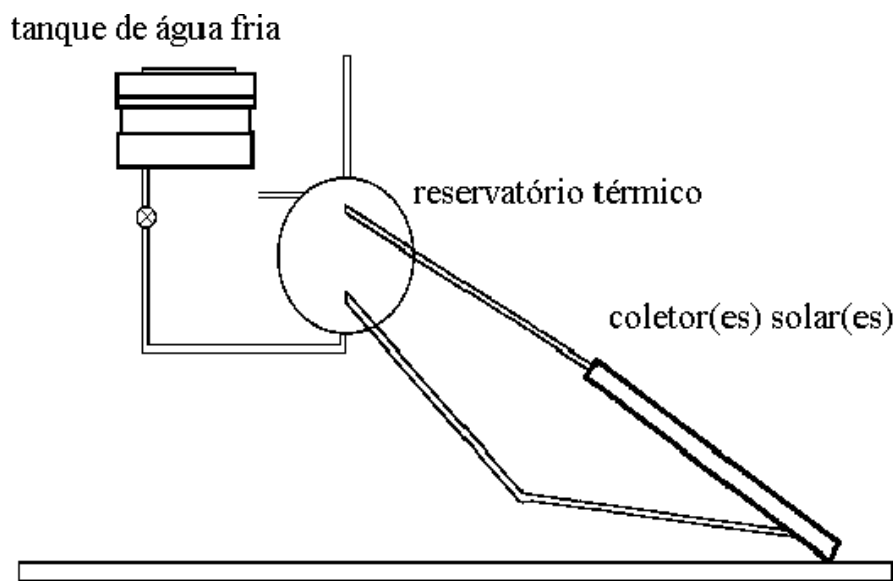


Figura 3.1 - Sistema de aquecimento solar de água operando em regime de termosifão

Um misturador é combinado ao sistema para efetuar a mistura da água oriunda do topo do tanque com a água da rede, caso a sua temperatura seja superior à temperatura de demanda.

Um aquecedor elétrico, aqui denominado apoio elétrico, e um termostato são integrados ao tanque a fim de manter um determinado nível de temperatura na posição superior do mesmo.

Quanto ao posicionamento do apoio elétrico, este pode ser interno ou externo ao tanque. A maioria dos fabricantes e instaladores de sistemas de aquecimento solar de água utilizam a primeira opção, sendo esta também adotada neste trabalho.

3.1.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

O módulo básico do coletor solar considerado na presente simulação tem as dimensões do conforme descrito no item 4.1.1. A simulação foi efetuada para três áreas de coleta, a saber, 3 m², 4,5 m² e 6 m², o que corresponde, respectivamente, a um arranjo de 4, 6 e 8 módulos em paralelo. Três diferentes valores de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L foram adotados. Neste trabalho, para se especificar cada coletor, estes parâmetros foram combinados de forma a obter-se 9 pares de valores de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L (Tabela 3.1).

Tabela 3.1 - Parâmetros que caracterizam o desempenho do coletor solar

$F_R(\tau\alpha)$	F_RU_L
-	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
0,85	5
0,75	7
0,60	9

Sendo que os pares dos parâmetros de qualidade de $F_R(\tau\alpha) = 0,85$ e $F_RU_L = 5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ e $F_R(\tau\alpha) = 0,60$ e $F_RU_L = 9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, correspondem, respectivamente, a um coletor de boa eficiência de acordo com Duffie e Beckman [1991] e a um coletor de baixo desempenho térmico de acordo com Tiwari et al. [1991].

Deve-se observar que, devido à complexidade da simulação de sistemas solares de água operando em termosifão, algumas variáveis foram fixadas. Estas são:

- Tanque:
 1. coeficiente global de transferência de calor, $UA = 1,39 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.
 2. posição de entrada da água quente oriunda do coletor = 2/3 da altura do tanque, onde a altura do tanque é o diâmetro do mesmo, se este é horizontal, caso contrário, a altura do tanque é igual ao comprimento do mesmo.
 3. distância vertical entre a base do tanque e a entrada do coletor: 1,2 m.
- Tubulações hidráulicas:
 1. diâmetro = 0,0254 m,
 2. comprimento à saída do coletor = 10 m,

3. comprimento à entrada do coletor = 4 m,
 4. número de conexões/curvas = 5 (em cada tubulação).
- Termostato e apoio elétrico: (altura do apoio elétrico e do termostato)/(altura do tanque) = 1/2.
 - Apoio elétrico: potência máxima = 2500 W.

O reservatório térmico tem seu volume determinado em função da relação volume do tanque/área de coleta, V_{reserv}/A_C . Para as instalações solares operando com bombeamento de água tem-se o melhor valor para esta relação na faixa de 50 a 75 litros.m⁻² [Shariah e Löf, 1997; Duffie e Beckman, 1991], sendo esta mesma proporção amplamente aplicada nos projetos solares no Brasil, tanto em sistemas bombeados como no termossifão.

Os tanques considerados são cilíndricos verticais e horizontais com relação comprimento/diâmetro C/D fixada em 2,5. Por sua vez, o volume de demanda foi estipulado em função da relação volume de demanda/volume do tanque, V_d/V_{reserv} . Os valores considerados são: 1/3, 1/2 e 1, valores estes que correspondem a maior parte das aplicações.

A temperatura de demanda é de 40°C, valor este típico em usos domésticos, principalmente destinado ao suprimento de água quente para banho conforme levantamentos realizados junto a consumidores [CEMIG, 1993]. Para tal, o sistema de aquecimento de água operando por termossifão é projetado para armazenar água a uma temperatura de projeto de 55°C. No entanto, dependendo do padrão e do perfil de consumo o valor da temperatura de projeto pode variar chegar a 70 °C. A temperatura de projeto também foi estabelecida em função do problema de contaminação bacteriológica em reservatórios térmicos, especialmente pela bactéria conhecida como *Legionella pneumophila* [Lacroix, 1999]. Apesar da contaminação ocorrer principalmente em aquecedores elétricos existem registros de contaminação em sistemas de aquecimento de água operando por energia solar.

Há um número de fatores que favorecem a proliferação da *Legionella*. A temperatura é o fator determinante. Na faixa de 40 a 60 °C se favorece a proliferação de colônias da *Legionella*. Em torno de 37 °C se dá o crescimento potencial e a partir de 46°C ocorre um decaimento da proliferação. A presença de matéria orgânica (sedimentos) e outros microorganismos são também fatores que contribuem para o desenvolvimento de colônias. Determinados materiais como pvc, polietileno, silicone e borracha, bem como água parada, também promovem o crescimento da bactéria *Legionella*.

O controle da temperatura entregue para o usuário é realizada pelo misturador, onde é adicionada água fria da rede até que se atinja o nível desejado de temperatura para o consumo.

O perfil de demanda de água quente é uma variável que é impossível de se determinar com exatidão, uma vez que esta depende dentre outras, dos hábitos de consumo, do nível sócio-

econômico e do período do ano. Existem alguns perfis de demanda conhecidos [Mutch, 1974] obtidos para os Estados Unidos e Canadá. No Brasil não existem estudos conhecidos a não ser o trabalho desenvolvido pela Companhia Energética de Minas Gerais [CEMIG, 1987], que obteve um perfil de demanda médio válido para aplicações residenciais. Este é o perfil de demanda assumido no desenvolvimento do trabalho ora apresentado. O perfil resulta de avaliações realizadas em residências de usuários de sistemas de aquecimento de água, enquadradas nas classes sociais de médio e alto poder aquisitivo. Neste caso, o consumo de água quente é tal que 30% da demanda ocorre pela manhã (entre as 7 e às 10 horas), e os restantes 70% à noite (entre as 18 e às 21 horas). Cabe destacar que este perfil foi obtido apenas residências onde a utilização do sistema de aquecimento de água se dá basicamente para o banho, não sendo considerada a utilização para outros fins.

3.1.2 SIMULAÇÃO

Para a simulação de um aquecedor solar operando em regime de termossifão usando-se o Software *TRNSYS* versão 14.2, os dados de irradiação solar global no plano horizontal, temperatura de bulbo úmido e temperatura de bulbo seco empregados na simulação foram do tipo *TMY - typical meteorological year* – [Marion e Urban, 1995]. Foram utilizados dados meteorológicos correspondentes as estações de Albany, Albuquerque, Atlanta, Madison, Miami, Orlando e Washington nos Estados Unidos e Porto Alegre no Brasil [INMET, 1988].

Nesse estudo, a Correlação Reduzida de Reindl et al. [1990] foi empregada para se obter a radiação direta e difusa na superfície horizontal a partir da radiação total na horizontal. Para converter os dados para o plano inclinado adotou-se o Modelo de Perez et al. [Duffie e Beckman, 1991]. As simulações foram realizadas para o período de um ano, usando se um espaço temporal de 1 hora, considerando-se o coletor solar dividido em 20 segmentos.

3.1.3 CORRELAÇÃO PARA A EFICIÊNCIA TÉRMICA

Foram realizadas mais de 300 simulações, que resultaram em mais de 4000 dados mensais de eficiência térmica diária em média mensal para diversos arranjos de V_{reserv}/A_C ,

V_d/V_{reserv} , $F_R(\tau\alpha)$, $F_R U_L$ além de radiação solar H_T e temperatura ambiente, T_a . Dentre as diversas conclusões pode-se citar que a eficiência térmica, η :

1. depende da qualidade do coletor usado, ou seja, dos parâmetros $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$.
2. é diretamente proporcional a V_{reserv}/A_C . Para uma mesma área de coleta, quando o volume do tanque é aumentado, a eficiência aumenta.
3. é diretamente proporcional a V_d/V_{reserv} . Observa-se que mantido os outros parâmetros fixos, quando o volume de demanda aumenta a eficiência também aumenta.
4. e, é diretamente proporcional à temperatura teórica T_{sa} , que por sua vez é uma função da radiação incidente e da temperatura ambiente, de acordo com:

$$T_{sa} = T_a + \frac{F_R(\tau\alpha)_{ref}}{F_R U_{Lref}} \frac{H_T}{24} \quad (3.1)$$

sendo:

- $F_R(\tau\alpha)_{ref}$ e $F_R U_{Lref}$ = parâmetros de referência, respectivamente, 0,75 e 7 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.
- T_a = temperatura média ambiente [$^{\circ}\text{C}$].
- H_T = irradiação solar global incidente no plano do coletor [W.m^{-2}] em média mensal.

Esses resultados foram, então, tratados estatisticamente de modo que a eficiência térmica diária em média mensal, η , pode ser expressa através da correlação abaixo como uma função dos parâmetros citados:

$$\eta = a\eta_{ref} + b \quad (3.2)$$

onde η_{ref} = eficiência térmica de referência, calculada por:

$$\eta_{ref} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_{ref} - T_a)}{H_{Tref}} \quad (3.3)$$

sendo T_{ref} = temperatura de projeto (= 55 $^{\circ}\text{C}$), H_{Tref} = irradiação solar de referência incidente no plano do coletor (= 800 W.m^{-2}) e os coeficientes a e b dados por:

$$a = a_1 T_{sa} + a_2 \quad (3.4)$$

$$b = b_1 T_{sa} + b_2 \quad (3.5)$$

$$a_1 = a_{11} \frac{V_{reserv}}{A_C} + a_{12} \quad (3.6)$$

$$a_2 = a_{21} \frac{V_{reserv}}{A_C} + a_{22} \quad (3.7)$$

$$b_1 = b_{11} \frac{V_{reserv}}{A_C} + b_{12} \quad (3.8)$$

$$b_2 = b_{21} \frac{V_{reserv}}{A_C} + b_{22} \quad (3.9)$$

$$a_{11} = 0,0003 \frac{V_d}{V_{reserv}} - 0,0002 \quad (3.10)$$

$$a_{12} = -0,0159 \frac{V_d}{V_{reserv}} - 0,0017 \quad (3.11)$$

$$a_{21} = -0,0086 \frac{V_d}{V_{reserv}} + 0,0072 \quad (3.12)$$

$$a_{22} = -0,6690 \frac{V_d}{V_{reserv}} + 0,2228 \quad (3.13)$$

$$b_{11} = -8.10^{-5} \frac{V_d}{V_{reserv}} + 2.10^{-5} \quad (3.14)$$

$$b_{12} = 0,0028 \frac{V_d}{V_{reserv}} + 0,0014 \quad (3.15)$$

$$b_{21} = -0,0027 \frac{V_d}{V_{reserv}} + 0,0009 \quad (3.16)$$

$$b_{22} = -0,0075 \frac{V_d}{V_{reserv}} - 0,0935 \quad (3.17)$$

Na Figura 3.2 é apresentado graficamente o confronto entre os resultados obtidos pela correlação para todos aqueles simulados usando o *TRNSYS*. Observa-se que a correlação obtida contempla a configuração básica tipicamente adotada, considerando um perfil de demanda semelhante aquele desenvolvido por CEMIG [1987]. Esta ressalva torna-se necessária uma vez que se observa a influência do perfil de demanda no desempenho do termossifão [Shariah e Löf, 1997; Siqueira, 1996, Shariah e Ecevit, 1995, Morrison e Braun, 1985].

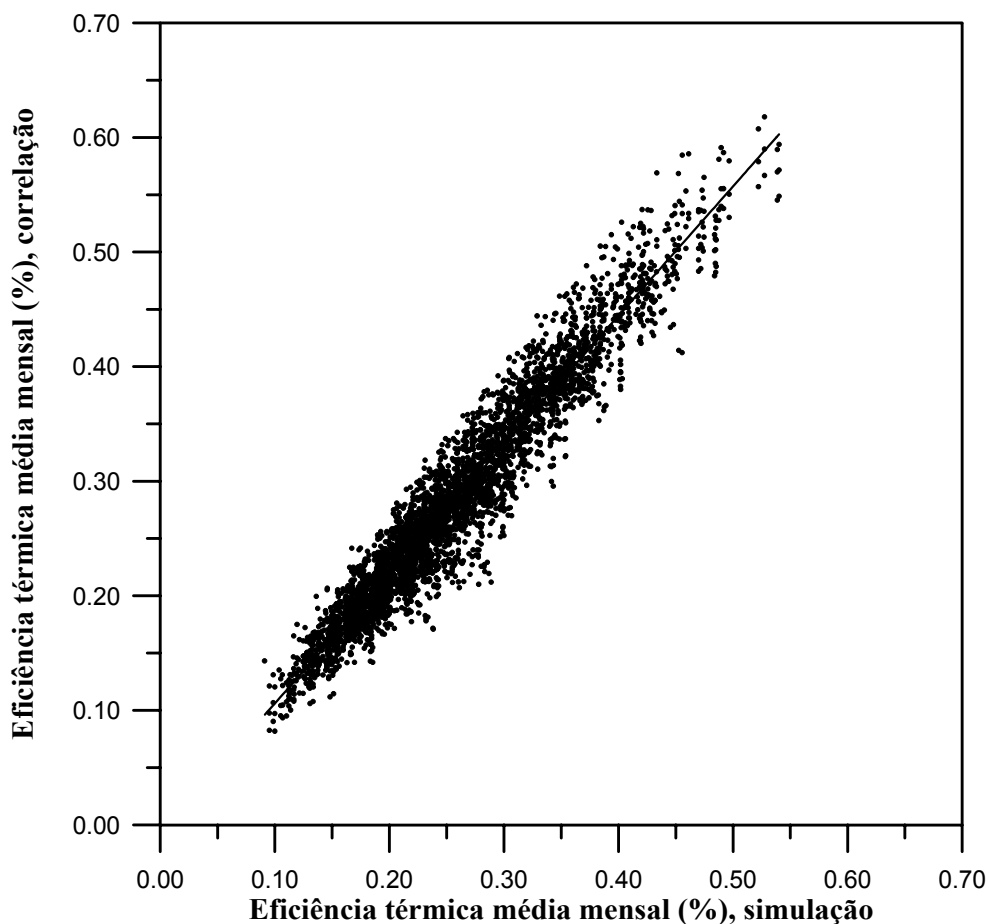


Figura 3.2 - Eficiência térmica diária em média mensal: correlação versus simulação

O desvio relativo médio dos valores obtidos com a correlação obtida em relação aos valores obtidos com o *TRNSYS* foi da ordem de 10%, enquanto o absoluto ficou em cerca de 3%. O desvio absoluto máximo foi de 14%, sendo que 81% dos casos apresentaram desvio absoluto menor que 5% e 93% um desvio absoluto menor que 7%. E ainda, 99% de todos os casos avaliados apresentaram um desvio menor que 10%, na comparação entre os valores da eficiência

térmica média calculada pela correlação e àquela obtida pela simulação usando o software *TRNSYS*.

Além das variáveis V_{reserv}/A_C , V_d/V_{reserv} , $F_R(\tau\alpha)$, $F_R U_L$, H_T e T_a , e do perfil de demanda, a eficiência térmica é também afetada pela configuração do reservatório (se horizontal ou vertical), pelo posicionamento do mesmo em relação ao coletor e pela relação comprimento/diâmetro do reservatório, C/D . Os resultados das simulações mostram, de um modo geral, que: 1) a eficiência térmica aumenta com o aumento da distância vertical entre a base do reservatório e a entrada do coletor, H_o , e 2) a eficiência térmica diminui com C/D para tanques horizontais e aumenta com C/D para tanques verticais.

A primeira observação está coerente com a literatura que mostra a necessidade de se usar um espaçamento vertical entre o topo do coletor e a base do tanque a fim de reduzir as perdas por fluxo reverso. No entanto, uma vez que na simulação considera-se associado ao sistema uma válvula de retenção, o aumento da eficiência com H_o está associado à elevação do potencial de energia do sistema, ou seja, da carga de termossifão induzida no circuito [Vaxman e Sokolov, 1986; Siqueira, 1996 e Huang, 1980]. Vaxman e Sokolov [1986] mostraram que a eficiência do termossifão é dependente do desnível entre o topo do coletor e a base do reservatório térmico, ΔH . Eles concluíram que o desempenho do sistema é otimizado para $\Delta H > 0$, recomendando a adoção de ΔH entre 0,30 e 0,80 m.

A segunda observação expressa que o sistema em termossifão opera com um rendimento térmico mais alto quanto mais estratificado termicamente for o mesmo. Ou seja, que os tanques verticais apresentam eficiências mais altas que os tanques horizontais, o que está de acordo com Morrison e Braun [1985].

Assim, apesar da correlação obtida não levar em conta a orientação do reservatório, nem a relação comprimento/diâmetro do mesmo, os resultados mostram que esta correlação pode ser empregada para quaisquer valores de radiação H_T , temperatura média ambiente T_a e relações de projeto V_{reserv}/A_C e V_d/V_{reserv} , considerando coletores planos com indicativo de qualidade expresso pelos parâmetros da curva de eficiência $F_R(\tau\alpha)$, $F_R U_L$. A correlação dada pela equação (3.2) é, portanto, uma alternativa simples e rápida para o cálculo da eficiência térmica de sistemas de aquecimento solar de água operando em regime de termossifão e para o dimensionamento destes sistemas de aquecimento de água.

Para levar em conta o efeito da orientação do reservatório térmico, a eficiência obtida pela correlação 3.2 pode ser corrigida através da equação:

$$n_c = \eta f_\eta \quad (3.18)$$

onde η_c é a eficiência térmica em média mensal corrigida e f_η é o fator de correção, calculado como:

$$f_\eta = a_z + b_z \ln\left(\frac{C}{D}\right) \quad (3.19)$$

onde C é o comprimento e D é o diâmetro do reservatório térmico; a_z e b_z são constantes calculadas pelas equações (3.20) e (3.21) para reservatórios verticais e equações (3.22) e (3.23) para reservatórios horizontais em função da altura da coluna de água quente, x [m], definida, como a distância vertical a partir da posição de entrada da água nos coletores até a base do reservatório térmico.

Para o reservatório vertical:

$$a_z = 0,1880x^3 - 0,7310x^2 + 0,8510x + 0,6478 \quad (3.20)$$

$$b_z = -0,1543x^3 - 0,5904x^2 - 0,6659x + 0,2833 \quad (3.21)$$

Para o reservatório horizontal:

$$a_z = 0,2930x^3 - 1,1382x^2 + 1,3387x + 0,6082 \quad (3.22)$$

$$b_z = 0,0730x^3 - 0,2757x^2 + 0,30649x - 0,1738 \quad (3.23)$$

3.2 APLICAÇÃO DA CORRELAÇÃO DESENVOLVIDA NO DIMENSIONAMENTO COM O TERMODIM

O *TermoDim*, ferramenta de dimensionamento de sistemas solares de aquecimento de água operando por regime de termossifão, foi desenvolvido em Visual Basic como parte deste trabalho de Doutorado. A correlação para a eficiência apresentada no item 3.1.3 é a base matemática do aplicativo.

Para se ilustrar o procedimento empregado no *TermoDim* para o dimensionamento de sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão, considera-se uma determinada localidade hipotética cujos dados climáticos em médias mensais são listados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Dados para o dimensionamento

<i>Mês</i>	H_T	T_a	V_d	CT
	[MJ/m ²]	[°C]	[litros]	[MJ]
1	21	28	70,8	3,6
2	19	30	86,0	3,6
3	16	27	64,0	3,5
4	13	24	64,7	4,3
5	11	20	54,6	4,6
6	10	17	57,8	5,6
7	9	15	54,4	5,7
8	11	18	50,4	4,6
9	14	20	51,2	4,3
10	17	25	71,7	4,5
11	20	28	83,2	4,2
12	23	27	74,2	4,0

Supondo que se deseja dimensionar um SSAA para atender a um consumo diário em média mensal de acordo com a Tabela 3.2, e tomando como estimativa inicial para a área de coleta $A_C = 3 \text{ m}^2$ e para o volume do reservatório térmico $V_{reserv} = 225 \text{ litros}$, atendendo a relação $V_{reserv}/A_C = 75 \text{ litros.m}^{-2}$, e ainda, considerando um coletor solar com parâmetros de qualidade $F_R(\tau\alpha) = 0,75$ e $F_R U_L = 7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, através da correlação desenvolvida neste trabalho, equação (3.2), efetua-se cálculo da eficiência térmica média mensal, η . Em seguida, pode-se corrigir a eficiência calculada (para levar em conta o efeito da orientação do reservatório térmico) através da equação (3.18).

Uma vez calculada a eficiência térmica, calcula-se a área necessária para atender a demanda de água quente:

$$A_{c,n} = \frac{CT}{\eta H_T} \tag{3.24}$$

A Fração Solar, f , definida como a relação entre a energia suprida pelo Sol e a energia necessária para atender o aquecimento da água, pode ser calculada como:

$$f = \frac{\eta H_T A_C}{CT} \tag{3.25}$$

onde CT é a carga térmica diária, calculada como:

$$CT = m_d C_p (T_{ref} - T_r) \tag{3.26}$$

sendo m_d a massa da água consumida em um dia, T_{ref} a temperatura de consumo considerada sempre 40 °C neste exemplo e T_r a temperatura da água da rede fria. Na Figura 3.3 são listados os resultados da 1ª etapa do dimensionamento efetuado.

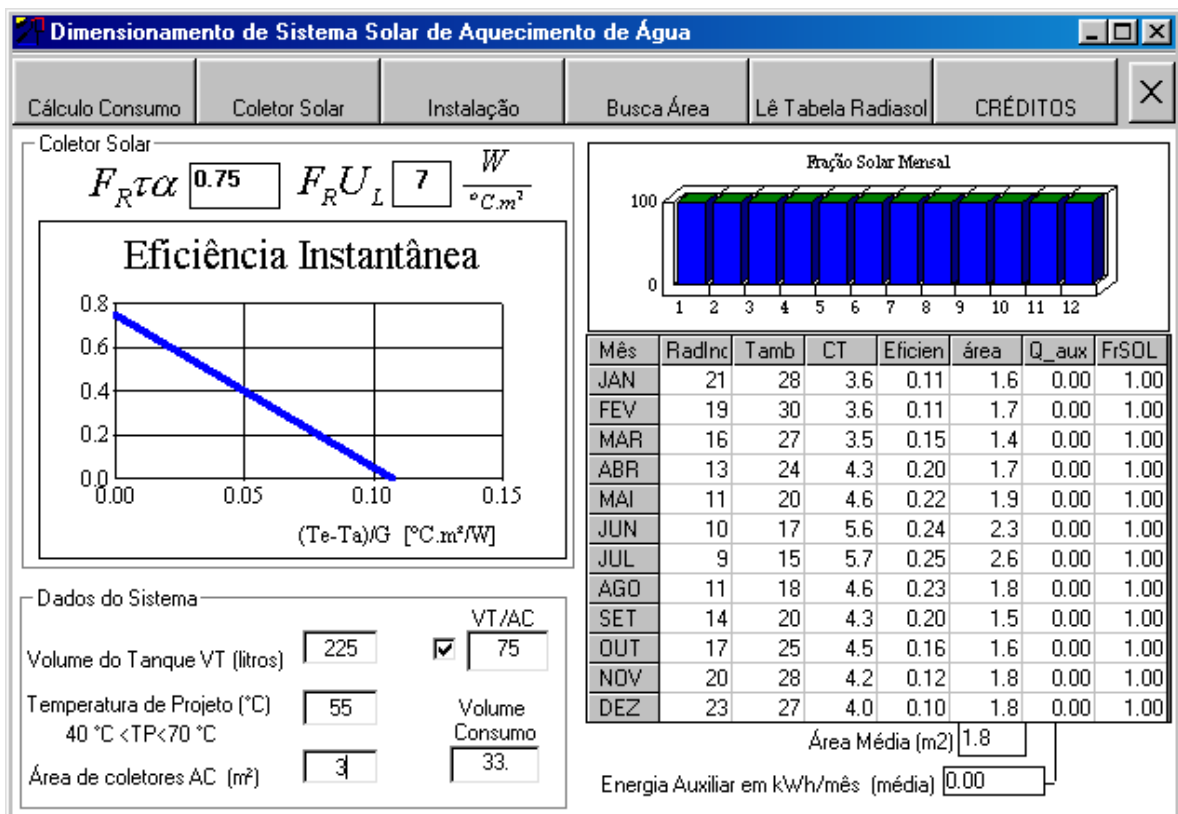


Figura 3.3 – Tela principal do *TermoDim* - 1ª etapa do dimensionamento do SSAA

O valor médio da área de coleta $A_{C,n}$ é então comparado ao valor estimado para a área de coleta. Se o valor médio de $A_{C,n}$ é diferente de A_C , então se iniciam novamente os cálculos, tomando-se para A_C este valor. O procedimento iterativo é efetuado até que se atinge a convergência. Neste exemplo, a 1ª etapa do dimensionamento forneceu o valor médio de $A_{C,n} = 1,8 \text{ m}^2$.

Na Figura 3.4 é apresentada uma interface gráfica do programa *TermoDim*, onde são listados os resultados para a última etapa do dimensionamento desta aplicação. Neste caso exemplificado para atender a demanda especificada na Tabela 3.2 seriam necessários $1,5 \text{ m}^2$ de coletores com $F_R(\tau\alpha) = 0,75$ e $F_R U_L = 7 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ e um reservatório térmico de 112,5 litros, considerando os dados climáticos para a localidade em questão.

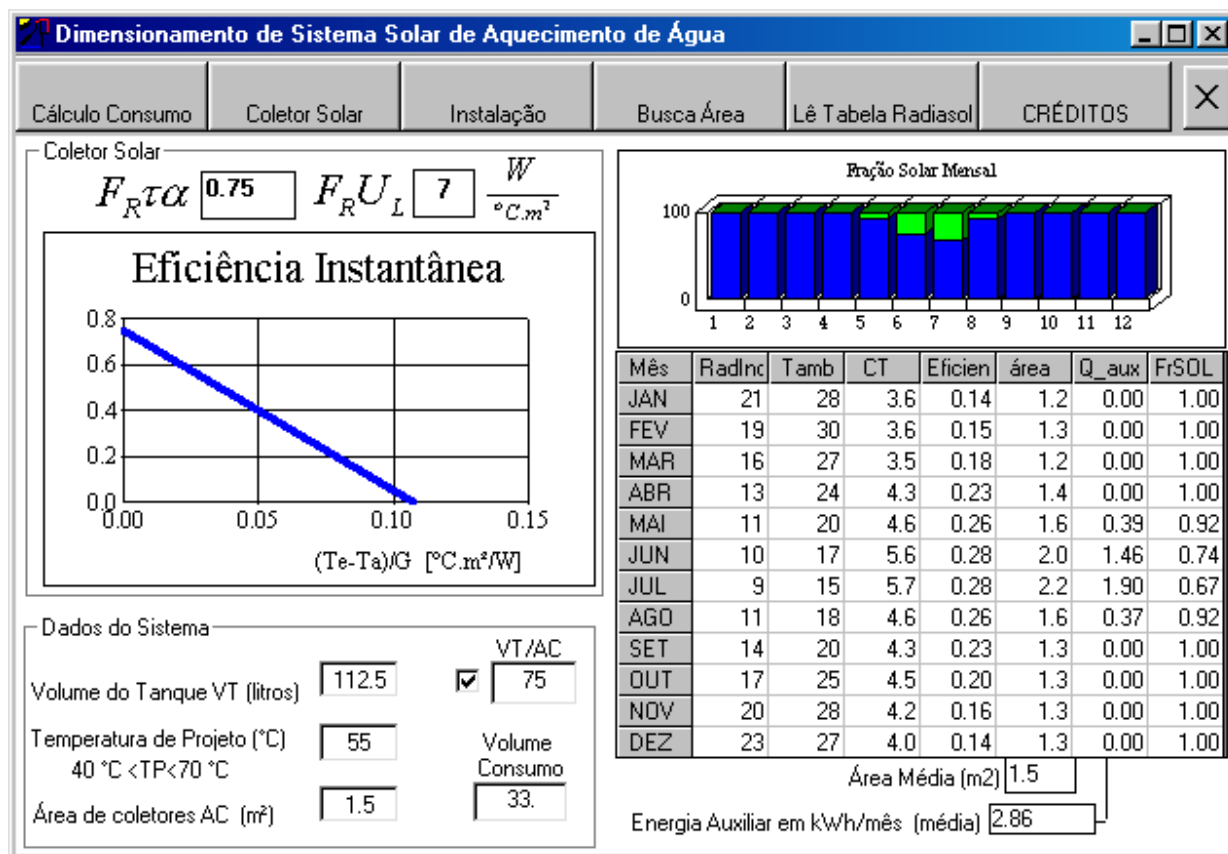


Figura 3.4 – Tela principal do *TermoDim* – resultado final do dimensionamento do SSAA

Na Figura 3.5 é apresentada uma outra interface do aplicativo *TermoDim*, que permite, quando não se conhece os parâmetros de qualidade $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$, determiná-los a partir da especificação das dimensões geométricas, óticas e térmicas dos coletores solares empregados.

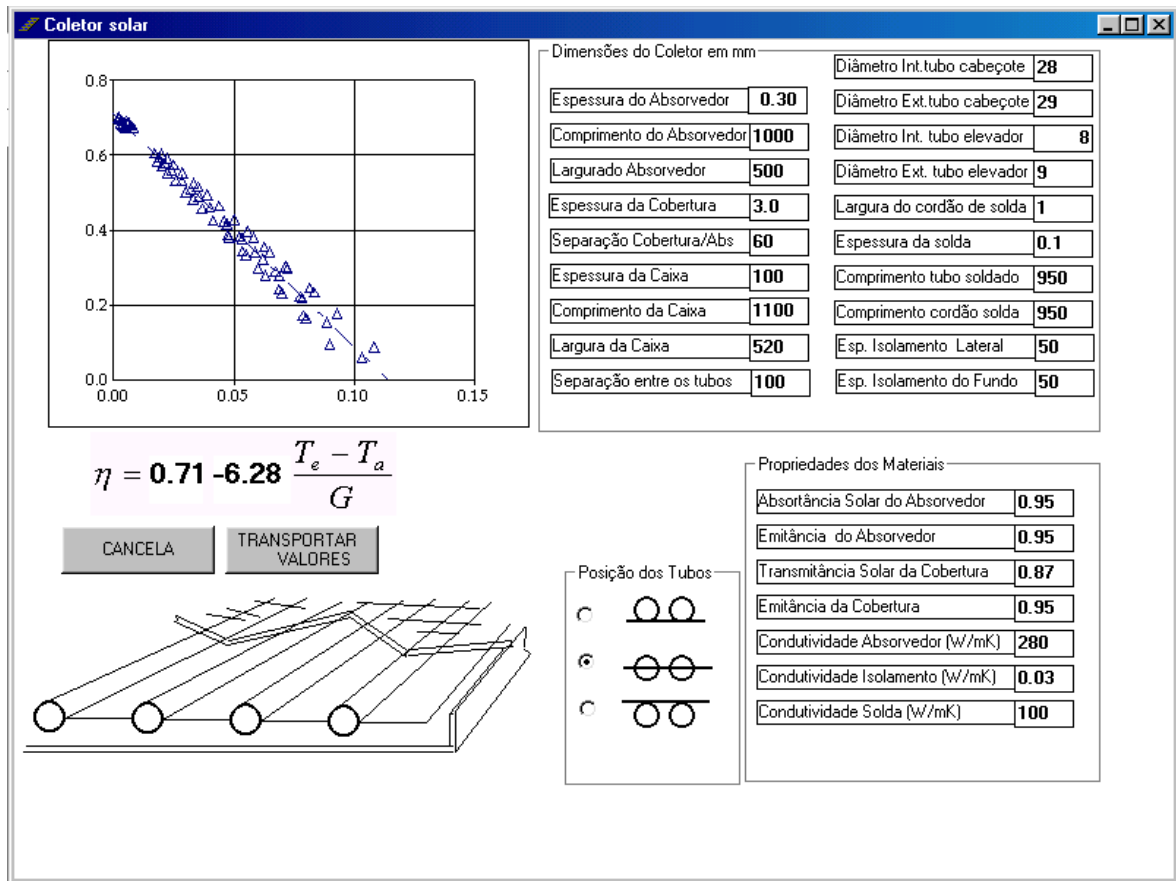


Figura 3.5 – Tela de entrada de dados: coletor solar

O programa *TermoDim* se encontra disponível para *download* em [PROMECC, 2002] para uso livre de custos. A versão atual do programa trabalha com uma base de dados climáticos desenvolvida para nosso país e a sua utilização é bastante simples, não exigindo do usuário o profundo conhecimento prévio em energia solar.

CAPÍTULO 4 – ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Nesse Capítulo apresenta-se a metodologia experimental realizada com o intuito de se avaliar os resultados numéricos obtidos através da simulação computacional com o programa *TermoSim*, descrito no Capítulo 6.

Os dados das medidas experimentais foram utilizados também na comparação dos procedimentos alternativos para a determinação teórica da vazão mássica de operação do fluido nos sistemas de aquecimento de água operando em regime de termossifão.

No item 4.1 é apresentada uma sucinta descrição dos componentes do sistema, enquanto, no item 4.2, faz-se uma apresentação da instrumentação empregada na aquisição das medidas experimentais de temperatura, vazão mássica e irradiância solar.

O item 4.3 resume a sistemática empregada na aquisição das medidas experimentais. Os itens 4.4 e 4.5 tratam, respectivamente, dos métodos de aferição dos sensores de temperatura e do sensor empregado na determinação da vazão mássica no sistema.

4.1 EQUIPAMENTOS

O trabalho experimental foi desenvolvido no Laboratório de Energia Solar (LES) do Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS. Foi utilizado para as medidas experimentais o sistema solar de aquecimento de água instalado em 1989, por doação da empresa IEM - Intercâmbio Eletro Mecânico Ltda.

A Figura 4.1 mostra um desenho esquemático da instalação e a Figura 4.2 mostra uma fotografia do arranjo de coletores solares.

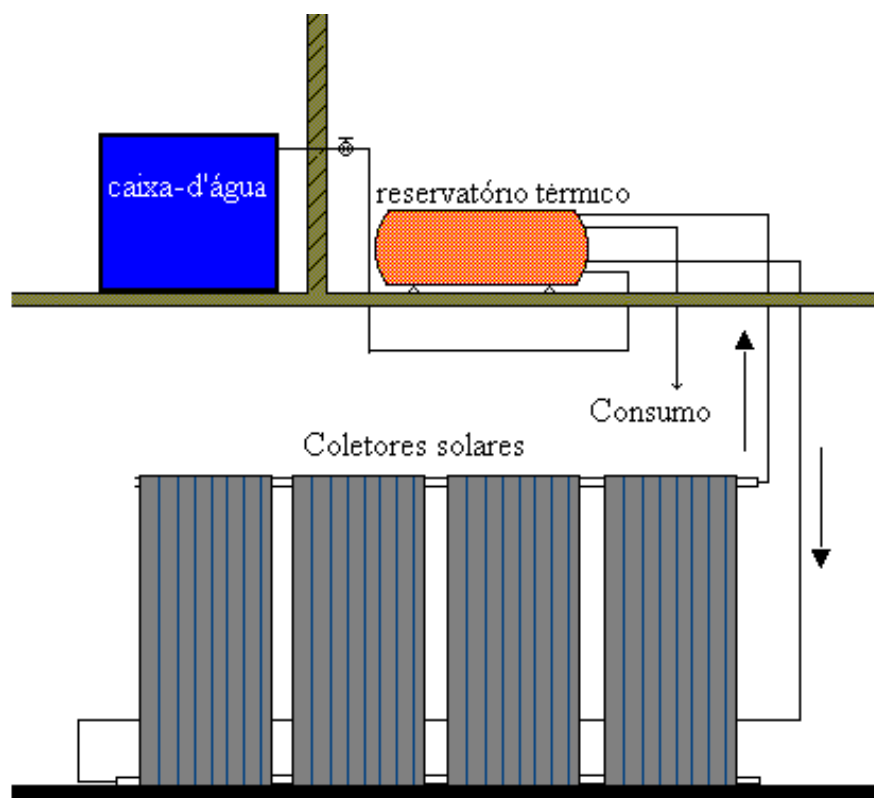


Figura 4.1 – Desenho esquemático do SSAA operando por termosifão



Figura 4.2 – Fotografia do SSAA operando por termosifão na bancada de testes

4.1.1 Coletores Solares

A instalação dos coletores solares é composta por quatro unidades do tipo placa-tubos conectadas em paralelo. Cada unidade é constituída por uma grade de 8 tubos paralelos, de diâmetro igual a 7,9 mm (5/16 polegadas). Os tubos são soldados nas extremidades a um tubo distribuidor (na base) e a um tubo coletor (no topo), ambos com 25,4 mm (1 polegada) de diâmetro. A separação entre os tubos é de 60 mm. A grade de tubos é soldada a uma chapa de cobre de 3 mm de espessura, com solda de estanho ao longo dos tubos. A chapa de cobre é recoberta com tinta preta fosca resistente a altas temperaturas. Cada coletor tem as medidas: 1,5 m de comprimento e 0,58 m de largura; de modo que a área total de coleta é de aproximadamente 3,48 m². A inclinação dos 4 coletores é de aproximadamente 42° em relação ao plano horizontal.

A placa absorvedora (chapa de cobre e tubos) é montada em uma caixa de fibra de vidro. A parte inferior da placa é isolada com uma camada de 70 mm de lã de vidro. A parte frontal é recoberta com uma lâmina de vidro de 4 mm de espessura, a uma distância de 35 mm da placa absorvedora.

Testes de desempenho realizados no LES, de acordo com as normas ABNT NBR 10184 [1988] e ASHRAE Standard 93-77 [1977] mostram que parâmetros de qualidade para os coletores solares instalados na bancada de testes são: $F_R(\tau\alpha) = 0,72$ e $F_R U_L = 8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

4.1.2 Reservatório Térmico

O reservatório de água quente é do tipo cilíndrico horizontal (1,10 m de comprimento e 0,46 m de diâmetro), confeccionado em chapa de aço inoxidável, revestido externamente com 22,5 mm de lã de vidro.

Na parte frontal do tanque são conectadas as tubulações hidráulicas: entrada de água oriunda dos coletores, entrada de água fria da rede, saída de água para o consumo, saída de água de retorno para os coletores. No reservatório existem 5 posições para tomada de medidas de temperatura. Para tal, foram instaladas 3 bainhas de latão e uma de aço. Na parte superior do tanque existe um tubo de cobre vertical com a extremidade aberta, com a finalidade de manter o tanque a pressão atmosférica e ainda, servir de “ladrão” no caso de transbordamento de água.

Na construção do cilindro foram utilizadas chapas de aço inoxidável com 1,2 mm de espessura. A massa total do tanque é avaliada em 26 kg. As posições das tubulações estão esquematizadas na Figura 4.3.

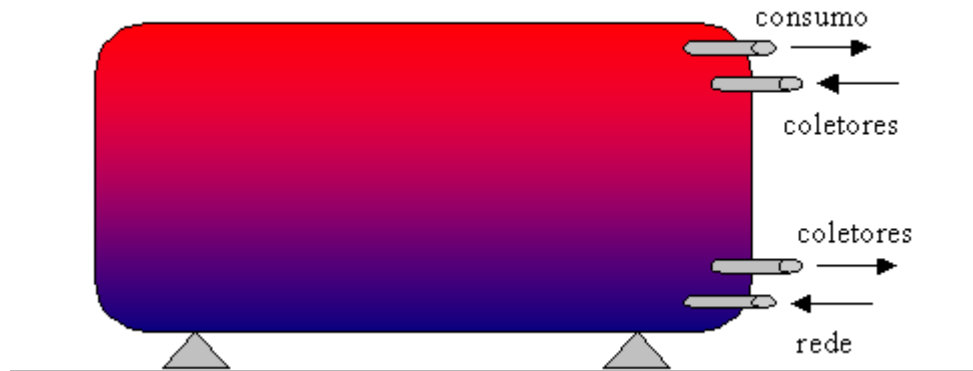


Figura 4.3 - Desenho esquemático do reservatório térmico

4.1.3 Tubulações Hidráulicas

Todas as tubulações são de cobre comercial, com diâmetro de 25,4 mm (1 polegada), contendo registros gaveta de latão. As tubulações são isoladas com 0,10 m de espuma térmica sintética. Em alguns trechos ao longo do circuito existem mangueiras de borracha próprias para água quente com o mesmo diâmetro, que servem para permitir curvas suaves na tubulação.

A tubulação compreendida entre a saída dos coletores e a entrada do reservatório tem 4,5 m de comprimento, enquanto aquela entre a saída do reservatório e a base do arranjo de coletores tem aproximadamente 10,5 m.

4.2 INSTRUMENTAÇÃO

4.2.1 Introdução

Para avaliar corretamente o desempenho do sistema de aquecimento solar da forma como se propõe no Capítulo 5, buscando um balanço de energia em intervalos de tempo relativamente pequenos, é necessário um equipamento que seja capaz de fazer e registrar várias medições simultaneamente com confiabilidade e precisão. Invariavelmente a escolha recai sobre um sistema de aquisição de dados computacional, devido às suas inúmeras vantagens no processamento e armazenamento de dados, bem como na operação com cálculos matemáticos complexos. O equipamento utilizado neste trabalho é descrito, juntamente com as respectivas curvas de calibração.

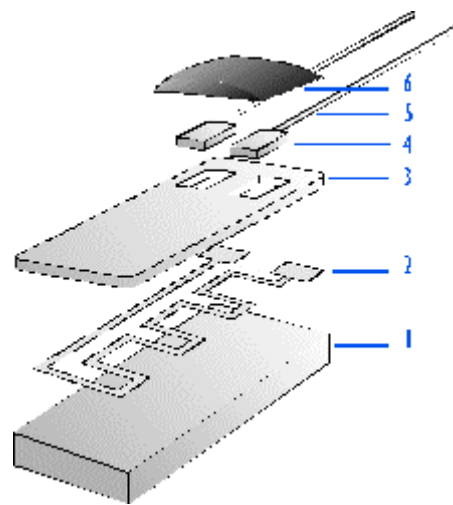
Com o intuito de se avaliar o comportamento térmico do sistema de aquecimento de água apresentado anteriormente, decidiu-se utilizar sensores de temperatura termo-resistivos - Pt₁₀₀. Estes sensores foram instalados ao longo de todo o sistema nas posições:

- Entrada da água oriunda da base do reservatório no arranjo de coletores solares,
- Saída da água aquecida pelo arranjo de coletores solares,
- Entrada de água quente no topo do reservatório térmico,
- Saída de água fria na base do reservatório térmico,
- Saída de água para a demanda,
- Entrada de água fria da rede no reservatório.

Além destes, foram instalados 6 sensores ao longo da posição central do reservatório, a fim de se verificar o fenômeno da estratificação térmica no mesmo. Abaixo dos coletores, foi instalado um Pt₁₀₀ para medir a temperatura média ambiente. No mesmo plano dos coletores foi instalado um piranômetro para medir a radiação solar incidente nos coletores. Assim, totalizam-se 13 sensores de temperatura e 1 sensor de radiação. Não foram realizadas medidas da velocidade do vento e a temperatura no entorno do tanque foi assumida como igual a temperatura ambiente.

4.2.2 Encapsulamento e Calibração dos Sensores de Temperatura

Tendo em vista que a maior parte dos Pt₁₀₀ foram utilizados mergulhados em água, foi necessário encapsulá-los para evitar o contato elétrico entre seus terminais e proteger o termo-resistor. Foram adquiridos, inicialmente, 20 Pt₁₀₀ (Hayashi Denko Classe A - Model 2005: $\alpha_0^{100} = 0,00385 \text{ } \Omega \cdot \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $R_0 = 100,02 \text{ } \Omega$), cuja construção é descrita na Figura 4.4.



1. Substrato de Al₂ O₃.
2. Filme de Platina.
3. Passivação com camadas/lâminas de vidro.
4. Conexão pads.
5. Conexão leads.
- 6 Pasta selante de vidro-cerâmico.

Figura 4.4 – Desenho esquemático do termo-resistor de platina, Pt₁₀₀

Para o encapsulamento, foram adotadas cápsulas metálicas, que foram construídas a partir de tubos de cobre com cerca de 0,07 m de comprimento. Estes tubos foram soldados em um dos lados, de modo a terem uma única entrada livre. Numa segunda etapa, soldaram-se diretamente os dois terminais de cada termo-resistor a um cabo 26 AWG de 4 fios com malha externa (com comprimento variável entre 2 e 3 m de comprimento). Cada ponto de solda foi revestido com espaguete de pvc e finalmente envolvidos por um espaguete termo-retrátil.

Uma vez encapsulados, procedeu-se a verificação inicial de cada um destes sensores. Conectaram-se os sensores à caixa do sistema de aquisição de dados que realiza o chaveamento dos mesoas. Os sensores foram mergulhados em um banho termostático MGW Lauda M3

(resolução: 0,1 °C, precisão absoluta: < 0,3%, padrão de temperatura: Pt₅₀₀). Usando o sistema de aquisição de dados, foram realizadas medidas diretas da resistência, à medida que a temperatura do banho foi aumentada. Comparando-se estes resultados com os dados do fabricante, os sensores se comportaram de modo satisfatório, com desvios menores que 0,1 °C. Varreu-se, então, a faixa de temperaturas de 5 a 95 °C. A aquisição foi realizada conectando-se a caixa de aquisição de dados a um computador 386 e a um multímetro digital METEX M-4650 (1-2 leituras/segundo, 4^{1/2}, precisão: ± 0,05 % da leitura + 3 dígitos).

No entanto, quando colocados nos pontos de medida, ocorreu a entrada de água em alguns destes sensores, sendo necessário efetuar novamente o encapsulamento destes ou até mesmo substituí-los. Após uma série de testes preliminares, os 13 sensores Pt100 operando satisfatoriamente (sem problemas com a umidade) foram mergulhados no banho termostático LAUDA com agitação a uma temperatura inicial de aproximadamente 84°C. Considerou-se a média das temperaturas dos sensores previamente calibrados como sendo a temperatura de referência na calibração. A calibração foi efetuada a partir do ajuste por mínimos quadrados dos valores de temperatura de referência e os valores medidos de resistência elétrica dos sensores (ver curvas de calibração – Tabela 4.5), logo após a identificação de cada sensor na bancada de aquisição experimental.

4.3 AQUISIÇÃO DE DADOS

Na Tabela 4.1 são especificados os rótulos dos canais na entrada do multiplexador construído para a aquisição de dados experimentais. Por sua vez, nas Tabelas 4.2 e 4.3, respectivamente, são listadas observações pertinentes aos sensores instalados internamente e externamente ao reservatório térmico, cujas posições são referidas nas Figuras 4.5, 4.6 e 4.7.

A Tabela 4.4 mostra a sistemática de aquisição, sendo que a cada rodada de medidas, o canal 1 (que corresponde ao sensor de radiação) é medido 6 vezes. A média das leituras deste canal é então apresentada como a radiação solar média naquele tempo. Este procedimento se justifica, uma vez que a radiação solar é um fenômeno estocástico com grande variabilidade temporal, enquanto as medidas de temperatura não apresentam uma variação acentuada num período de tempo muito curto.

As medidas de temperatura, radiação e vazão são registradas em intervalos regulares de 2 min, utilizando um software desenvolvido exclusivamente para este experimento por técnicos e estagiários do LES.

A radiação global incidente no plano dos coletores foi medida através de um piranômetro fotovoltaico construído no próprio laboratório de acordo com o trabalho de Mestrado desenvolvido por Zanescio [1991].

Tabela 4.1 – Especificação dos canais da caixa multiplexadora

Canal	Rótulo Atual	Obs.	Sensor Associado
0	-	-	-
1	Radiação	Radiação solar [W.m^{-2}]	Sensor Fotoelétrico
2	Col-Ent	Temperatura entrada-coletor [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A9
3	Col-Sai	Temperatura saída coletor [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A7
4	Tanque-Ent	Temperatura entrada tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A5
5	Tanque-Sai	Temperatura saída tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A4
6	Tanque-Nó1	Temperatura nó 1 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A1
7	Tanque-Nó2	Temperatura nó 2 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -12
8	Tanque-Nó3	Temperatura nó 3 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A6
9	Tanque-Nó4	Temperatura nó 4 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A2
10	Tanque-Nó5	Temperatura nó 5 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -4
11	Tanque-Nó6	Temperatura nó 6 tanque [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -5
12	Rede	Temperatura rede [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A3
13	Demanda	Temperatura demanda [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -A8
14	Ambiente	Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]	Pt ₁₀₀ -9
15	Referência	-	-

Tabela 4.2 – Informações relativas aos Pt₁₀₀ internos ao reservatório térmico (bainhas)*

Temp. Internas Tanque	Pt ₁₀₀ Associado	Distância a partir da Base [m]	Distância a partir da Lateral [m]	Raio [m]
Tanque-Nó1	Pt ₁₀₀ -A1	0,46	0,55	0,230
Tanque-Nó2	Pt ₁₀₀ -12	0,31	0,84	0,150
Tanque-Nó3	Pt ₁₀₀ -A6	0,25	0,55	0,105
Tanque-Nó4	Pt ₁₀₀ -A2	0,23	0,55	0,230
Tanque-Nó5	Pt ₁₀₀ -4	0,15	0,55	0,230
Tanque-Nó6	Pt ₁₀₀ -5	0,00	0,55	0,230

*valores aproximados, conforme Figuras 4.5, 4.6 e 4.7

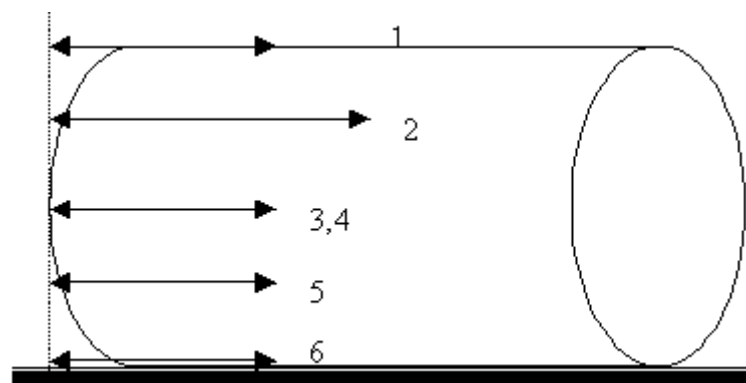


Figura 4.5 – Distâncias a partir da lateral esquerda do tanque - 6 pontos de medida de temperatura. (Vista Frontal)

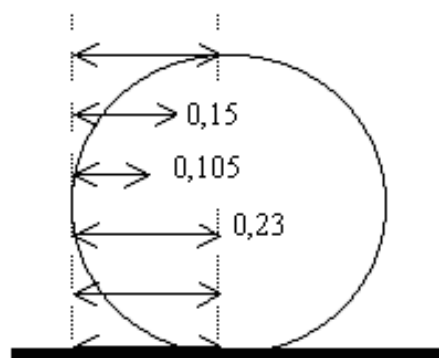


Figura 4.6 – Posições no tanque - 6 pontos de medida de temperatura (Vista Lateral)

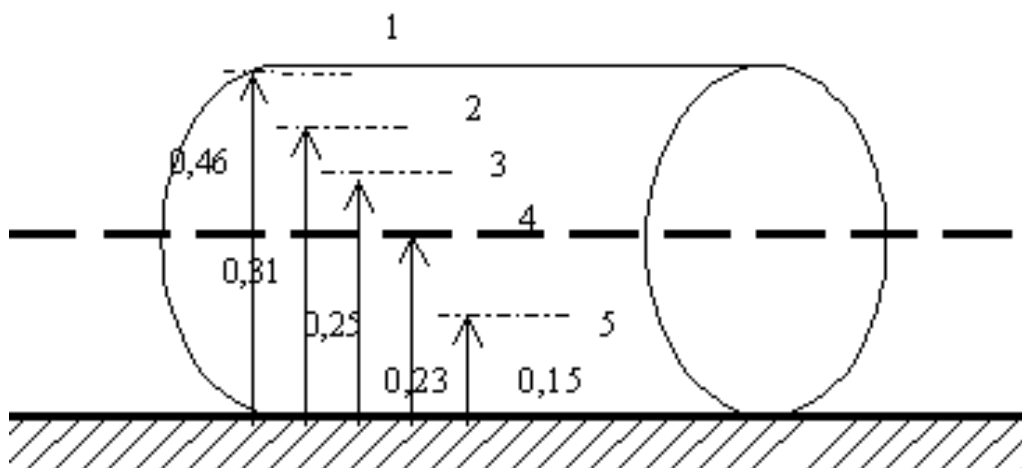


Figura 4.7 – Distâncias a partir da base do tanque - 6 pontos de medida de temperatura (Valores em metros)

Tabela 4.3 – Informações relativas aos Pt_{100} externos ao reservatório térmico

Temp.	Pt_{100}	Informações	Adicionais*
Internas	Associado		
Tanque			
Col-Ent	Pt_{100} -A9	mangueira à entrada-coletor	-
Col-Sai	Pt_{100} -A7	mangueira à saída-coletor	-
Tanque-Ent	Pt_{100} -A5	parede tubulação à entrada-tanque	0,27 m
Tanque-Sai	Pt_{100} -A4	parede tubulação à saída-tanque	0,00 m
Demanda	Pt_{100} -A8	parede tubulação consumo	-
Ambiente	Pt_{100} -9	abaixo dos coletores	-
Rede	Pt_{100} -A3	caixa d'água fria	-

*valores aproximados, distância a partir da base do tanque.

Tabela 4.4 - Ordem de aquisição (leitura dos canais) dos dados no programa AGQUENTE

0	1	2	1	3	1	4	5	6	1	7	8	9	1	10	1	11	12	13	14
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	---	----	----	----	----

Na Tabela 4.5 é apresentada uma listagem dos canais com seus correspondentes sensores e suas constantes de calibração.

Tabela 4.5 – Resumo das constantes de calibração * dos sensores de temperatura e radiação conectados a caixa multiplexadora

Canal	Sensor	a	b
0	-	-	-
1	Piranômetro	53,43	-
2	Pt ₁₀₀ – A9	2,6170	262,07
3	Pt ₁₀₀ – A7	2,6033	260,05
4	Pt ₁₀₀ – A5	2,6112	261,01
5	Pt ₁₀₀ – A4	2,6369	263,67
6	Pt ₁₀₀ – A1	2,6222	262,22
7	Pt ₁₀₀ – 10	2,5909	259,07
8	Pt ₁₀₀ – A6	2,6179	261,80
9	Pt ₁₀₀ – A2	2,5996	259,78
10	Pt ₁₀₀ – 4	2,5898	258,99
11	Pt ₁₀₀ – 5	2,5891	259,07
12	Pt ₁₀₀ – A3	2,6322	263,14
13	Pt ₁₀₀ – A8	2,6168	261,45
14	Pt ₁₀₀ – 9	2,5960	259,79

*Obs.: $Y[^\circ\text{C}] = a \cdot X - b$, onde:

Y = temperatura [$^\circ\text{C}$], X = resistência elétrica [Ω] – Sensores de Temperatura,
Y = radiação solar [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$], X = tensão [mV] – Sensor de Radiação.

Com relação ao piranômetro fotovoltaico, este foi calibrado por comparação direta com um Piranômetro *Eppley Radiometer Model PSP* ($k = 9,05 \cdot 10^{-6} \text{ V} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2$), usando-se um multímetro HP a 4 fios, num dia de céu claro e com grande insolação. A constante de calibração é $k_1 = 18,72 \cdot 10^{-6} \text{ V} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2$; e seu inverso ($53,43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{mV}^{-1}$) é o fator de multiplicação utilizado no programa.

4.4 AFERIÇÃO DO SENSORES DE TEMPERATURA

Os sensores de temperatura já conectados à caixa de aquisição nos canais correspondentes (de acordo com a Tabela 4.5) foram novamente mergulhados no banho termostático LAUDA MGW com agitação a uma temperatura inicial de aproximadamente 65°C . A resistência elétrica foi então desligada, de modo que se iniciou o processo de resfriamento lento da água contida no banho até que se atingiu uma temperatura de cerca de 10°C . A cada medida calculou-se o desvio da leitura de cada sensor, tomando-se como temperatura de referência a média das leituras de todos os sensores. Os resultados mostraram que o desvio absoluto médio para todos os sensores é de aproximadamente $0,13^\circ\text{C}$, enquanto o desvio máximo é de $0,35^\circ\text{C}$ e o mínimo é de $0,02^\circ\text{C}$ na faixa de 0 a 65°C .

4.5 AFERIÇÃO DO SENSOR DE VAZÃO ÓTICO

A medida de vazão em sistemas com circulação natural constitui um sério problema no estudo destes sistemas pelas relativamente baixas velocidades do fluido e pela forte dependência do comportamento hidrodinâmico do sistema com quaisquer restrições colocadas ao longo do escoamento. Montou-se no LES um sensor eletromecânico capaz de determinar a vazão mássica no circuito sem afetar significativamente a perda de carga no mesmo. O sensor que constitui o medidor de vazão é uma microturbina cuja rotação é determinada por pulsos produzidos pela interrupção da luz pelas pás da mesma. A curva de calibração do sensor apresentada graficamente na Figura 4.8 é dada por:

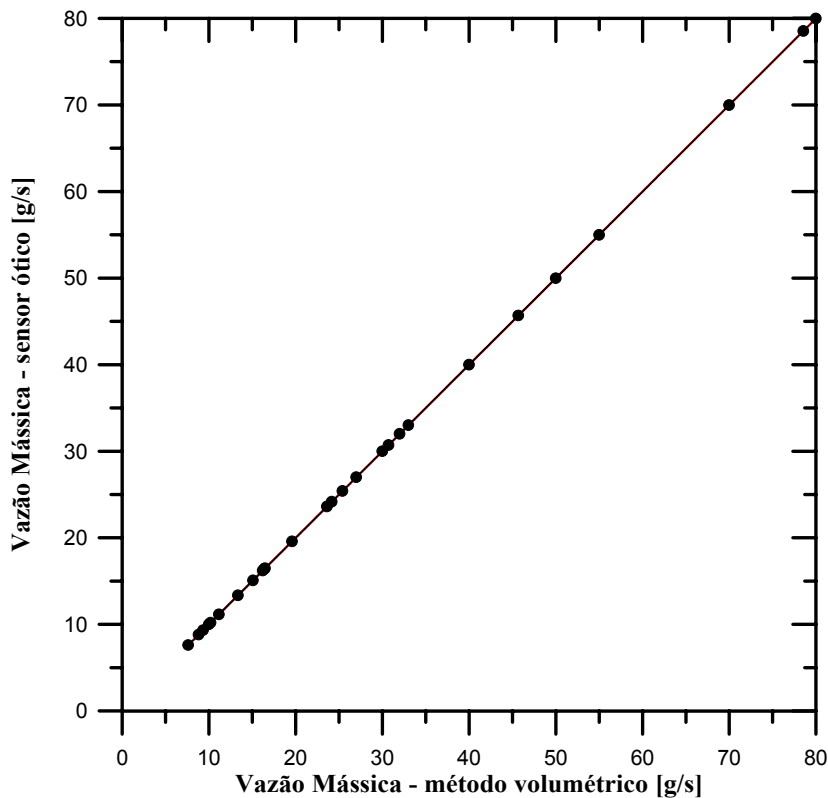


Figura 4.8– Aferição do sensor de vazão

$$\text{vazão mássica} = 2,55 \cdot 10^{-2} * (pu) + 6,08 \cdot 10^{-1} \text{ [g/s]} \quad (4.1)$$

onde pu é o número de pulsos detectado ao longo do período de 2 minutos.

Embora esse sensor já tivesse sido previamente testado, para esta Tese realizou-se uma aferição do instrumento, empregando uma comparação direta com o método volumétrico. Para tal empregou-se uma balança eletrônica URANO UD-6.000/1L, carga máxima: 6.000 g; carga mínima: 25 g; divisão: 1 g. Os resultados da aferição podem ser visualizados na Figura 4.8, que

mostra que o sensor pode ser empregado na determinação da vazão mássica com boa representatividade das medidas ($r^2 = 0,9989$).

4.6 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Esta Tese é bastante abrangente por abordar aspectos teóricos, experimentais, análise de algoritmos e implementação de software. Sendo assim, apesar de que uma completa análise de incertezas fosse desejável, pelo fato de que nesta Tese o aspecto experimental não é o foco principal apenas apresentam-se as considerações a seguir.

A incerteza associada aos dados experimentais é resultante de uma série de erros que podem ocorrer ao longo da medição, podendo ser classificados como sistemáticos ou aleatórios. Os erros sistemáticos ocorrem devido às imperfeições dos instrumentos de medida e do processo de medição. Por sua vez, os erros aleatórios são mais difíceis de se quantificar. O tratamento de erros desta natureza tem como base cálculos estatísticos.

Nos experimentos realizados foram identificadas as possíveis fontes de erros:

- (1) erros nas medidas de irradiância solar, devido ao instrumento de medida;
- (2) erros nas medidas de temperatura associada ao sensor de temperatura utilizado;
- (3) erros nas medidas de vazão associados aos instrumento de medida;
- (4) erros associados às considerações efetuadas quanto a características geométricas do sistema:
 - a tubulação hidráulica não apresenta um isolamento térmico uniforme;
 - a tubulação hidráulica não é constituída por um único material em toda a sua extensão;
 - o reservatório térmico apresenta uma chapa instalada internamente que não foi considerada;
 - o isolamento térmico no tanque apresenta algumas porções úmidas e não é regular.

Nos experimentos realizados a principal fonte de erros aleatórios deve-se a variabilidade das medidas de irradiância solar e aos erros de co-seno, principalmente para as medidas no início e no final do período de insolação.

De um modo geral, os aparelhos e instrumentos utilizados para as análises realizadas nesse trabalho permitiram obter as grandezas com as respectivas imprecisões:

- Temperatura da água ao longo sistema: coletores solares, reservatório e tubulações e ambiente, $T \pm 0,4$ °C;

- Vazão mássica do fluido no coletor, $\dot{m}_c \pm 1\%$;
- $F_R(\tau\alpha) \pm 3\%$;
- $F_R U_L \pm 3\%$;
- Irradiância solar, $I_T \pm 3\%$.

CAPÍTULO 5 – ESTIMATIVA TEÓRICA DA VAZÃO MÁSSICA

Este Capítulo apresenta cinco metodologias empregadas para a estimativa da vazão mássica da água de circulação nos coletores solares num sistema de aquecimento solar operando em regime de termossifão, quando são conhecidas algumas medidas experimentais como a temperatura na entrada e na saída do arranjo de coletores solares.

O objetivo do uso das abordagens é verificar se estas, que utilizam um modelamento simples, podem ser adequadamente empregadas na estimativa do desempenho térmico de um sistema de aquecimento solar operando em regime de termossifão, uma vez que o método clássico emprega diversas equações (balanços de energia e da quantidade de movimento) e necessita o cálculo de integrais e a resolução de equações diferenciais e/ou transcendentais. Nas seções 5.1 a 5.5 são apresentados os métodos considerados na estimativa da vazão mássica no aquecedor operando em regime de termossifão.

A abordagem que se vale de um balanço de energia no reservatório térmico para a estimativa da vazão mássica é discutida na seção 5.1. Na seção 5.2 é apresentada a Metodologia 2 que utiliza o mesmo princípio empregado por Uhlemann e Bansal [1985], valendo-se da Equação Clássica de Hagen-Poiseuille. Na seção 5.3 apresenta-se a Metodologia 3 que utiliza a Correlação derivada por Siddiqui [1997]. O balanço simplificado da quantidade de movimento é a base para a Metodologia 4, como mostrado na seção 5.4. Por sua vez, a Metodologia, que se vale de uma equação simplificada derivada da equação de Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman, 1991], é apresentada na seção 5.5. No item 5.6 são listados alguns trabalhos, onde se pode verificar a metodologia empregada no cálculo da vazão mássica.

Todas as metodologias apresentadas são utilizadas para uma comparação com dados experimentais no Capítulo 7. A metodologia finalmente selecionada para integrar o programa *TermoSim* está descrita no Capítulo 6.

5.1 METODOLOGIA 1 – BALANÇO DE ENERGIA NO RESERVATÓRIO TÉRMICO

Nesta seção apresentam-se os principais procedimentos adotados no cálculo da vazão mássica da água que circula pelos coletores solares, partindo de um balanço térmico no reservatório. Cabe ressaltar que embora se trate de uma metodologia teórica, a vazão mássica é

obtida a partir de variáveis determinadas experimentalmente. Assim esta grandeza é assumida também como uma medida experimental. No entanto, o produto entre o coeficiente global de transferência de calor U e a área do tanque, representado pelo termo (UA) (designado neste texto pelo mesmo nome, seguindo o padrão da maior parte dos trabalhos apresentados na literatura consultada) empregado na determinação das perdas térmicas do reservatório térmico pode ser avaliado teórica ou experimentalmente conforme Anexo A1.

O balanço térmico no reservatório de água quente pode ser realizado conforme o esquema apresentado na Figura 5.1, para um determinado intervalo de tempo Δt e pode ser expresso pela equação:

$$\dot{m}_c C_p T_s + \dot{m}_d C_p T_r - \dot{m}_c C_p T_e - \dot{m}_d C_p T_d - (UA)(T_m - T_a) - \dot{Q}_{tub} = \dot{Q}_{acum} \quad (5.1)$$

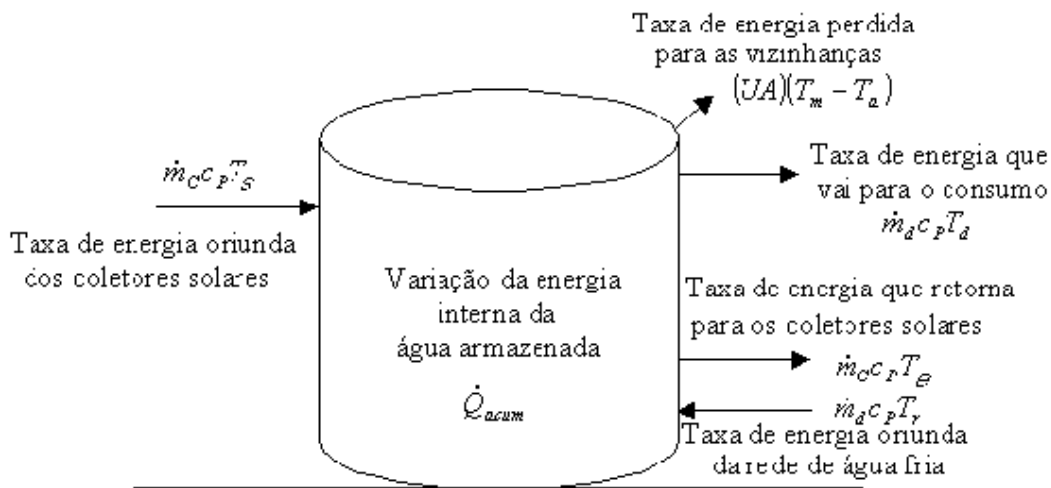


Figura 5.1 – Balanço térmico no reservatório de água quente

Reagrupando os termos da equação (5.1), a mesma pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} + \dot{Q}_d - \dot{Q}_{\text{perdas}} = \dot{Q}_{\text{acum}} \quad (5.2)$$

A taxa de energia que entra no tanque ($\dot{Q}_{\text{útil}}$) é aquela oriunda do ganho térmico nos coletores, ou seja,

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_c c_p (T_s - T_e) - \dot{Q}_{\text{tub}} \quad (5.3)$$

onde:

- \dot{Q}_{tub} = perdas térmicas médias na tubulação que interliga os coletores ao reservatório térmico,
- \dot{m}_C = vazão mássica da água que circula pelo arranjo de coletores,
- C_P = calor específico da água,
- T_s = temperatura da água na saída do arranjo de coletores,
- T_e = temperatura da água na entrada do arranjo de coletores.

A equação (5.3) pode ser expressa pela equação de Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman, 1991], para se incluir os efeitos da irradiância solar e das propriedades óticas e térmicas dos coletores solares:

$$\dot{Q}_{útil} = F_R(\tau\alpha)I_T A_C - F_R U_L A_C (T_e - T_a) - \dot{Q}_{tub} \quad (5.4)$$

onde:

- A_C = área do arranjo de coletores,
- I_T = irradiância solar incidente,
- $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ são parâmetros que representam, respectivamente, os efeitos das propriedades óticas e das propriedades térmicas do coletor solar [Duffie e Beckman, 1991; Shariah e Löf, 1997]. Os valores destes parâmetros são obtidos no ensaio experimental para a determinação do rendimento térmico dos coletores, o que pode ser efetuado de acordo com normas técnicas como ABNT NBR 10184 [1988] e ASHRAE Standard 93-77 [1977]. A combinação dos valores de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ é usada para se definir a qualidade do coletor, o que expressa o comportamento da curva de eficiência do mesmo.

A taxa de energia que sai do tanque para a demanda (\dot{Q}_d) é devida ao consumo de água quente pelos usuários, ou seja,

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_d C_P (T_d - T_r) \quad (5.5)$$

onde,

- \dot{m}_d = vazão mássica da água destinada a demanda,

- T_d = temperatura da água quente para o consumo,
- T_r = temperatura da água de reposição no tanque,
- T_a = temperatura do ar ambiente no recinto onde está instalado o reservatório.

A taxa de energia trocada com as vizinhanças (\dot{Q}_{perdas}) devida as perdas térmicas inerentes ao material de construção e de isolamento do reservatório pode é definida como:

$$\dot{Q}_{perdas} = (UA)(T_m - T_a) + \dot{Q}_{tub} = \sum_{i=1}^{n_{reserv}} \{(UA)_i (T_i - T_a)\} + \dot{Q}_{tub} \quad (5.6)$$

onde:

- $(UA)_i$ = coeficiente global de transferência de calor da camada i do reservatório,
- (UA) = coeficiente global de transferência de calor médio do reservatório,
- T_a = temperatura do ar ambiente nas vizinhanças do reservatório,
- T_i = temperatura da água na camada i no reservatório,
- T_m = temperatura média da água na armazenada no reservatório,
- n_{reserv} = número de camadas no reservatório.

O coeficiente global de transferência de calor (UA) pode ser calculado teoricamente como apresentado no próximo item. Pode-se, alternativamente, obter experimentalmente UA conforme descrito no Anexo A1.

A potência ou variação da energia térmica (\dot{Q}_{acum}) associada à água armazenada dentro do tanque pode ser calculada pela expressão:

$$\dot{Q}_{acum} = \frac{E(t + \Delta t) - E(t)}{\Delta t} \quad (5.7)$$

onde a energia E , que é uma função da temperatura, pode ser expressa por:

$$E(t)_i = \rho V_{ACi} C_p T_i \quad (5.8)$$

onde,

- V_{ACi} = volume a partir da base do tanque até a metade da camada do reservatório (onde é realizada a leitura de temperatura), conforme Figura 5.2,
- ρ = massa específica da água [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], dada para a temperatura T [$^{\circ}\text{C}$] por:

$$\rho(T) = 1000,5 - 0,0762439T - 0,00349823T^2 \tag{5.9}$$

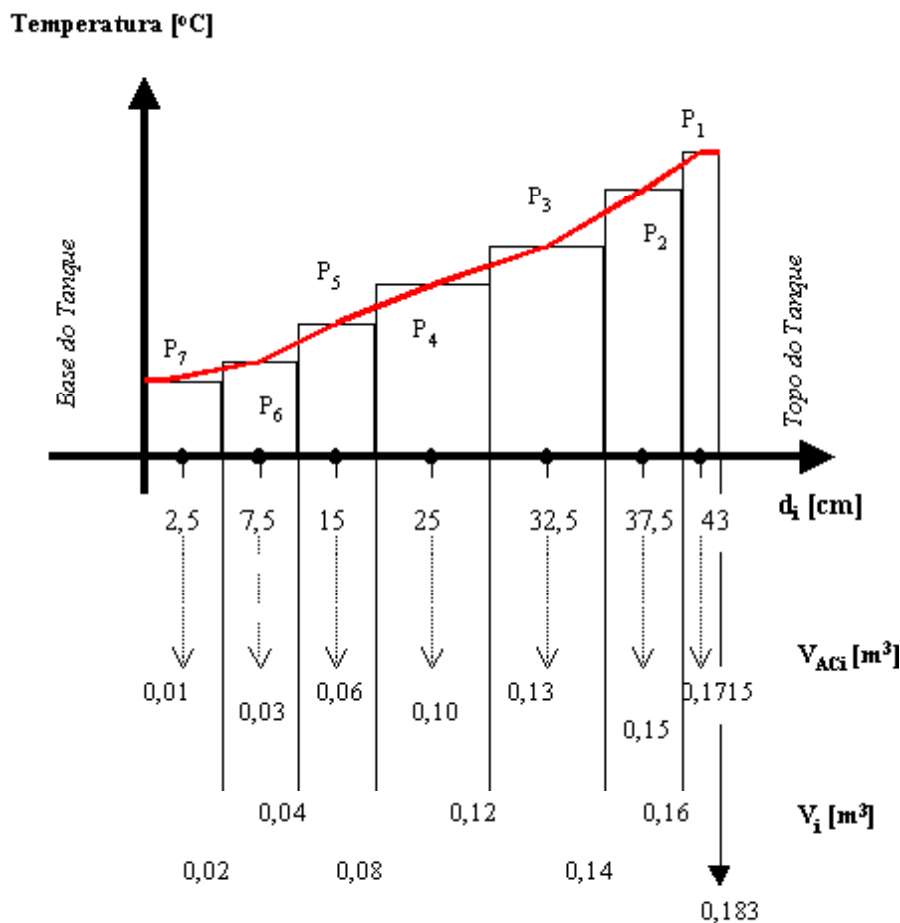


Figura 5.2 - Curva de estratificação térmica *versus* volume de cada camada

A energia armazenada no tanque num determinado instante $E(t)$ é obtida pela integração da curva de estratificação térmica *versus* volume de cada camada do reservatório térmico. Considera-se, portanto, que há um gradiente de temperatura contínuo partindo da base até o topo do tanque de modo que a energia contida no tanque será o produto da área resultante da integração da função gradiente de temperatura variando desde zero até o volume total do tanque, vezes o calor específico médio da água (que pode ser considerado constante na faixa de temperaturas encontrada nos sistemas de aquecimento solares de água).

Observa-se que a avaliação exata da quantidade de calor armazenada no tanque a cada instante pressupõe o conhecimento detalhado da distribuição de temperaturas da água contida no mesmo.

Observa-se ainda que a energia armazenada no tanque num determinado instante $E(t)$ pode ser calculada utilizando-se o método de integração numérica trapezoidal.

Definidas cada uma das taxas de energia, a partir do balanço térmico no reservatório pode-se determinar a vazão mássica da água que circula nos coletores num determinado intervalo de tempo, substituindo-se a equação (5.3) na equação (5.2) e escrevendo-a para a vazão mássica \dot{m}_C :

$$\dot{m}_C = \frac{\dot{Q}_{acum} - \dot{Q}_d + \dot{Q}_{perdas}}{c_p(T_s - T_e)} \quad (5.10)$$

5.2 METODOLOGIA 2 – EQUAÇÃO DE HAGEN-POISEUILLE

Esta metodologia é baseada no trabalho desenvolvido por Uhlemann e Bansal [1985], em que se considera que a perda de carga ao longo do circuito do aquecedor solar operando em regime de termossifão é equivalente à diferença de pressão, que por sua vez, é uma função da massa específica da água na entrada e na saída dos coletores, isto é:

$$\Delta p = (\rho_i - \rho_o)gH_{repr} \quad (5.11)$$

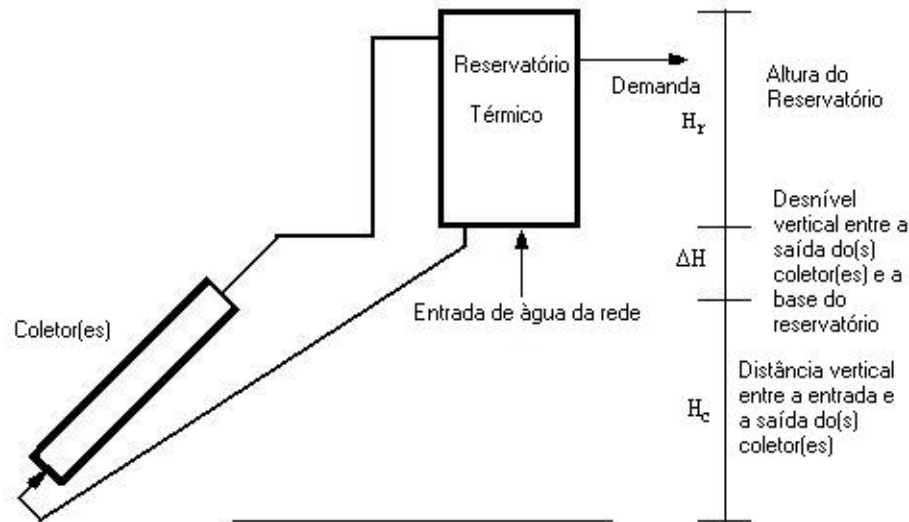


Figura 5.3 – Desenho esquemático do SSAA

onde ρ é a massa específica da água, g é a aceleração da gravidade e H_{repr} é altura representativa, tomada pela equação (5.11), conforme alturas definidas na Figura 5.3:

$$H \equiv \frac{H_c}{2} + \Delta H + \frac{H_r}{2} \quad (5.12)$$

Assumindo que o escoamento é laminar, a perda de carga pode ser determinada teoricamente pela equação clássica de Hagen-Poiseuille [Sissom e Pitts, 1972], em função da vazão volumétrica Q_C e dos parâmetros geométricos do coletor e da viscosidade μ :

$$H_f = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{128 Q_C L \mu}{\pi D^4 \rho} \quad (5.13)$$

Uma vez que a vazão volumétrica Q_C e a vazão mássica são relacionadas como:

$$Q_C = \frac{\dot{m}_C}{\rho} \quad (5.14)$$

substituindo-se as equações 5.11 e 5.14 em 5.13, tem-se:

$$\dot{m}_C = \frac{(\rho_e - \rho_s) g H \pi D^4 \rho}{128 L \mu} \quad (5.15)$$

e, considerando o coeficiente de expansão térmica β que mede a extensão da variação da densidade como resposta a uma variação da temperatura numa pressão constante, definido por Incropera e Witt [1992] como:

$$\beta = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.16)$$

Se o coeficiente de expansão térmica for expresso na forma aproximada:

$$\beta \cong \frac{-1}{\rho_i} \frac{(\rho_s - \rho_e)}{(T_s - T_e)} \quad (5.17)$$

e, considerando a massa específica média como a média das massas específicas entre a saída e a entrada do coletor solar :

$$\rho = \frac{\rho_s + \rho_e}{2} \quad (5.18)$$

a equação (5.15) a vazão mássica pode ser escrita como:

$$\dot{m}_c = \frac{\pi D^4 g H \beta \rho_e^2 \Delta T_c (2 - \beta \Delta T_c)}{256 L \mu} \quad (5.18)$$

Desta forma tem-se a vazão mássica como uma função da diferença de temperatura ao longo dos coletores e dos parâmetros geométricos diâmetro, comprimento e altura representativa:

$$\dot{m}_c = f(\Delta T_c, D, L, H_{repr}) \quad (5.19)$$

Assim, a vazão mássica pode ser estimada diretamente, em função de parâmetros facilmente determinados e/ou medidos.

5.3 METODOLOGIA 3 – CORRELAÇÃO DE SIDDIQUI

Nesta metodologia a vazão é determinada a cada intervalo de tempo, de modo a satisfazer a correlação desenvolvida por Siddiqui [1997], que realizou estudos a respeito da transferência de calor e do fluxo de massa resultante em sistemas de aquecimento solares operando em circulação natural. Nesse trabalho, Siddiqui observou uma relação linear entre o Número de Reynolds Re e um novo parâmetro adimensional Si :

$$Re = 560Si - 650 \quad (5.20)$$

onde Si é definido como a razão entre o fluxo solar absorvido $I_T (\tau\alpha)$ e o potencial de perdas de energia a partir da placa absorvedora nos coletores para o ar ambiente $U_L(T_p - T_a)$:

$$Si = \frac{I_T (\tau\alpha)}{U_L (T_p - T_a)} \quad (5.21)$$

Nesse mesmo trabalho, Siddiqui obteve uma correlação que relaciona o transporte de energia e de massa, que pode servir como uma equação fundamental no projeto de aquecedores solares em termosifão.

$$\frac{NuGr}{Pr} = 4,12Re^{1,67} \quad (5.22)$$

5.4 METODOLOGIA 4 – BALANÇO SIMPLIFICADO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Nesta metodologia a vazão é determinada a cada intervalo de tempo, de modo a satisfazer o balanço da quantidade de movimento, ou seja, a velocidade de circulação do fluido pelos coletores é calculada de forma que a soma das quedas de pressão nas tubulações e nos coletores seja equivalente à diferença de pressão resultante da distribuição de temperaturas no circuito,

conforme mencionado no Capítulo 6. Deste modo, a vazão mássica pode ser calculada pela resolução da equação:

$$a(\dot{m}_c)^2 + b\dot{m}_c + c = 0 \quad (5.23)$$

se considerados os coeficientes a , b e c definidos como:

$$a = \frac{B_0 \nu}{A_C} \quad (5.24)$$

$$b = \frac{B_1}{(A_C)^2} \quad (5.25)$$

$$c = -[SG(T_e) - SG(T_s)]H_C \quad (5.26)$$

onde A_C é a área de coleta, ν é a viscosidade cinemática, H_C é a altura do coletor e SG é a massa específica relativa definida no Capítulo 6. Nesta abordagem a carga de termossifão é assumida como a diferença de massa específica ao longo do coletor.

Os números B_0 e B_1 são parâmetros que representam respectivamente a resistência ao escoamento no coletor solar e ao longo das tubulações hidráulicas e a resistência ao escoamento do fluido que ocorre devido às perdas localizadas (também denominadas, perdas singulares):

$$B_0 = \frac{128A_C}{\pi\rho g} \left[\left(\frac{L}{nD^4} \right)_C + \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB2-3} + \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB4-1} \right] \quad (5.27)$$

$$B_1 = \frac{8A_C^2}{\pi^2 \rho^2 g} \left[\left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB2-3,loc} + \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB4-1,loc} \right] \quad (5.28)$$

Este modelo é bastante simples para o cálculo da vazão de circulação no sistema, visto que basta se resolver uma equação de 2º grau cujos coeficientes a e b são fixos para um dado sistema, dependendo apenas dos parâmetros construtivos dos coletores solares e das tubulações hidráulicas.

5.5 METODOLOGIA 5 – EQUAÇÃO SIMPLIFICADA DE HOTTEL-BLISS-WHILLIER

Partindo-se do modelo térmico desenvolvido por Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman, 1991], considerando que há um aumento constante da temperatura da água escoando através do arranjo de coletores, é possível calcular a vazão mássica que irá produzir essa diferença de temperatura a um dado ganho útil de energia, empregando a equação:

$$\dot{m}_C = - \frac{F' U_L A_C}{C_p \ln \left[1 - \frac{U_L (T_s - T_e)}{S - U_L (T_e - T_a)} \right]} \quad (5.29)$$

onde S é a energia solar absorvida pelos coletores e F' é o fator de eficiência do coletor, que para um determinado ponto do coletor representa a razão entre o ganho útil real e o ganho útil de energia que resultaria se toda a superfície absorvedora estivesse à temperatura local do fluido, ou seja, a relação entre as resistências à transferência de calor desde a placa absorvedora até o ambiente e as resistências à transferência de calor desde o fluido até o ambiente. T_e e T_s são as temperaturas de entrada e na saída do arranjo dos coletores solares e T_a é a temperatura ambiente.

5.6 APLICAÇÃO DOS MÉTODOS ALTERNATIVOS

Na Tabela 5.1 são listados os principais estudos a respeito de sistemas de aquecimento de água em termosifão. Como se pode verificar, muitos trabalhos já foram publicados, no entanto, em poucos destes se realizou um confronto teórico-experimental. Numa das poucas validações foram observados desvios de até 40% nas estimativas de vazão mássica. Em geral, os pesquisadores adotaram a simulação detalhada através da resolução do sistema de equações formado pelas equações acopladas do balanço de energia e da quantidade de movimento ao longo do sistema (B.E.Q.M.). Outros pesquisadores efetuaram suas simulações através do software *TRNSYS*. O procedimento B.E.Q.M. foi também adotado nesta Tese, sendo descrito na seção 6.5.

Tabela 5.1 – Trabalhos realizados sobre aquecedores solares de água operando por termossifão: método teórico empregado na determinação da vazão mássica de circulação do fluido no sistema

Autor(es)	Métodos para determinação da vazão ¹
Norton et al. [2001]	Teórico: TRNSYS
Kalogirou e Papamarcou [2000]	Teórico: TRNSYS
Kalogirou e Panteliou [2000]	Teórico: Redes Neurais Artificiais
Michaelides et al. [1999]	Teórico: TRNSYS
Kalogirou et al. [1999]	Teórico: Redes Neurais Artificiais
Khalifa e Mehdi [1999]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Bolha de Hidrogênio
Siddiqui [1997]	Teórico: E.S.H.B.W.
Wenxian e Enrong [1995]	Teórico: B.E.Q.M.
Du et al. [1994]	Teórico: B.E.Q.M.
Misra [1994a]	Teórico: B.E.Q.M.
Misra [1994b]	Teórico: B.E.Q.M.
Ghaddar [1994]	Teórico: B.E.Q.M.
Bello e Sambo [1992]	Teórico: B.E.Q.M.
Michaelides et al. [1992]	Teórico: TRNSYS
Treis [1991]	Teórico: B.E.Q.M.
Wenxian et al. [1991]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Jato de Tinta
Wenxian et al. [1990]	Teórico: B.E.Q.M.
Abdou [1989]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Volumétrico
Callejas et al. [1988]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Medidor não especificado Desvio médio: 40%
Hobson e Norton [1988]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Indutivo (Desvio médio: 7%)
Fanney e Dougherty [1987]	Experimental: Anemômetro Termistor
Malkin et al. [1987]	Teórico: Carta-f Modificada
Rakopoulos e Vazeos [1986]	Teórico: B.E.Q.M.
Vaxman e Sokolov [1986]	Teórico: B.E.Q.M.
Morrison e Braun [1985]	Teórico: B.E.Q.M. - TRNSYS Experimental: Anemômetro Termistor (Desvio médio: 10%)
Uhlemann e Bansal [1985]	Teórico: Balanço de Energia no reservatório Teórico: Equação de Hagen-Poiseuille
Abd-al Zahra e Joudi [1984]	Experimental: Jato de Tinta
Bannerot et al. [1984]	Experimental: Método da Bolha de Hidrogênio
Morrison e Tran [1984]	Teórico: B.E.Q.M.
Young e Bergquam [1984]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Balanço de Energia (Desvio médio: 5%)
Lacerda [1983]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Jato de Tinta
Parker [1981]	Experimental: Fluxímetro Turbina
Young e Bergquam [1981]	Teórico: Balanço de Energia Experimental: Fluxímetro Turbina
Shitzer et al. [1979]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Dissipação Térmica (Desvio médio: 33%)
Ong [1976]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Jato de Tinta
Ong [1974]	Teórico: B.E.Q.M. Experimental: Jato de Tinta
Close [1962]	Teórico: B.E.Q.M.

Obs.: 1. E.S.H.B.W.: Equação Simplificada de Hottel-Bliss-Whillier; B.E.Q.M.: Balanço de energia e da quantidade de movimento.

CAPÍTULO 6 – SIMULAÇÃO: TERMOSIM

Para se analisar o comportamento térmico e hidrodinâmico do sistema objeto deste trabalho, foi realizado um balanço de energia em cada componente e um balanço da quantidade de movimento ao longo de todo o sistema. Ou seja, cada componente - reservatório térmico, coletores solares, tubulações hidráulicas, aquecedor auxiliar elétrico e misturador - é tratado isoladamente do ponto de vista térmico, mas como um todo no que diz respeito ao balanço de massa.

Neste Capítulo, portanto, são abordados os modelos matemáticos dos coletores solares, reservatório térmico, tubulações hidráulicas e aquecedor auxiliar constituintes do sistema de aquecimento de água empregados na construção do programa de simulação *TermoSim*, que tem como objetivo principal servir de ferramenta de simulação por computador de sistemas de aquecimento de água para fins domésticos. Faz-se inicialmente uma apresentação geral da estrutura do programa. Nos itens seguintes é apresentado, em detalhe, cada um dos modelos matemáticos adotados na construção do programa.

Para a simulação no *TermoSim* o procedimento matemático é dividido em 6 principais partes listadas:

1. Balanço de energia nos Coletores Solares (item 6.1)
2. Balanço de energia no Reservatório Térmico (item 6.2)
3. Balanço de energia nas Tubulações Hidráulicas (item 6.3)
4. Balanço de energia no Aquecedor Auxiliar (item 6.4)
5. Balanço da quantidade de movimento ao longo do circuito (item 6.5)
6. Balanço de energia e de massa no Misturador (item 6.6)

A Figura 6.1 apresenta um fluxograma simplificado da metodologia empregada. Além do *método de substituições sucessivas* empregado na determinação da vazão mássica ao longo do circuito, no *TermoSim* são utilizados os métodos numéricos: Método de Euler – resolução do sistema de equações diferenciais ordinárias, resultante do balanço de energia no reservatório térmico; Primeira Regra de Simpson - cálculo das integrais na determinação da força motriz em cada um dos elementos do circuito do sistema.

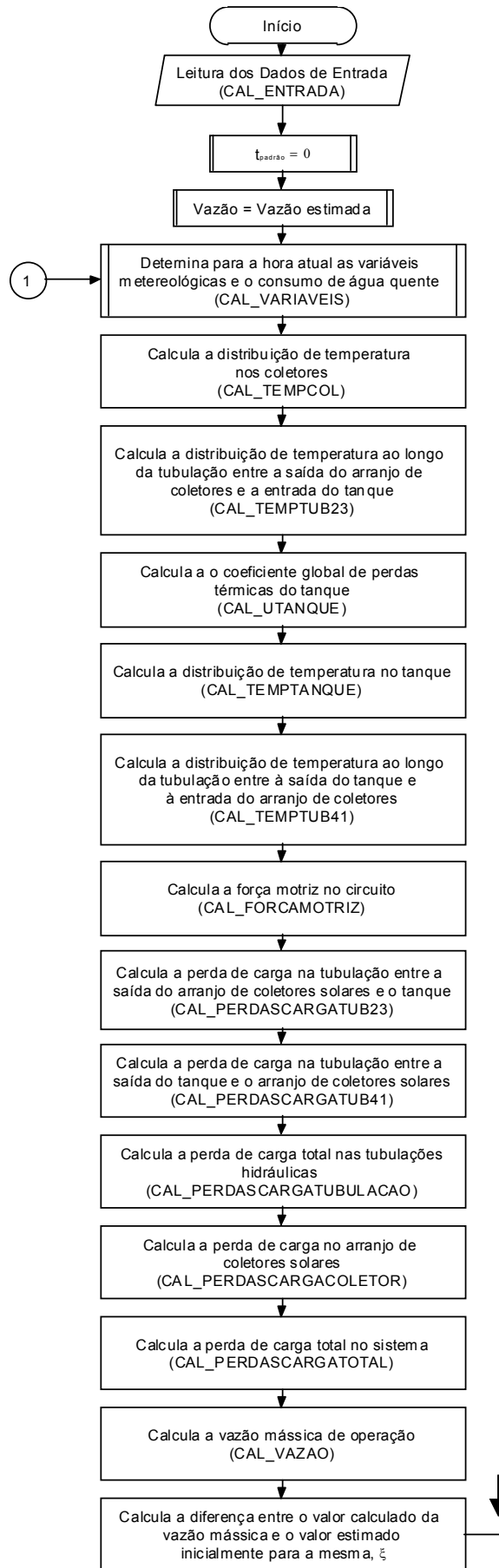


Figura 6.1 – Fluxograma simplificado: determinação do desempenho térmico do sistema

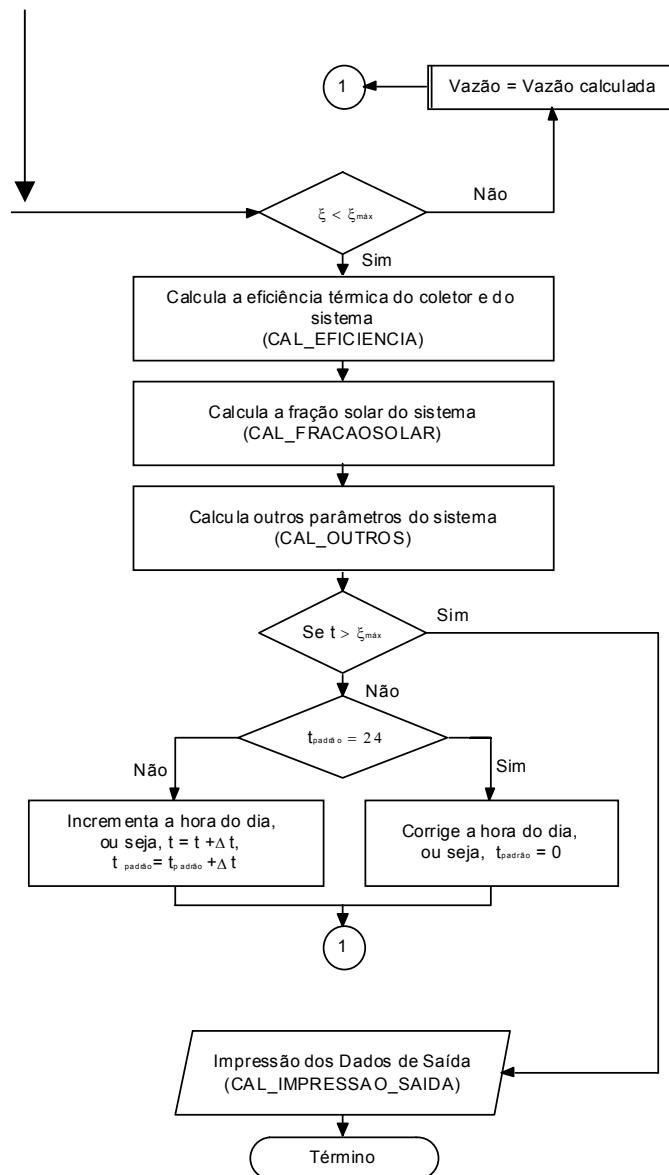


Figura 6.1 – Fluxograma simplificado: determinação do desempenho térmico do sistema

6.1 BALANÇO DE ENERGIA NOS COLETORES SOLARES

A modelagem matemática empregada vale-se da abordagem clássica, conforme Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman 1991]. Como procedimento padrão são utilizados os parâmetros de qualidade do coletor: $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$.

Para a construção do modelo matemático do processo, fazem-se necessárias as suposições simplificadoras e delimitadoras:

- Comportamento em regime quase-permanente;
- A base do coletor é uma placa metálica absorvedora interligada a tubos paralelos;
- As tubulações de entrada e saída ocupam uma pequena área no coletor e podem ser desprezadas;
- Ocorrência de escoamento uniforme em todos os tubos do coletor;
- Não há absorção de energia solar pela cobertura, de modo a não acarretar perdas para o coletor;
- O fluxo de calor através da cobertura é unidimensional;
- A queda de temperatura através da cobertura é desprezível;
- A cobertura de vidro é opaca à radiação infravermelha;
- Há fluxo de calor unidimensional através do isolamento no coletor solar;
- Considera-se o céu como um corpo negro para radiações de grande comprimento de onda a uma temperatura equivalente;
- Os gradientes de temperatura na direção do escoamento do fluido e na direção normal a esta (entre os tubos) podem ser analisados independentemente;
- Os gradientes de temperatura ao redor dos tubos podem ser desprezados;
- As perdas de calor através da parte frontal e inferior do coletor se dão para a mesma temperatura ambiente;
- As influências de poeira e sujeiras no coletor são desprezíveis;
- Não se considera o sombreamento da placa absorvedora do coletor.

O balanço de energia em um elemento de fluido dentro do coletor solar, escoando através de um tubo de comprimento Δx , num instante t , conforme a teoria de Hottel-Bliss-Whillier, pode ser representado pela equação diferencial ordinária de primeira ordem:

$$\left(\frac{\dot{m}_c}{n}\right) C_p \frac{dT}{dx} = W F' [S - U_L (T - T_a)] \quad (6.1)$$

com a condição de contorno:

$$T = T_e \text{ para } x = 0 \quad (6.2)$$

onde \dot{m}_c é a vazão mássica total no coletor solar; n é o número de tubos no coletor solar; C_p é o calor específico da água; T é a temperatura média local do fluido dentro do coletor; W é a distância entre os centros de dois tubos consecutivos; F' é o fator de eficiência do coletor solar que representa a razão entre a resistência à transferência de calor do fluido para o ambiente e a resistência à transferência de calor do coletor para o ambiente; T_e é a temperatura da água na entrada do coletor solar; U_L é o coeficiente global de perdas térmicas do coletor solar; x = coordenada espacial na direção do escoamento na posição i no coletor solar, e S é a radiação solar absorvida pelo coletor, que pode ser estimada segundo a metodologia apresentada em Duffie e Beckman [1991].

O fator F' mostra-se muito pouco dependente das temperaturas dos componentes do coletor. Assim, para aplicações práticas, pode ser considerado como um parâmetro de projeto, dependendo praticamente de grandezas geométricas [Duffie e Beckman, 1991; Kreith e Kreider, 1978].

A equação diferencial (6.1) pode ser resolvida para se obter a distribuição da temperatura ao longo do coletor solar num instante t , como apresentado:

$$T_i = T_a + \frac{F_R(\tau\alpha)}{F_R U_L} I_T + \left[(T_1 - T_a) - \frac{F_R(\tau\alpha)}{F_R U_L} I_T \right] e^{-\left(\frac{A_C F' U_L x_i}{\dot{m}_c C_p L_C} \right)} \quad (6.3)$$

onde A_C é a área do coletor solar (área total de coleta); F_R é o fator de remoção do coletor; $(\tau\alpha)$ é o produto transmitância-absortância efetivo; I_T é a irradiância solar incidente na superfície da placa coletora; L_C é o comprimento do coletor solar e T_i é a temperatura média local da água à posição i do coletor solar.

6.2 BALANÇO DE ENERGIA NO RESERVATÓRIO TÉRMICO

O reservatório térmico tem a função de armazenar e distribuir a água quente e, além disso, interligar o circuito de aquecimento nos coletores solares com o circuito de consumo que são independentes entre si. Os coletores são alimentados pelo próprio reservatório, geralmente pela base do mesmo, e devolvem a este a água aquecida, após esta ter circulado pelos tubos do

arranjo de coletores solares a uma dada vazão de operação. O reservatório, por sua vez é mantido a um volume constante, recebendo água fria da rede, cuja vazão é correspondente àquela do consumo.

Neste trabalho emprega-se o modelo de Hussein [2002] para a simulação do desempenho térmico da água armazenada no reservatório. Neste modelo, o sistema opera em multipasses, ou seja, a água do reservatório térmico recircula várias vezes através do arranjo de coletores solares e a massa da água retirada para a demanda é repostada por água da rede, como anteriormente descrito.

A água aquecida, proveniente do coletor, entra em uma posição na parte superior e a água fria retorna para o coletor a partir da base do reservatório. No circuito de consumo, a circulação se processa de maneira inversa: a água quente sai por cima e a fria da rede entra por baixo. A água quente, mais leve, tem a tendência de permanecer na região superior do reservatório, enquanto que a fria, na parte inferior. O *TermoSim* considera que a água quente retorna ao reservatório depois de passar pelo arranjo de coletores solares e se dirige à região que possui a temperatura mais próxima desta corrente de fluido. Com um número suficiente de volumes nodais, esta consideração permite o máximo grau de estratificação.

Na situação descrita, tanto o circuito de aquecimento quanto o de consumo não induzem movimentos de mistura entre a água fria e a quente, e o processo de homogeneização de temperatura no reservatório dependerá, exclusivamente, da difusão térmica que, neste caso, apresenta uma resposta muito lenta. Pode-se, então, considerar que a água contida no reservatório apresenta uma distribuição de temperatura não-uniforme ao longo da altura do reservatório.

É evidente que a distribuição de temperatura da água em um reservatório depende, em primeiro lugar, da localização dos terminais de entrada e saída dos circuitos de aquecimento e de consumo. Uma vez fixados estes parâmetros geométricos, a distribuição de temperaturas no reservatório dependerá das vazões e das temperaturas de entrada de água dos dois circuitos no reservatório. Pode-se estabelecer um modelo matemático para a análise e determinação da distribuição de temperatura no interior do reservatório, estabelecendo-se a subdivisão deste reservatório em determinado número n_{reserv} de camadas (nós) que, a cada intervalo de tempo, estarão a temperaturas médias representativas da água nelas contida.

Finalmente, o grau de estratificação é determinado pelo valor de n_{reserv} . Se n_{reserv} é igual a 1, o reservatório térmico é modelado como um tanque completamente misturado e nenhum efeito de estratificação é possível.

Considera-se ainda, um parâmetro adicional de condutividade, que leva em conta a

condutividade da parede do reservatório térmico. O modelamento físico-matemático é implementado com o auxílio de funções de controle de vazão aplicadas a um circuito hipotético como apresentado na Figura 6.2.

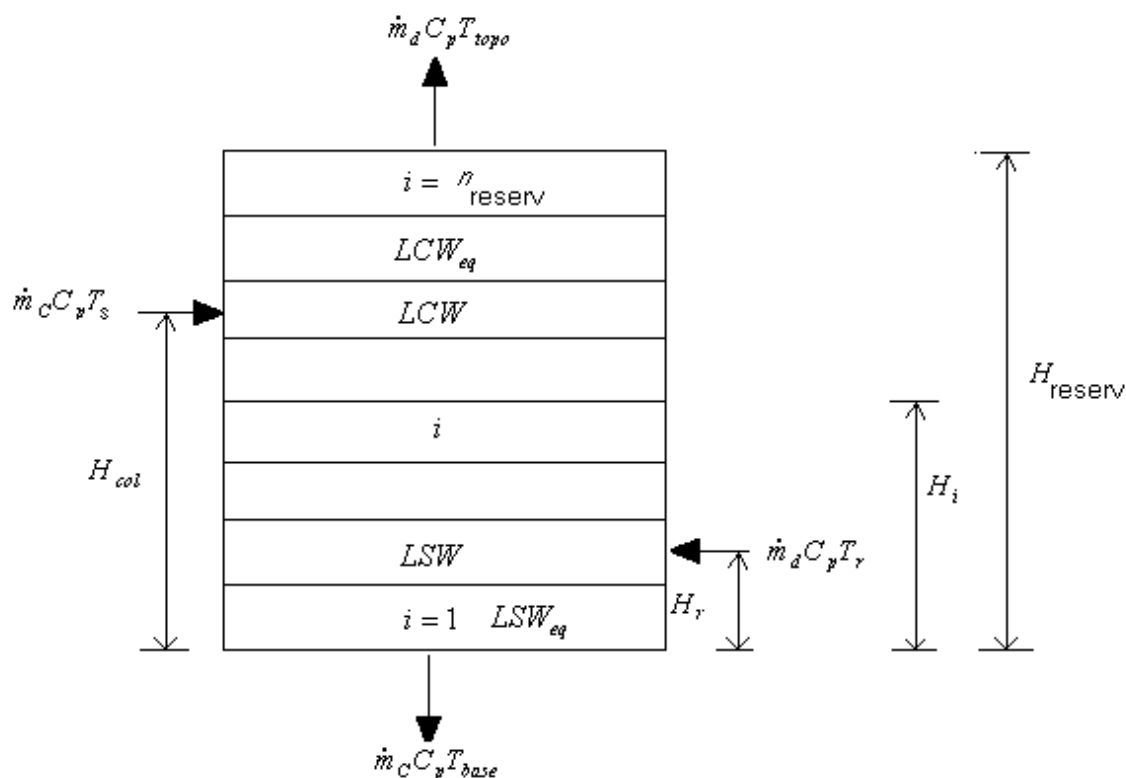


Figura 6.2 – Representação esquemática da estratificação térmica no reservatório

De acordo com Hussein [2002] o balanço de energia para a camada i do reservatório térmico (conforme a Figura 6.3), vale-se das considerações:

1. As distribuições de velocidade e de temperatura da água no reservatório térmico são consideradas unidimensionais;
2. O reservatório térmico é dividido em n_{reserv} camadas completamente misturadas como mostrado na Figura 6.2;
3. A vazão mássica da água circulante entre o reservatório e o arranjo de coletores é igualmente distribuída nas camadas do reservatório térmico entre a camada de retorno LCW e sua correspondente camada de equilíbrio LCW_{eq} [Morrison e Tran, 1884];
4. A vazão mássica da água circulante para a demanda é igualmente distribuída nas camadas do reservatório térmico entre a camada de retorno da água fria LCW e sua correspondente camada de equilíbrio LCW_{eq} [Morrison e Tran, 1884].

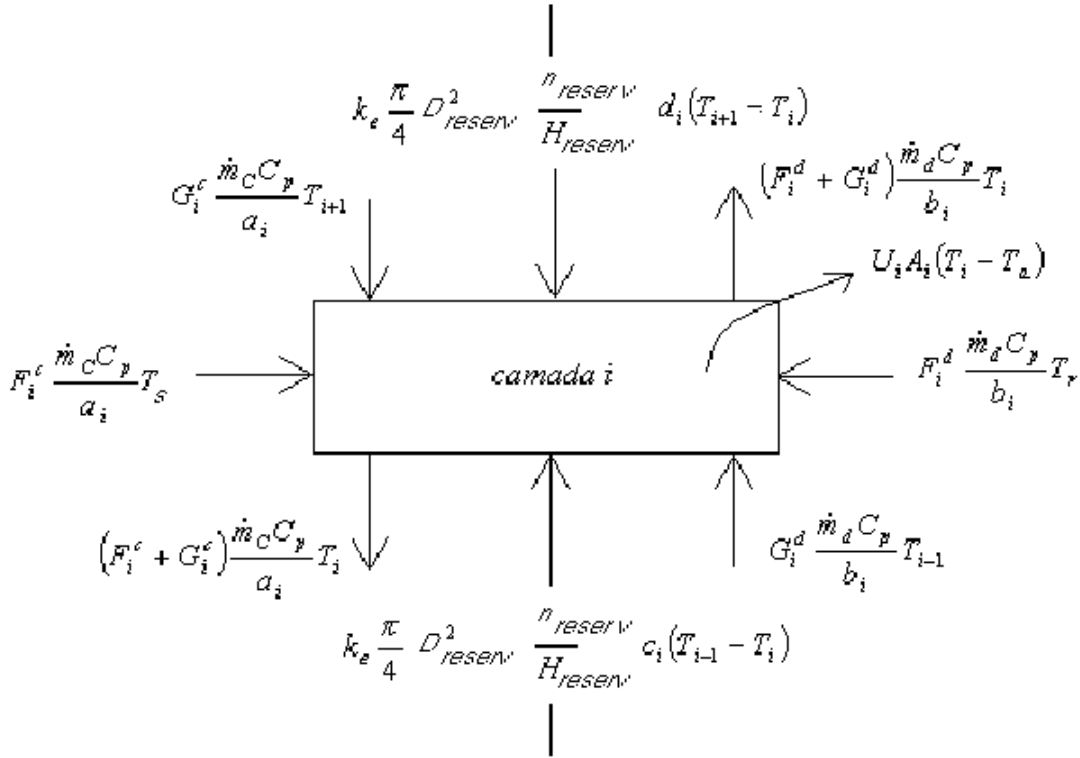


Figura 6.3 – Balanço de energia na camada i do reservatório térmico

Com estas considerações, o balanço de energia da camada i no reservatório (Figura 6.2) conforme esquematizado na Figura 6.3 é dado por:

$$\begin{aligned}
 (M_i C_p)_e \frac{dT_i}{dt} = & (UA)_i (T_a - T_i) + \frac{\dot{m}_c C_p}{a} [F_i^c (T_s - T_i) + G_i^c (T_{i+1} - T_i)] + \\
 & + \frac{\dot{m}_d C_p}{b} [F_i^d (T_r - T_i) + G_i^d (T_{i-1} - T_i)] + \\
 & + k_e \frac{\pi}{4} D_{reserv}^2 \frac{n_{reserv}}{H_{reserv}} [c_i (T_{i-1} - T_i) + d_i (T_{i+1} - T_i)]
 \end{aligned} \quad (6.4)$$

onde M_i é a massa da seção i ; \dot{m}_c é a vazão mássica da corrente de fluido que vem dos coletores solares; \dot{m}_d é a vazão mássica da demanda; n_{reserv} é o número de camadas para efeito de análise; T_i é a temperatura da camada i no reservatório térmico; T_a é a temperatura ambiente nas vizinhanças do reservatório térmico; T_s é a temperatura do fluido que entra no reservatório térmico oriundo dos coletores solares; T_r é a temperatura da rede de água fria; C_p é o calor específico da água; U_i é o coeficiente global de perda de calor da área A_i da camada i ; D_{reserv} é o diâmetro do reservatório térmico; H_{reserv} é a altura do reservatório térmico e k_e é a condutividade

térmica efetiva.

O termo do lado esquerdo da equação (6.4) representa a taxa de energia interna associada à camada i ; o primeiro termo do lado direito, por sua vez, representa a taxa de energia trocada com as vizinhanças do reservatório; o segundo termo, a taxa de energia trocada em decorrência da entrada de água quente vinda dos coletores solares, o terceiro termo, a taxa de energia trocada quando da retirada de água quente para o consumo, e finalmente, o último termo representa a taxa de energia trocada entre as camadas em decorrência da condução.

Nesta abordagem a condutividade térmica efetiva k_e pode ser calculada através da equação:

$$k_e = \frac{k_{\text{água}} A_{\text{reserv}} + k_{\text{mat}} A_{\text{mat}}}{A_{\text{reserv}} + A_{\text{mat}}}, \text{ para } 0 < \frac{k_{\text{mat}} A_{\text{mat}}}{k_{\text{água}} A_{\text{reserv}}} < 3 \quad (6.5)$$

Onde A_{reserv} é a área da superfície interna da parede do reservatório, A_{mat} é a área da seção transversal da parede do reservatório ocupada pelo material da parede do mesmo e k_{mat} é a condutividade térmica do material da parede do tanque.

A capacidade térmica efetiva da camada i dentro do reservatório térmico, representada pelo produto $(M_i C_p)_e$ pode ser calculada pela equação:

$$(M_i C_p)_e = (M_i C_p)_{\text{água}} + (M_i C_p)_{\text{mat}} \quad (6.6)$$

Os coeficientes a e b nos denominadores dos 2 últimos termos da equação (6.4) são as constantes de distribuição para água entre as camadas do reservatório térmico e podem ser avaliados em função de números específicos de camadas do reservatório, LCW , LCW_{eq} , LSW e LSW_{eq} :

$$a = |LCW - LCW_{eq}| + 1 \quad (6.7)$$

$$b = |LSW - LSW_{eq}| + 1 \quad (6.8)$$

A camada de número LCW é a camada do reservatório que satisfaz a relação:

$$H_{i-1} < H_{col} \leq H_i \quad (6.9)$$

ou seja, LCW é a camada do tanque cuja altura é mais próxima da posição de entrada da água quente oriunda dos coletores solares, H_{col} .

A camada de número LCW_{eq} é a camada do reservatório que satisfaz a relação:

$$T_{i-1} < T_s \leq T_i \quad (6.10)$$

ou seja, LCW_{eq} é a camada do tanque cuja temperatura é mais próxima daquela de entrada da água quente oriunda dos coletores solares, T_s .

A camada de número LSW é a camada do reservatório que satisfaz a relação:

$$H_{i-1} < H_r \leq H_i \quad (6.11)$$

ou seja, LSW é a camada do tanque cuja altura é mais próxima da posição de entrada da água fria oriunda da rede, H_r ;

A camada de número LSW_{eq} é a camada do reservatório que satisfaz a relação:

$$T_{i-1} < T_r \leq T_i \quad (6.12)$$

ou seja, LSW_{eq} é a camada do tanque cuja temperatura é mais próxima daquela de entrada da água fria oriunda da rede.

As funções matemáticas de controle F_i^c , F_i^d , G_i^c e G_i^d indicam o percurso da água, proveniente, tanto do circuito dos coletores solares, como do consumo, no interior do reservatório. Tais funções são calculadas por:

$$F_i^c = 1, \text{ se } H_i \geq H_{col} \text{ e } T_i \leq T_s \text{ ou} \\ \text{se } H_i < H_{col} \text{ e } T_i \geq T_s \quad (6.13)$$

$$F_i^d = 1, \text{ se } H_i \geq H_r \text{ e } T_i \leq T_r \text{ ou} \\ \text{se } H_i < H_r \text{ e } T_i \geq T_r \quad (6.14)$$

$$F_i^c = F_i^d = 0, \text{ em qualquer outra situação} \quad (6.15)$$

$$G_i^c = (LCW_{eq} - i), \text{ se } LCW_{eq} \geq LCW \text{ e } LCW \leq i \leq LCW_{eq} \quad (6.16)$$

$$G_i^c = (LCW - i), \text{ se } LCW_{eq} < LCW \text{ e } LCW \geq i \geq LCW_{eq} \quad (6.17)$$

$$G_i^c = a, \text{ se } LCW_{eq} \geq LCW \text{ e } i \leq LCW \text{ ou} \\ \text{se } LCW_{eq} < LCW \text{ e } i < LCW_{eq} \quad (6.18)$$

$$G_i^c = 0, \text{ em qualquer outra situação} \quad (6.19)$$

$$G_i^d = (i - LSW_{eq}), \text{ se } LSW_{eq} \geq LSW \text{ e } LSW \leq i \leq LSW_{eq} \quad (6.20)$$

$$G_i^d = (i - LSW_{eq}), \text{ se } LSW_{eq} < LSW \text{ e } LSW \geq i \geq LSW_{eq} \quad (6.21)$$

$$G_i^d = b, \text{ se } LSW_{eq} \geq LSW \text{ e } i > LSW_{eq} \text{ ou} \\ \text{se } LSW_{eq} < LSW \text{ e } i > LSW \quad (6.22)$$

$$G_i^d = 0, \text{ em qualquer outra situação} \quad (6.23)$$

As funções de controle c_i e d_i no último termo da equação (6.4) indicam a condução entre as camadas, conforme as equações:

$$c_i = 1, \text{ se } i > l \quad (6.24)$$

$$d_i = 1, \text{ se } i < n_{reserv} \quad (6.25)$$

$$c_i = d_i = 0, \text{ em qualquer outra situação} \quad (6.26)$$

6.3 BALANÇO DE ENERGIA NAS TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS

Para maior facilidade de identificação, o termo $TUB2-3$ se refere à tubulação localizada entre a saída do arranjo de coletores e a entrada do reservatório térmico e $TUB4-1$ se refere àquela tubulação que liga a saída do reservatório térmico e a entrada do arranjo dos coletores solares.

As perdas térmicas ao longo destas tubulações, geralmente são pequenas quando as mesmas são bem isoladas e, em geral, são desconsideradas na maior parte dos trabalhos realizados no estudo do desempenho de instalações de aquecimento de água por meio de coletores solares. A fim de que os resultados do modelo estejam o mais próximo possível da realidade, as perdas térmicas associadas às tubulações são aqui consideradas.

Para tal, divide-se cada uma das tubulações em N segmentos igualmente espaçados. São consideradas as perdas térmicas em cada ponto para o ar ambiente, utilizando-se o coeficiente global de perdas médio baseado no perímetro interno da tubulação em questão, UP_{TUB} , calculado em função dos parâmetros geométricos e da condutibilidade térmica dos materiais constituintes da tubulação e do isolamento térmico.

O balanço de energia ao longo das tubulações hidráulicas que interligam o coletor solar e o reservatório térmico fornece:

- Tubulação à saída do coletor solar, $TUB2-3$:

$$\dot{m}_C C_P \left(\frac{dT}{dy} \right)_{TUB2-3} = -(UP)_{TUB2-3} (T_{TUB2-3} - T_a) \quad (6.27)$$

Sujeito à condição de contorno:

$$T_{TUB2-3} = T_s, \text{ para } y_{TUB2-3} = 0 \quad (6.28)$$

- Tubulação à saída do reservatório térmico, $TUB4-1$:

$$\dot{m}_C C_P \left(\frac{dT}{dy} \right)_{TUB4-1} = -(UP)_{TUB4-1} (T_{TUB4-1} - T_a) \quad (6.29)$$

Sujeito à:

$$T_{TUB4-1} = T_{base}, \text{ para } y_{TUB4-1} = 0 \quad (6.30)$$

onde \dot{m}_c é a vazão mássica da água; C_p é o calor específico da água; T é a temperatura média local da água na tubulação; y é a coordenada espacial ao longo das tubulação na direção do escoamento; U é o coeficiente global de perda de calor para o ar ambiente; P é o perímetro externo da tubulação; T_a é a temperatura ambiente; T_s é a temperatura da água na saída do arranjo de coletores solares e T_{base} é a temperatura da água na base do reservatório térmico.

As soluções para as equações (6.27) e (6.29) fornecem as equações para determinação da distribuição de temperatura ao longo das tubulações hidráulicas de conexão entre o arranjo de coletores solares e o reservatório de água quente:

$$T_{TUB2-3} = T_a + (T_s - T_a) e^{-\left(\frac{UP_{TUB2-3}}{\dot{m}_c C_p}\right) y_{TUB2-3}} \quad (6.31)$$

$$T_{TUB4-1} = T_a + (T_{base} - T_a) e^{-\left(\frac{UP_{TUB4-1}}{\dot{m}_c C_p}\right) y_{TUB4-1}} \quad (6.32)$$

6.4 BALANÇO DE ENERGIA NO AQUECEDOR AUXILIAR

No programa *TermoSim* a energia auxiliar é fornecida por um aquecedor elétrico instalado internamente ao tanque. O aquecedor auxiliar é modelado de modo a elevar a temperatura de uma das camadas de água do reservatório usando um chaveamento externo e um termostato. O aquecedor é projetado para fornecer calor a uma taxa determinada, \dot{Q}_{aquec} , se o chaveador externo está ligado, ou seja, $\gamma=1$ e/ou a temperatura da massa da camada onde está localizado o aquecedor está a uma temperatura inferior a temperatura de projeto, T_{ref} . Se a temperatura da camada após o fornecimento de energia pelo aquecedor auxiliar exceder a temperatura de projeto, a temperatura é corrigida para T_{ref} . As camadas acima do ponto de

localização do aquecedor também são corrigidas no balanço de energia global do reservatório térmico. Matematicamente, tem-se que:

Se $T_{aux}^0 \geq T_{ref}$ ou $\gamma = 0$:

$$T_{aux} = T_{aux}^0 \quad (6.33)$$

$$\dot{Q}_{perdas,aux} = 0 \quad (6.34)$$

$$\dot{Q}_{\acute{a}gua} = 0 \quad (6.35)$$

$$\dot{Q}_{aux} = 0 \quad (6.36)$$

Se $T_{aux}^0 < T_{ref}$ ou $\gamma = 1$:

$$T_{aux} = \frac{\dot{Q}_{aquec} \eta_{aquec} \Delta t + m_{aux} C_p T_{aux}^0}{m_{aux} c_p} \quad (6.37)$$

$$\dot{Q}_{\acute{a}gua} = \frac{m_{aux} C_p (T_{aux} - T_{aux}^0)}{\Delta t} \quad (6.38)$$

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{Q}_{aquec} \quad (6.39)$$

Caso $T_{aux} \geq T_{ref}$, então:

$$T_{aux} = T_{ref} \quad (6.40)$$

$$\dot{Q}_{\acute{a}gua} = \frac{m_{aux} C_p (T_{ref} - T_{aux}^0)}{\Delta t} \quad (6.41)$$

$$\dot{Q}_{aux} = \frac{m_{aux} C_p (T_{ref} - T_{aux}^0)}{\eta_{aquec} \Delta t} \quad (6.42)$$

onde \dot{Q}_{aux} é a potência fornecida pelo aquecedor auxiliar; $\dot{Q}_{\acute{a}gua}$ é a taxa de energia utilizada pela água para aquecer de uma temperatura inicial T_{aux}^0 a temperatura final T_{aux} ; η_{aquec} é a eficiência do aquecedor auxiliar; T_{aux}^0 é a temperatura da água na camada onde está o aquecedor auxiliar, no instante anterior ao fornecimento de energia auxiliar; T_{aux} é a temperatura da água na

camada onde está o aquecedor auxiliar, após o fornecimento de energia auxiliar e m_{aux} é a massa da camada no reservatório térmico onde está instalado o aquecedor auxiliar

6.5 BALANÇO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO NO SISTEMA

A determinação da vazão mássica através do circuito é realizada similarmente aquela de Huang [1980], Huang e Hsieh, [1982] e Close [1962]. Neste caso, o *TermoSim* divide o SSAA em n segmentos normais à direção do escoamento e a vazão mássica é determinada pela igualdade da soma da queda de pressão devido à diferença de densidade e as perdas por atrito no circuito. As perdas por atrito são calculadas com base numa estimativa da vazão (ou pela vazão do instante anterior).

O balanço da quantidade de movimento para o sistema operando em termossifão pode ser escrito como:

$$H_t = H_f \quad (6.43)$$

onde H_t é a carga de termossifão induzida no circuito e H_f é a queda de pressão, em metros de coluna d'água.

A carga H_t é obtida pela integração da curva de gravidade relativa ao longo do circuito, ou seja:

$$H_t = \int SG(T)dz|_{reserv} + \int SG(T)dz|_{TUB4-1} - \int SG(T)dz|_C - \int SG(T)dz|_{TUB2-3} \quad (6.44)$$

onde z é a posição ao longo do circuito e SG é a massa específica relativa (relação entre a massa específica da água na temperatura considerada e a massa específica da água a 4°C), sendo que para a água é dada pela equação [Huang,1980]:

$$SG(T) = -4,05 \times 10^{-6} T^2 - 3,906 \times 10^{-5} T + 1,0002556 \quad (6.45)$$

para a temperatura T em °C.

As integrações na equação (6.44) são realizadas numericamente usando a Primeira Regra de Simpson ou pode ser avaliada através da equação desenvolvida por Close [1962]:

$$H_t = \frac{1}{2}(SG_1 - SG_2) \left[2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_4)^2}{(H_6 - H_4)} \right] \quad (6.46)$$

onde H_i são as alturas das colunas de água no circuito, conforme especificado na Figura 6.4.

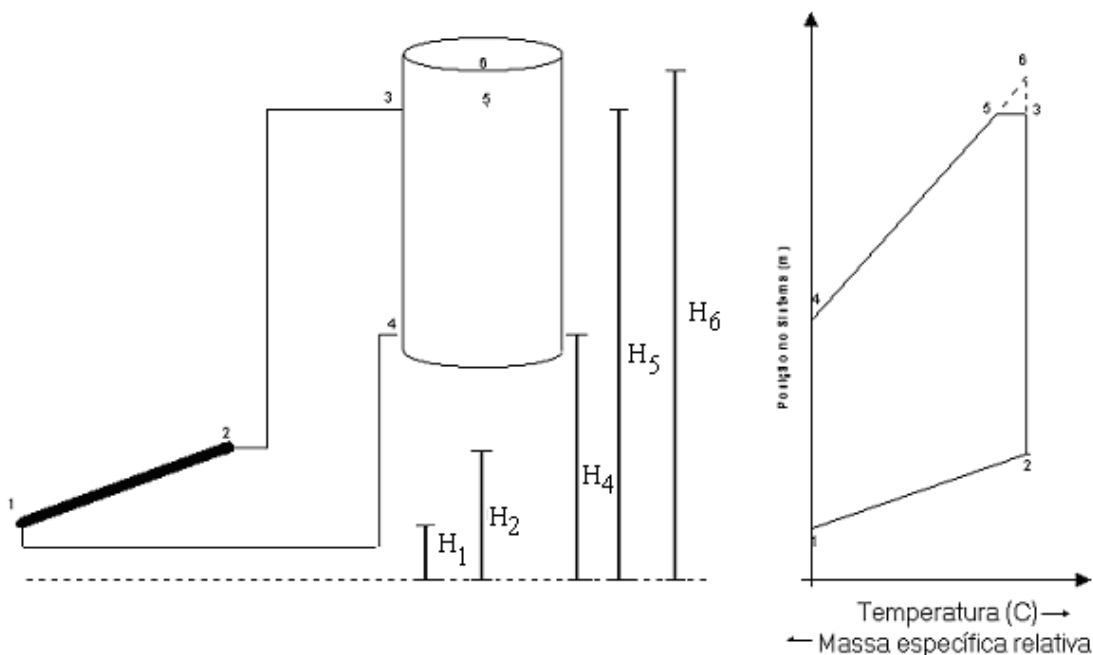


Figura 6.4 – Diagrama: distribuição hipotética de temperatura no sistema

A aproximação para a força motriz H_t dada pela equação (6.46) tem sido amplamente empregada em diversos trabalhos teóricos acerca do comportamento de sistemas solares de aquecimento de água operando por termosifão [Callejas et al., 1988; Garg, 1987; Lacerda, 1983; Sodha e Tiwari, 1981; Ong, 1974 e 1976; Gupta e Garg, 1968, dentre outros].

A queda de pressão (ou queda na linha piezométrica) no circuito, H_f , é calculada pela equação:

$$H_f = \left(f \frac{Lu^2}{D2g} \right)_C + \left(f \frac{Lu^2}{D2g} \right)_{TUB2-3} + \left(f \frac{Lu^2}{D2g} \right)_{TUB4-1} + \left(E \frac{u^2}{2g} \right)_{TUB2-3,loc} + \left(E \frac{u^2}{2g} \right)_{TUB4-1,loc} \quad (6.47)$$

onde o primeiro termo do lado direito da equação representa a perda de pressão devido ao atrito nas paredes internas dos tubos dentro dos coletores solares (C), o segundo e o terceiro termo representam as perdas de pressão ao longo das tubulações hidráulicas (*TUB2-3*, *TUB4-1*), e os dois últimos termos representam as perdas de pressão associadas as curvas e conexões ao longo de todo o sistema (*TUB2-3,loc*; *TUB4-1,loc*). H_f é, portanto, a soma das componentes de perda de pressão nos coletores e nas tubulações dados pela equação de Darcy-Weisbach [Streeter e Wylie, 1982], onde D é o diâmetro; L é o comprimento; u é a velocidade do fluido e f é o fator de atrito no duto (seja nos tubos do coletor solar e/ou nas tubulações); E é o fator de queda de pressão localizada [Kreith e Kreider, 1978], que podem ser determinados conforme Klein et al. [1997] e Malkin et al. [1987]; g é a aceleração da gravidade padrão.

De acordo com Uhlemann e Bansal [1985], Shitzer et al. [1979] e Mertol et al. [1981] o escoamento nas tubulações hidráulicas e no coletor solar é geralmente laminar, de modo que o fator de atrito, f , pode ser avaliado pela expressão clássica, em função do Número de Reynolds, Re :

$$f = \frac{64}{Re}, \text{ para } 0 < Re < 2.000 \quad (6.48)$$

No entanto, em algumas situações o escoamento pode se tornar turbulento e nestes casos vale a equação:

$$f = 0,032, \text{ para } Re > 2.000 \quad (6.49)$$

Independentemente do tipo de escoamento, Morrison e Ranatunga [1980a e 1980b] mostraram a necessidade de se corrigir o fator de atrito através da equação:

$$f_{\text{corrigido}} = f \left(1 + \frac{0,038}{\left(\frac{L}{D}\right)^{0,964}} \right) \quad (6.50)$$

Uma vez que:

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (6.51)$$

e como a vazão mássica e a velocidade em cada componente do sistema são relacionadas pela equação:

$$\dot{m}_C = \rho u_C \frac{\pi D_C^2}{4} n_C = \rho u_{TUB2-3} \frac{\pi D_{TUB2-3}^2}{4} = \rho u_{TUB4-1} \frac{\pi D_{TUB4-1}^2}{4} \quad (6.52)$$

introduzindo-se o fator de atrito, a equação (6.47) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} H_f \equiv & \frac{\dot{m}_C}{n_C} \frac{128}{\pi \rho g} \left(\frac{L}{D^4} \right)_C + \dot{m}_C \frac{128}{\pi \rho g} \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB2-3} + \dot{m}_C \frac{128}{\pi \rho g} \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB4-1} + \\ & + \frac{8 \dot{m}_C^2}{\pi^2 \rho^2 g} \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB2-3,loc} + \frac{8 \dot{m}_C^2}{\pi^2 \rho^2 g} \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB4-1,loc} \end{aligned} \quad (6.53)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do fluido na temperatura média, sendo que para a água de acordo com Huang e Hsieh [1985], é dada por:

$$\nu(T) = \frac{10^{-4}}{2,1482 \left\{ (T - 8,435) + \left[8,078,4 + (T - 8,435)^2 \right]^{1/2} \right\} - 120} \quad [m^2/s] \quad (6.54)$$

Agrupando-se os termos da equação (6.53), a mesma pode ser escrita na forma de equação de 2º grau:

$$a(\dot{m}_C)^2 + b\dot{m}_C + c = 0 \quad (6.55)$$

onde os coeficientes a , b e c são definidos como:

$$a = \frac{B_0 \nu}{A_C} \quad (6.56)$$

$$b = \frac{B_1}{(A_C)^2} \quad (6.57)$$

$$c = -H_f \quad (6.58)$$

onde os números B_0 e B_1 são parâmetros que representam respectivamente a resistência ao escoamento no coletor solar e ao longo das tubulações hidráulicas e a resistência ao escoamento do fluido que ocorre devido às perdas localizadas (também denominadas, perdas singulares) e são definidos pelas equações:

$$B_0 = \frac{128A_C}{\pi\rho g} \left[\left(\frac{L}{nD^4} \right)_C + \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB2-3} + \left(\frac{L}{D^4} \right)_{TUB4-1} \right] \quad (6.59)$$

$$B_1 = \frac{8A_C^2}{\pi^2 \rho^2 g} \left[\left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB2-3,loc} + \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB4-1,loc} \right] \quad (6.60)$$

Uma vez conhecido o valor da queda de pressão H_f , a equação (6.53) pode ser resolvida para a vazão mássica do sistema em um dado instante de tempo. Os coeficientes característicos a e b da equação de (6.53) são fixos para um dado sistema e dependem apenas dos parâmetros construtivos dos coletores solares e das tubulações hidráulicas.

6.6 BALANÇO DE ENERGIA E DE MASSA NO MISTURADOR

O programa de simulação *TermoSim* simula um misturador de água fria e água quente, quando se tem consumo de água quente do reservatório térmico e a corrente de fluido está a uma temperatura superior a desejada para o consumo, $(T_{ref} + \Delta T_{ref})$. O misturador opera, na realidade, como uma válvula que controla a entrada de água fria da rede no reservatório e na corrente de fluido quando do consumo de água.

O modelamento matemático é simples, valendo-se do balanço de energia e do balanço de massa, para se determinar a vazão de água fria da rede que é adicionada ao tanque, conforme ilustrado na Figura 6.5. Observe que para facilitar o balanço, o misturador é dividido em 2 pontos de controle: A e B. No ponto B se dá a compensação de água da rede e no ponto A a retirada de água quente para o consumo.

Nesta abordagem a temperatura da água na entrada do misturador é igual à temperatura na saída no topo do reservatório (definida pela temperatura da camada mais próxima do ponto de retirada de água para o consumo). Ainda, deve-se ter em mente que a temperatura de saída do

misturador é a temperatura de projeto para o consumo e que, portanto as únicas quantidades desconhecidas nesse processo são as vazões mássicas da água da rede à entrada do reservatório térmico e à entrada do misturador no ponto A. O modelamento matemático descreve o procedimento para a determinação destas 2 variáveis.

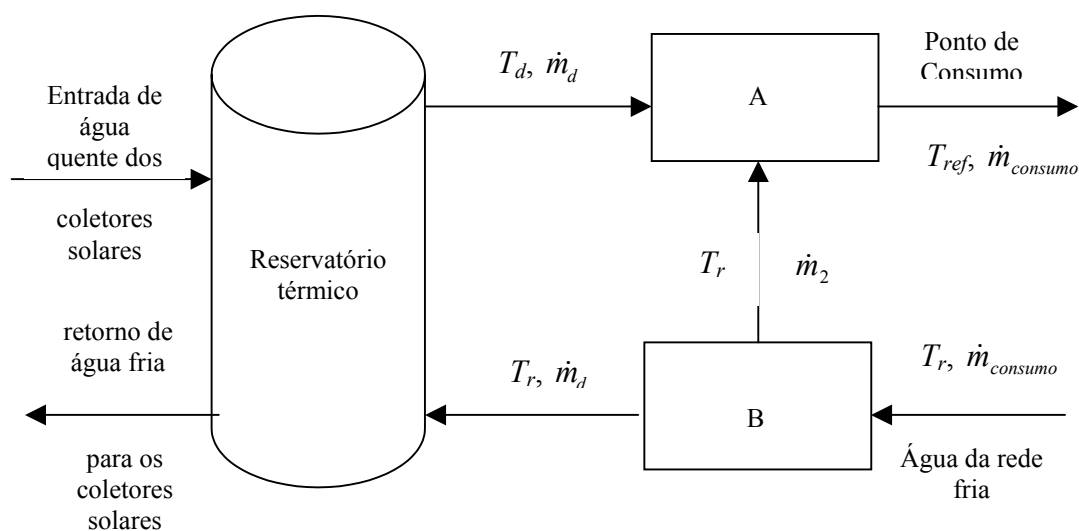


Figura 6.5 – Representação esquemática do misturador de água quente e fria

O balanço de massa no ponto B pode ser expresso como:

$$\dot{m}_{consumo} = \dot{m}_d + \dot{m}_2 \quad (6.61)$$

onde $\dot{m}_{consumo}$ é a vazão mássica da água destinada ao consumo; \dot{m}_2 é a vazão mássica da água da rede fria à saída do ponto B; \dot{m}_d é a vazão mássica da água quente à entrada do ponto de Mistura A.

O balanço de energia no ponto de mistura A fornece:

$$T_d \dot{m}_d + T_r \dot{m}_2 = T_{ref} \dot{m}_{consumo} \quad (6.62)$$

onde T_d é a temperatura da camada onde é realizada a retirada de água quente (à entrada do misturador no ponto A); T_r é a temperatura da água fria e T_{ref} é a temperatura de referência para o consumo.

Substituindo-se \dot{m}_2 na equação (6.62), obtém-se, portanto:

$$\dot{m}_d = \frac{\dot{m}_{consumo} (T_{ref} - T_r)}{(T_d - T_r)} \quad (6.63)$$

Se a água quente fosse consumida à temperatura da camada a que corresponde a retirada para consumo, neste caso, a vazão de demanda no reservatório \dot{m}_d seria exatamente igual a vazão de consumo real, $\dot{m}_{consumo}$.

CAPÍTULO 7 – RESULTADOS

Considerando que o objetivo principal desta Tese é o desenvolvimento de um programa de simulação computacional de sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão, no item 7.1 são apresentadas interfaces gráficas do aplicativo *TermoSim*, desenvolvido conforme metodologia discutida no Capítulo 6.

Em seguida, no item 7.2 são apresentados e discutidos os resultados relativos à estimativa teórica da vazão mássica de operação num SSAA operando por termossifão, através de 5 aproximações conforme ilustrado no Capítulo 5. São ainda apresentados os resultados obtidos para a determinação do coeficiente global de perdas do reservatório, parâmetro este necessário para a estimativa da vazão mássica pelo método designado por M1 (Balanço de energia no reservatório térmico) discutido no Capítulo 5.

No item 7.3 são listadas as principais observações experimentais, provenientes de uma análise mais detalhada das variáveis medidas na bancada de testes realizados conforme procedimentos e métodos listados no Capítulo 3. Estas observações foram fundamentais para a construção do programa de simulação *TermoSim*.

Finalmente, no item 7.4 é apresentada a validação dos modelos matemáticos para os coletores solares e reservatório térmico empregados no desenvolvimento do programa de simulação *TermoSim*. São apresentadas, também, curvas que mostram os resultados simulados com o *TermoSim* confrontados com os dados experimentais, que atestaram o emprego do aplicativo ora desenvolvido.

7.1 TERMOSIM: INTERFACE GRÁFICA

Nas Figuras 7.1 a 7.5 são apresentadas as interfaces do programa *TermoSim* desenvolvido nesta Tese. A Figura 7.1 mostra a janela de entrada de dados do *TermoSim* onde se pode definir as características geométricas do coletor solar, bem como os parâmetros de qualidade da curva de eficiência do mesmo.

Parâmetro	Valor
Área total de coleta, m ² :	0,84
Comprimento do coletor, m:	1,49
Comprimento do riser, m:	1,49
Diâmetro do riser, m:	0,0095
Número de risers:	8
Diâmetro do header, m:	0,0254
Comprimento do header, m:	0,58
Inclinação, graus:	35,0
[FRTALALFATEST]:	0,70
[FRULTESTE], [W/m ² /K]:	8,7
Vazão de teste, kg/s/m ² :	0,02

Adicionar

Figura 7.1 – Janela de entrada de dados – coletor solar

Na Figura 7.2 é apresentada a janela de entrada de dados do *TermoSim* relativa as características do reservatório térmico. Nela são definidas as características geométricas do tanque, do isolamento térmico, a orientação (se vertical ou horizontal).

Orientação do Tanque: Horizontal Vertical

Coef. De Perdas Térmicas: Conhecido Desconhecido

Volume, litros: 594,6

Altura, m: 1,20

Espessura da parede, m: 0,0012

Espessura do isolamento, m: 0,0300

Material do Reservatório: Aço Inoxidável Aço Galvanizado Cimento-Amianto

Material Isolante no Reservatório: Lã de Vidro Poliuretano Expandido Lã de Rocha

Modelo de Estratificação Térmica: Completamente Misturado Multinodal - Condução Multinodal - Condução (Hussein)

Adicionar

Figura 7.2 – Janela de entrada de dados – reservatório térmico

Na Figura 7.3 é apresentada a janela de entrada de dados do *TermoSim* relativa as características da tubulação hidráulica que conecta os coletores e o reservatório térmico. Nesta interface são especificados comprimentos e os diâmetros das tubulações. São definidos os comprimentos horizontais próximos aos coletores solares e ao reservatório térmico.

Dados Gerais da Tubulações Hidráulicas

Comprimento da TUB23, m: 2,23
 Comprimento da TUB41, m: 3,94
 Diâmetro interno da TUB23, m: 0,0254
 Diâmetro interno da TUB41, m: 0,0254
 Número de conexões na TUB23: 4
 Número de conexões na TUB41: 4

Isolamento Térmico

Espessura isol. TUB23, m: 0,0254
 Espessura isol. TUB41, m: 0,0254
 Cond. Térmica isol. TUB23, W/m/K: 0,043
 Cond. Térmica isol. TUB41, W/m/K: 0,043
 Cond. Térmica TUB23, W/m/K: 385
 Cond. Térmica TUB41, W/m/K: 385

Adicionar

Figura 7.3 – Janela de entrada de dados – tubulação hidráulica

Perfil de Demanda

Consumo de Água Quente
 Sim
 Não

Perfil de Demanda de Água Quente
 Demanda Concentrada
 Demanda Diluída

Tipo de Aquecimento Auxiliar
 Interno-Elétrico
 Sem Aquecimento Auxiliar

Volume Diário, litros: 100,0
 Temperatura de Projeto, graus celsius: 45,0
 Isterese do termostato, graus celsius: 5,0
 Potência do Aquecedor Elétrico Auxiliar, W: 1000
 Eficiência do Aquecedor Elétrico Auxiliar, %: 100

Adicionar

Figura 7.4 – Janela de entrada de dados relativos ao perfil de demanda e consumo de água quente

A Figura 7.4 mostra a janela de entrada de perfil de demanda e de aquecimento auxiliar. A Figura 7.5, por sua vez, mostra a interface gráfica do *TermoSim* para entrada de parâmetros que afetam o balanço da quantidade de movimento, ou seja, as alturas ao longo de todo o sistema.

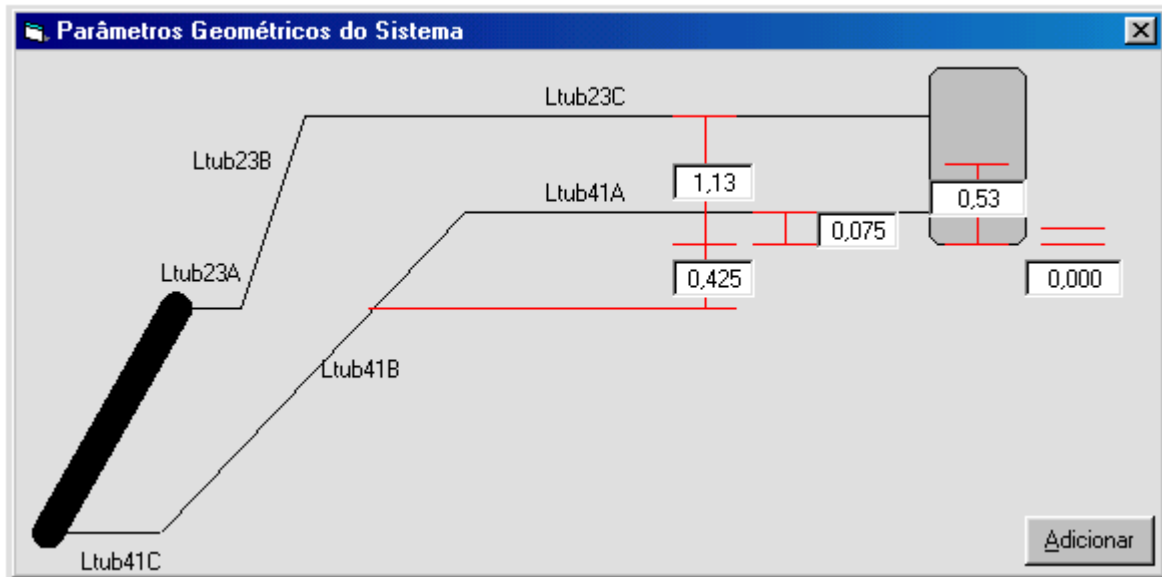


Figura 7.5 –Janela de entrada de parâmetros geométricos para o balanço da quantidade de movimento

7.2 ESTIMATIVA DA VAZÃO MÁSSICA

Neste item são apresentados os resultados obtidos com o emprego das 5 abordagens distintas (ver Tabela 7.1) apresentadas em detalhe no Capítulo 5, para o cálculo da vazão mássica da água que circula nos coletores ao longo do dia. Foi acrescentada a metodologia completa descrita na seção 6.5 e aqui identificada como M6.

Tabela 7.1 – Quadro resumo dos procedimentos teóricos adotados

	Metodologia	Item
M1	Balanço de energia no reservatório térmico	5.1
M2	Equação de Hagen-Poiseuille	5.2
M3	Correlação de Siddiqui	5.3
M4	Balanço simplificado da quantidade de movimento	5.4
M5	Equação simplificada de Hottel-Bliss-Whillier	5.5
M6	Balanço de energia e da quantidade de movimento	6.5

Estes procedimentos podem ser empregados quando da impossibilidade de realizar uma medida experimental da vazão ou mesmo para uma estimativa rápida da mesma. Os cálculos foram comparados com os dados experimentais de 5 ensaios realizados no LES.

A Metodologia M1 que decorre do balanço de energia no tanque, é um procedimento empírico, pois emprega medidas experimentais de temperatura da água na entrada e na saída dos coletores, distribuição de temperatura no reservatório térmico, temperatura ambiente e radiação solar incidente no plano dos coletores.

Os resultados para esse procedimento são apresentados na Figura 7.6. Os resultados mostram que esta metodologia é adequada apenas para alguns períodos do dia, necessitando-se de uma análise mais profunda, principalmente, no que se refere à determinação da variação da energia armazenada no tanque.

Observa-se, a curva de vazão mássica teoricamente obtida pelo Método M1 está em uma parte do dia abaixo da curva experimental. Este fenômeno pode ser devido à dificuldade na determinação da energia armazenada no reservatório e conseqüentemente, na subestimação da variação da energia térmica associada à água armazenada, o que foi verificado por Uhlemann e Bansal [1980].

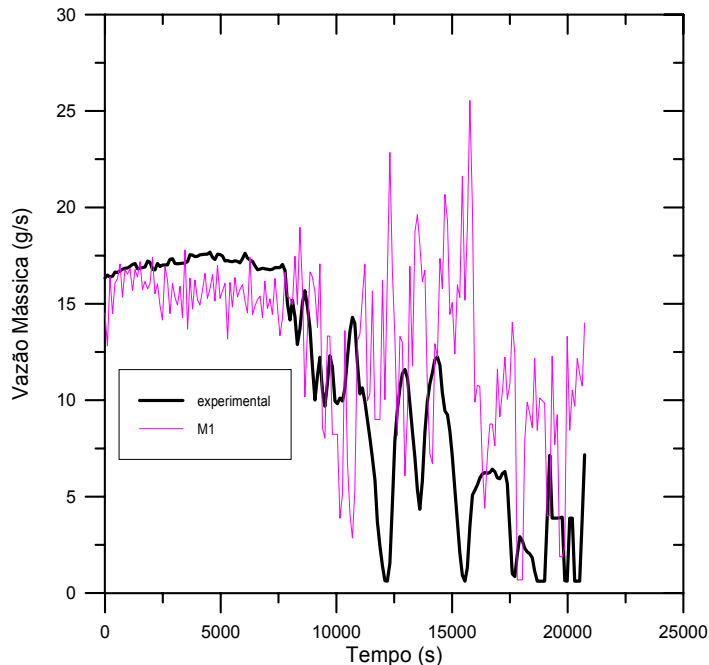


Figura 7.6 - Confronto teórico-experimental: M1

A Metodologia M2 que estima a vazão mássica, partindo-se da Equação de Hagen-Poiseuille é apresentada na Figura 7.7. Cabe destacar que nesse caso, tem-se a vazão mássica no SSAA como uma função de parâmetros geométricos (diâmetro e comprimento da tubulação,

altura do tanque), da viscosidade da água e da diferença de temperatura entre a entrada e a saída dos coletores. Desta forma, essa equação para a estimativa da vazão é na verdade uma correlação semi-empírica, pois também emprega valores medidos experimentalmente.

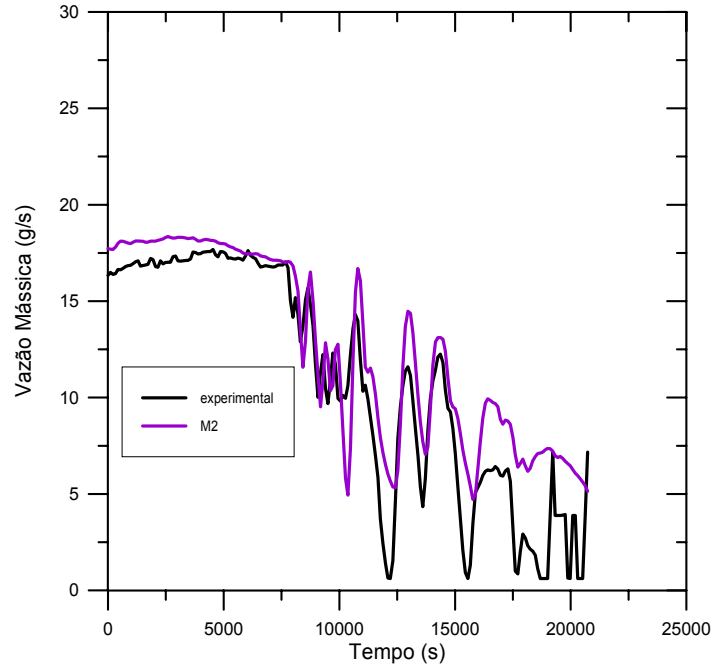


Figura 7.7 - Confronto teórico-experimental: M2

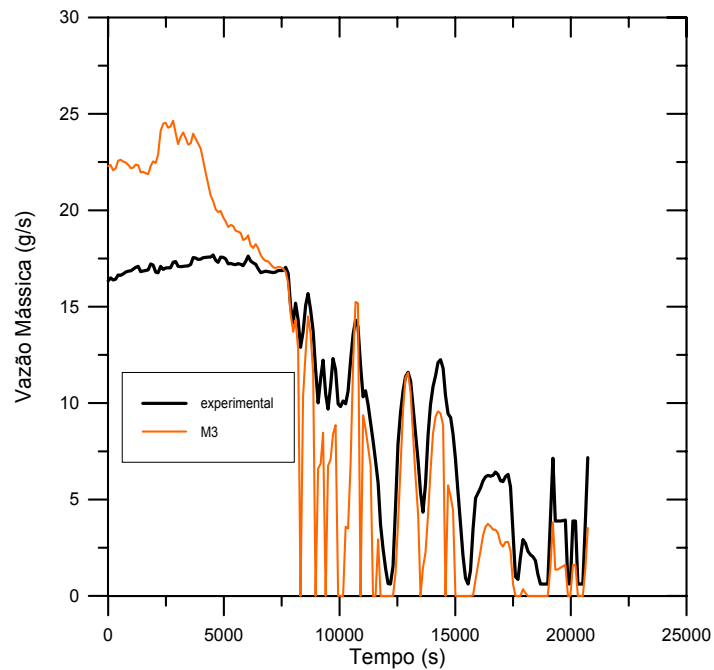


Figura 7.8 - Confronto teórico-experimental: M3

A Metodologia de Siddiqui é apresentada na Figura 7.8, que mostra que os resultados obtidos com este procedimento, é uma aproximação da medida experimental, mas não encontra-se nenhuma fundamentação física. A Metodologia M4 que parte do balanço da quantidade de movimento no circuito do SSAA, se mostra adequada para indicar o comportamento da curva de vazão mássica, mas observa-se que os valores estimados para a vazão mássica quase sempre são superiores aqueles obtidos experimentalmente, como mostra a Figura 7.9.

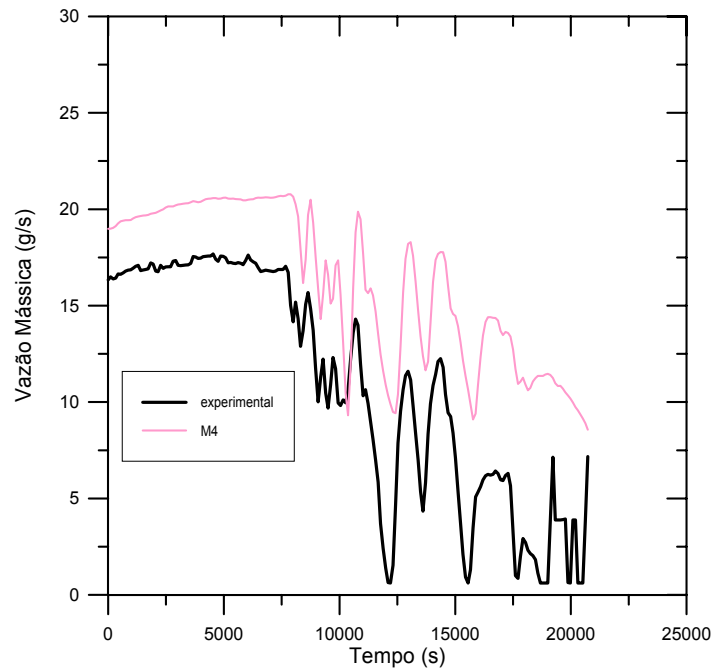


Figura 7.9 - Confronto teórico-experimental: M4

Neste procedimento, a vazão mássica é obtida por uma equação um pouco mais complexa que a da Metodologia M1, onde se tem que a vazão é uma função dos parâmetros:

- diâmetro e comprimento das tubulações;
- área de coleta; número de tubos nos coletores;
- coeficientes de perdas secundárias, devido a acessórios, curvas, válvulas ao longo das tubulações hidráulicas;
- diâmetro e comprimento dos tubos ascendentes nos coletores;
- temperatura da água na entrada e na saída dos coletores;
- altura do reservatório térmico;
- viscosidade da água.

Embora a Metodologia M4 utilize uma equação mais complexa que aquela da Metodologia M1, não se constata uma maior aproximação das medidas experimentais.

Os resultados da Figura 7.10 mostram que a Metodologia M5, apesar de simples e mais adequada para a estimativa da vazão mássica para o SSAA operando em regime de termossifão.

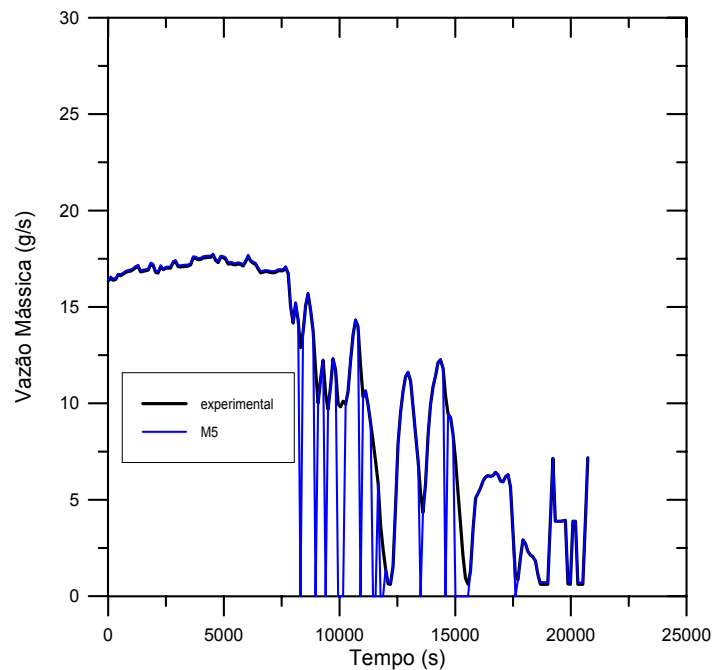


Figura 7.10 - Confronto teórico-experimental: M5

Em síntese, as comparações mostram que o emprego de métodos alternativos para a estimativa da vazão mássica de operação num aquecedor solar de água operando por termossifão, pode ser uma alternativa a ser considerada quando da impossibilidade de se realizar uma medida experimental da vazão de forma direta.

Para integrar uma simulação computacional todos os métodos apresentados somente podem ser empregados dentro de um processo iterativo, onde inicialmente, se supõe os valores de alguns parâmetros que também deveriam ser resultados da própria simulação. Neste processo iterativo outros procedimentos devem ser utilizados para verificar a convergência para os resultados reais. Tendo em vista este fato, o custo computacional acaba por ser muito parecido entre as diversas propostas e nesta Tese foi adotado o método M6 como o procedimento para a determinar a vazão mássica no programa *TermoSim*. O confronto dos resultados simulados com a Metodologia M6 é apresentado na Figura 7.11.

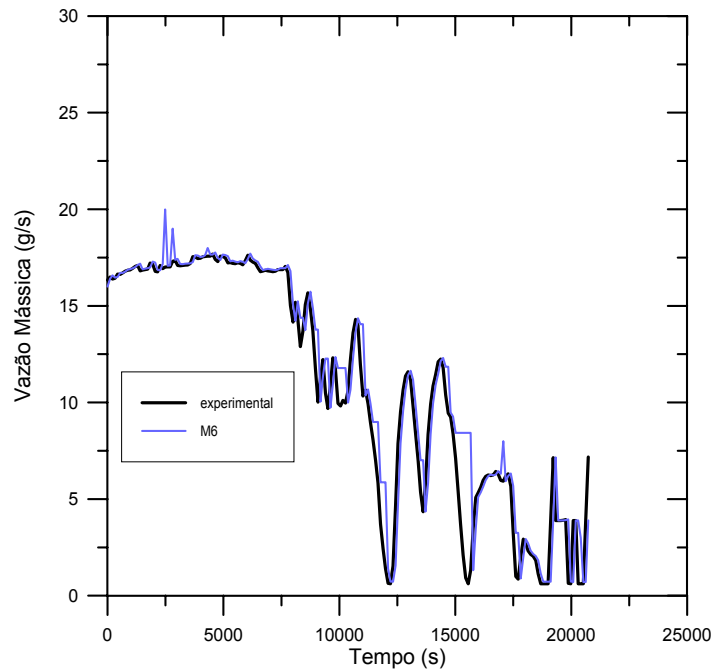


Figura 7.11 - Confronto teórico-experimental: M6

7.2.1 Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor do Reservatório Térmico

Para a determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor do reservatório térmico (UA) foram realizados experimentos para obtenção da curva de resfriamento. Nestes experimentos a água do reservatório foi aquecida até a temperatura de equilíbrio de 72°C e o fluxo da água a partir dos coletores e para os coletores solares, bem como os fluxos para o consumo e da rede foram interrompidos e foram monitoradas a temperatura ambiente (nas vizinhanças do reservatório) e as temperaturas em 6 camadas ao longo da posição vertical do mesmo.

A aquisição de dados foi realizada ao longo de 4 dias, finalizando quando a temperatura média da água caiu para cerca de 49°C , sendo que os resultados dos primeiros 2,5 dias podem ser visualizados pela curva de resfriamento apresentada na Figura 7.12.

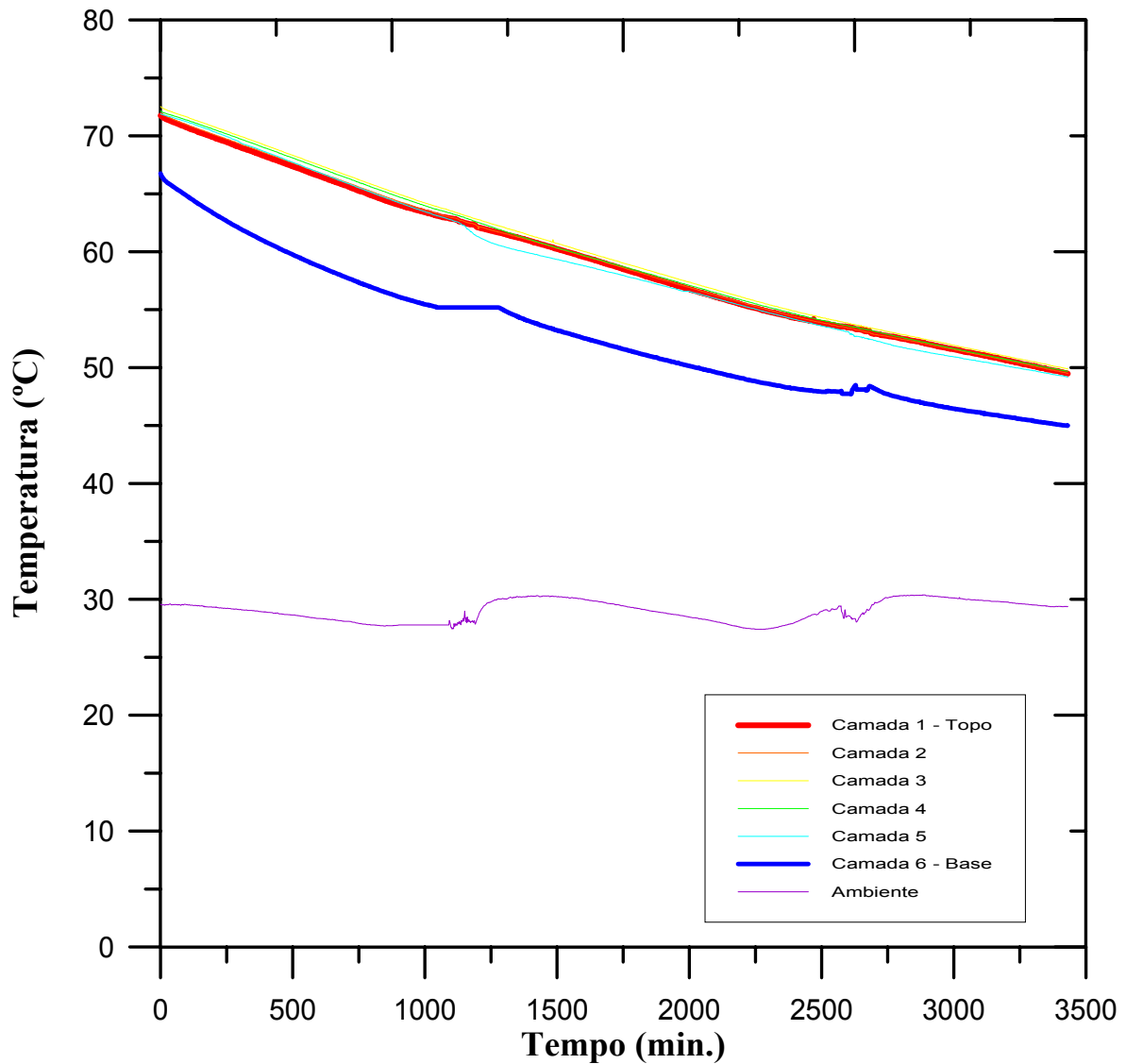


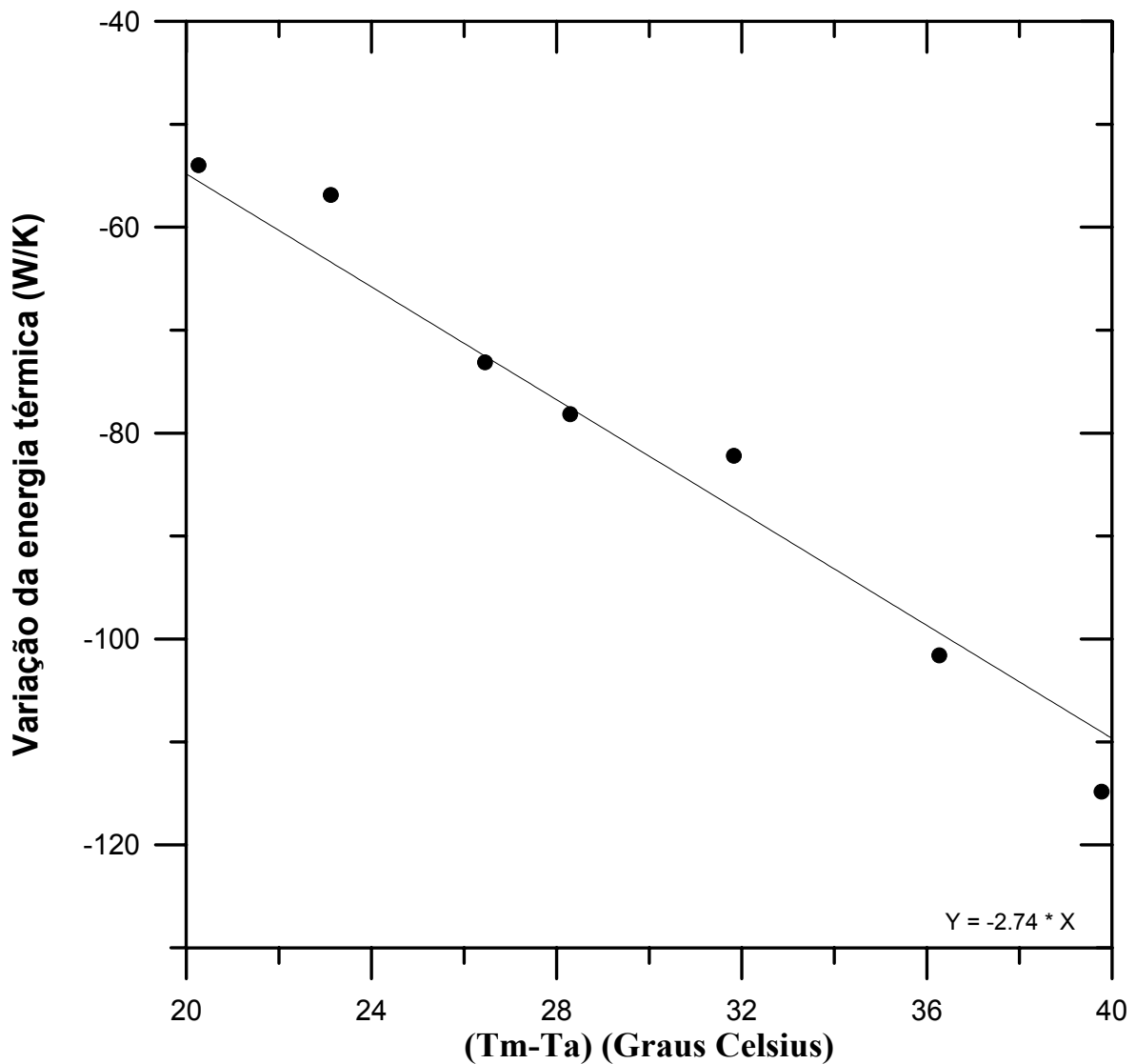
Figura 7.12 – Curvas experimentais do resfriamento do tanque

A aquisição dos dados foi realizada a cada 2 minutos. O coeficiente global de transferência de calor (UA) do reservatório térmico foi determinado segundo a metodologia detalhada no Anexo A1.

Para efeitos de cálculo, na determinação de (UA) foram considerados 3 diferentes intervalos de tempo Δt (1, 5 e 8 horas). Os valores de (UA) obtidos para cada um destes valores mostra a pequena influência no intervalo no resultado, conforme listado na Tabela 7.2. A Figura 7.13 mostra os resultados para o intervalo de tempo de 8 horas. Os resultados obtidos mostram, portanto, que (UA) = $2,73 \text{ W.K}^{-1}$.

Tabela 7.2 – Determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor

Δt	(UA)
[horas]	[W.K ⁻¹]
1	2,73
5	2,73
8	2,74

Figura 7.13 – Curva experimental para determinação de UA [W.K⁻¹] com $\Delta t = 8$ horas

Resultado semelhante foi encontrado utilizando a abordagem proposta por Aranovitch et al. [1989], com a metodologia recomendada pela Comunidade Européia nos testes para determinação dos coeficientes de perdas de reservatórios térmicos em SSAA. Neste caso, o (UA) é determinado pela inclinação da curva apresentada na Figura 7.14, obtendo-se: $(UA) = 2,80$ W.K⁻¹.

Observa-se que ΔT_o é a diferença entre a temperatura média inicial do tanque e a temperatura ambiente e ΔT é a diferença entre a temperatura média num determinado instante de tempo do tanque e a temperatura ambiente.

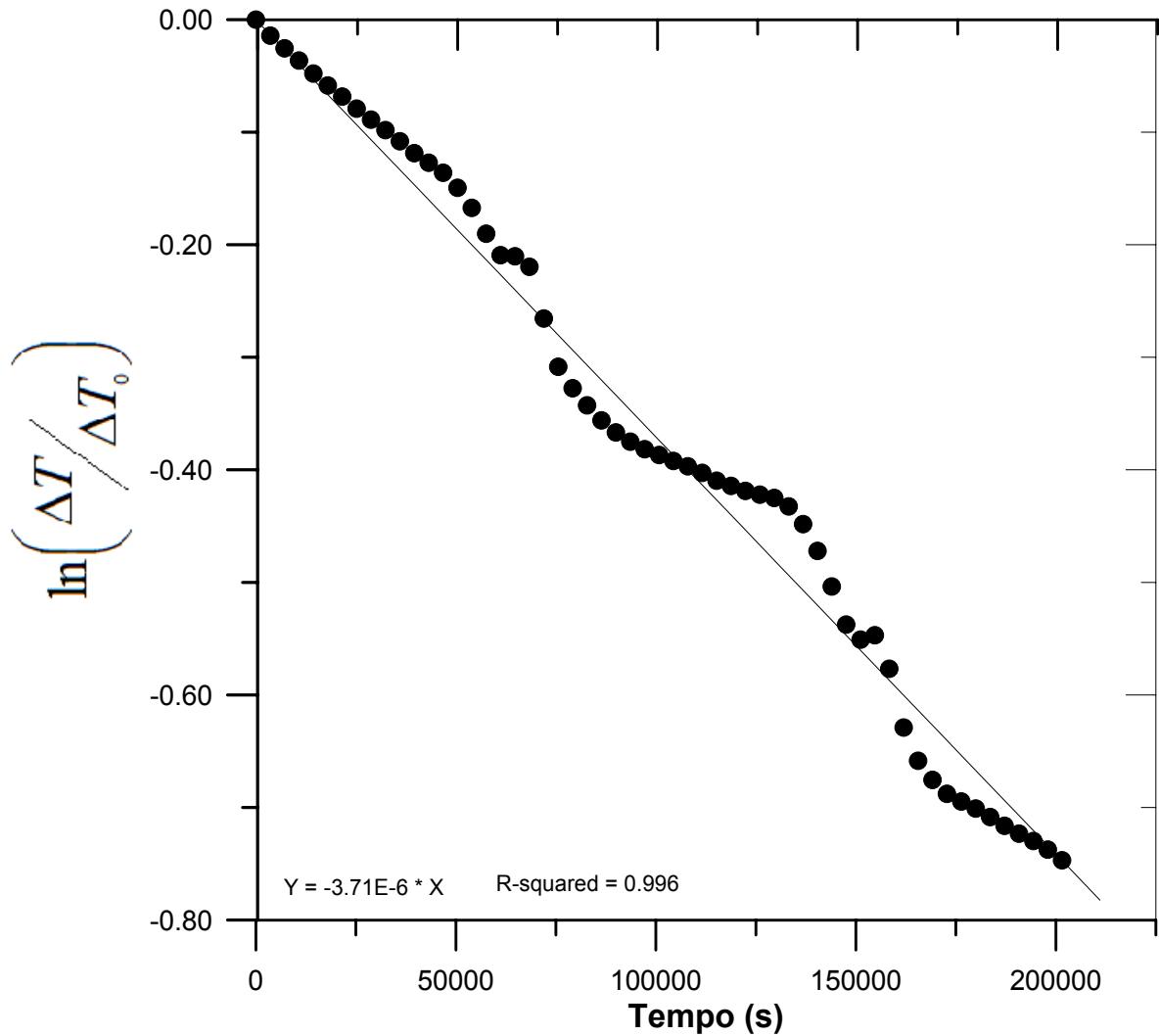


Figura 7.14 – Curva experimental para determinação de UA [$W.K^{-1}$]

No intuito de se validar os resultados anteriores obtidos para (UA) , o balanço térmico no tanque num processo de resfriamento pode ser representado pela equação aproximada:

$$mC_p \frac{dT_m}{dt} = -(UA)(T_m - T_a) \quad (7.1)$$

que pode ser discretizada como:

$$mC_p \frac{T_m(t + \Delta t) - T_m(t)}{\Delta t} = -(UA)(T_m(t) - T_a(t)) \quad (7.2)$$

de onde vem:

$$T_m(t + \Delta t) = T_m(t) - \left[\frac{(UA)}{mC_p} (T_m(t) - T_a(t)) \right] \Delta t \quad (7.3)$$

A partir dos valores experimentais iniciais para a temperatura média armazenada no tanque, do perfil de temperatura ambiente ao longo do tempo e da capacitância térmica do tanque, usando-se a equação (7.3) para diferentes valores de (UA) , construiu-se a Figura 7.15.

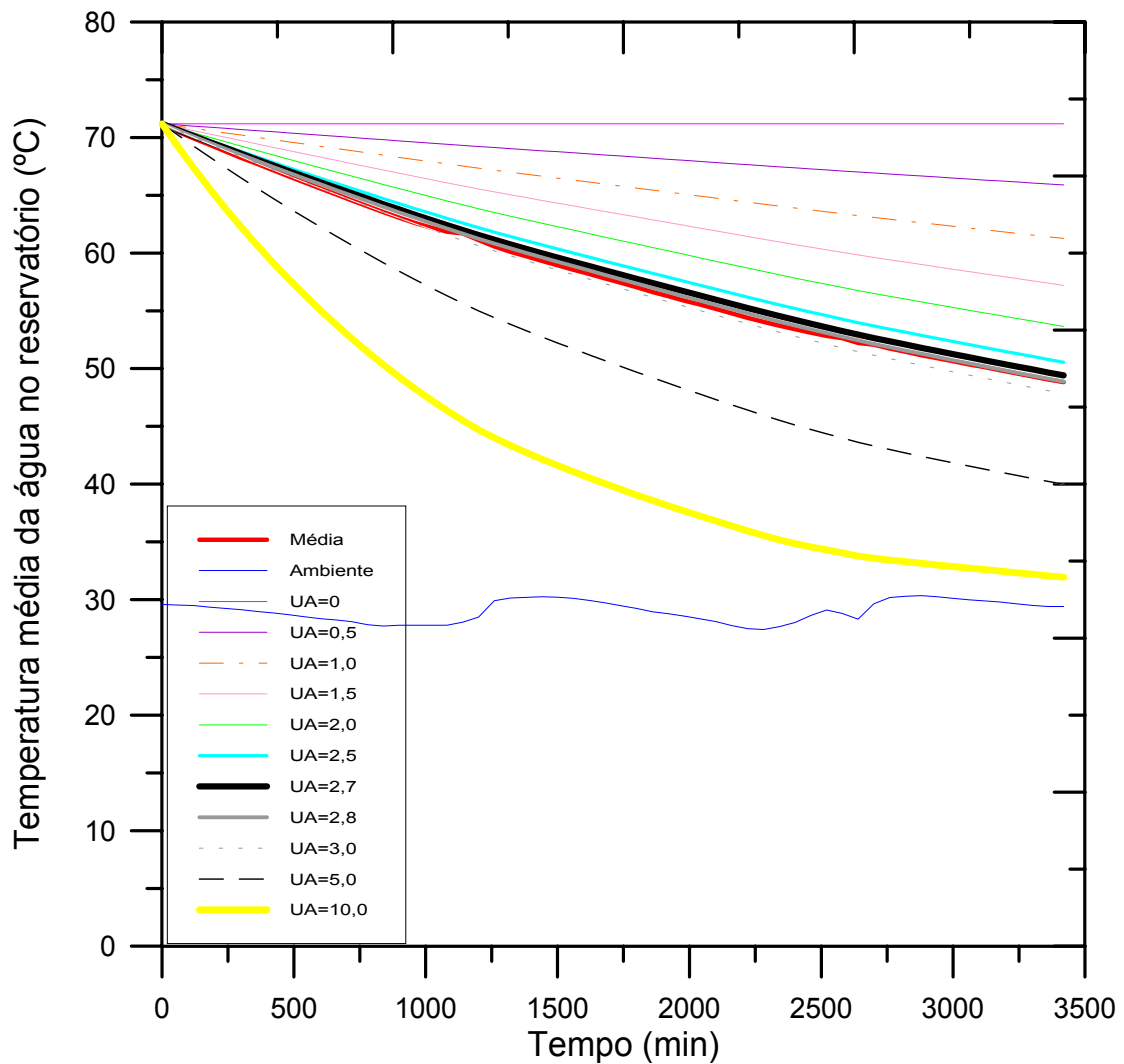


Figura 7.15 – Curvas de resfriamento para diferentes valores do coeficiente global de transferência de calor, UA [W.K^{-1}]

Portanto, considerando os valores encontrados para o coeficiente global de transferência de calor do reservatório térmico, tanto pelo procedimento discutido no Anexo A1 e representado pela Figura 7.13 e Tabela 7.1, bem como pelo Método proposto por Aranovitch et al. [1989] (Figura 7.14) e pela Figura 7.15, verifica-se que o coeficiente global de perdas do reservatório (UA) é da ordem de $2,7 \text{ W.K}^{-1}$ e este foi o valor considerado no procedimento teórico para determinação da vazão mássica de operação do SSAA da bancada de testes, de acordo com a Metodologia M1 – Balanço de Energia no Reservatório Térmico.

7.3 OBSERVAÇÕES EXPERIMENTAIS

Neste item são apresentadas algumas observações experimentais obtidas a partir dos ensaios do SSAA da bancada de testes em oportunidades diferentes, a saber: ensaio E1, correspondente aos dados obtidos para o período entre 28 e 29 de outubro de 1998; E2 para o período de 04 a 05 de novembro de 1998; E3 para 18 a 20 de fevereiro de 1999 e E4 que compreende os dados do dia 03 de março de 1999.

As Figuras 7.16 a 7.19, apresentadas mais adiante, mostram a temperatura da água como uma função da altura ao longo do circuito do SSAA em diferentes horários do dia. Esta representação gráfica é utilizada, uma vez que esta é comumente empregada por outros pesquisadores como mostram diversos trabalhos teóricos e experimentais [Malkin, et al., 1987; Norton e Probert, 1986, 1984 e 1982; Mertol et al., 1981; Morrison e Ranatunga, 1980a e 1980b; Ong, 1974 e 1976; Gupta e Garg, 1968].

A correspondência entre as temperaturas e os pontos no sistema pode ser estabelecida, tomando-se como referência pontos pré-definidos. Uma vez que a densidade da água é função da temperatura, a integração da área formada pelo polígono é proporcional à carga de termossifão, força motriz do escoamento no sistema conforme discutido no Capítulo 6.

As curvas apresentadas nas Figuras 7.16 a 7.19 mostram as temperaturas da água nas diferentes alturas (tomando-se como referência a posição de entrada da água retornando do reservatório na base dos coletores). As posições podem ser identificadas pelos números:

1. entrada do arranjo de coletores solares (na posição de referência: 0 m);
2. saída do arranjo de coletores a 1 m (correspondendo ao topo dos coletores);
3. entrada da água no reservatório térmico, a cerca de 1,57 m;

4. camada onde está localizado o sensor mais próximo da base do reservatório térmico, ou seja, a 1,30 m;
5. camada situada a 15 cm a partir da base do reservatório, onde está localizado um sensor de temperatura, ou seja, a 1,45 m;
6. camada onde está localizado o sensor mais ao topo do reservatório térmico, ou seja, a 1,76 m.

As áreas fechadas nessas curvas são proporcionais às forças motrizes do escoamento, e são, portanto, indicativas da magnitude da vazão mássica no circuito em um dado instante de tempo. Observa-se que a curva de densidade é inversamente proporcional à temperatura e portanto apresenta comportamento inverso.

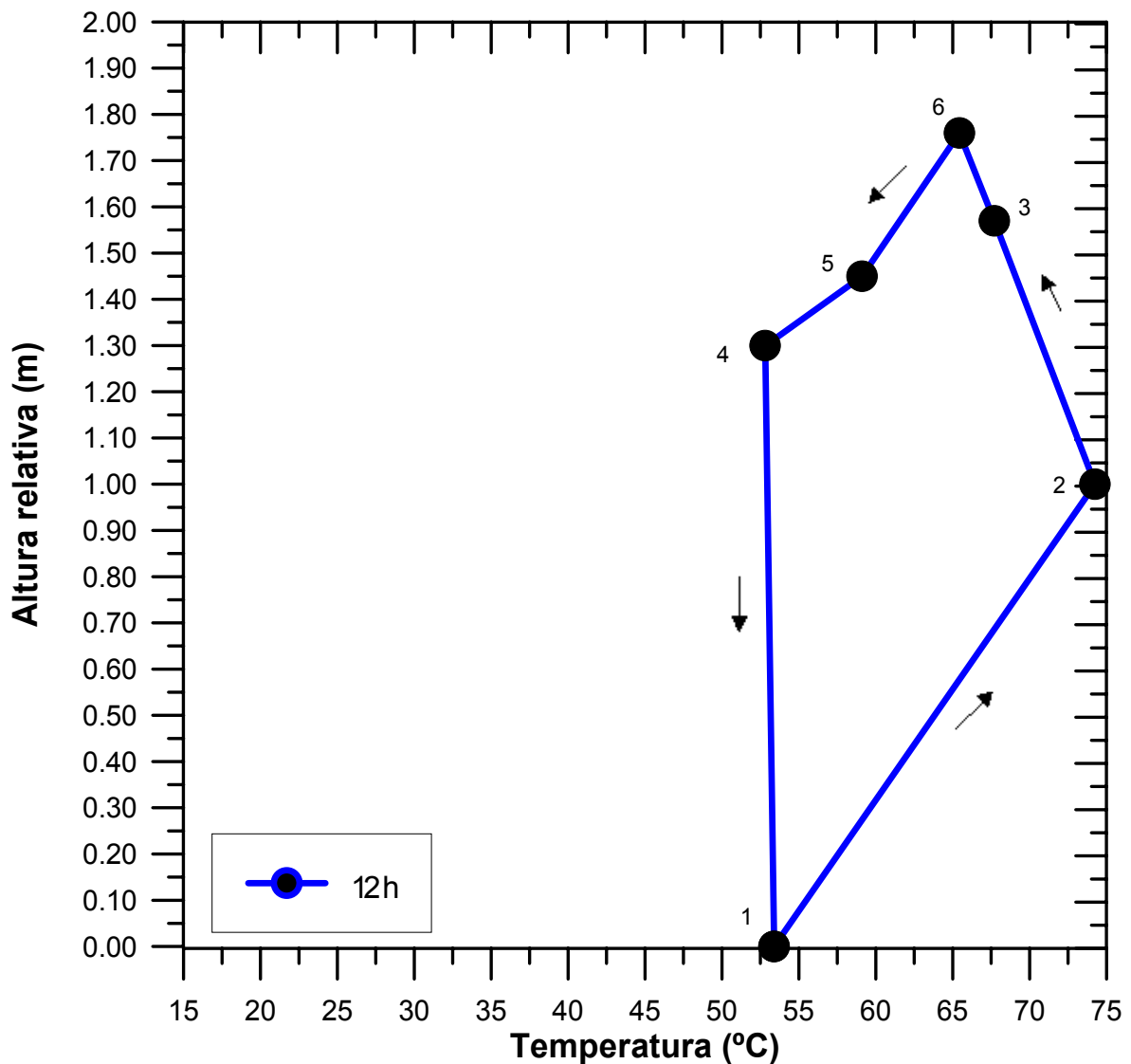


Figura 7.16 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meio-dia (E3)

Por exemplo, ao meio-dia, conforme Figura 7.16, esta área é positiva, ou seja, o escoamento se dá na direção:

- da entrada do arranjo de coletores solares (1) para a saída dos coletores (2);
- da saída dos coletores (2) para a entrada na água aquecida do reservatório (3);
- da entrada na água aquecida do reservatório (3) para o topo do reservatório térmico (camada mais quente) (6);
- internamente do topo do reservatório térmico para as camadas inferiores (4 e 5);
- finalmente, da base do reservatório (4), retornando aos coletores solares (1),

o que indica a ocorrência de uma vazão mássica positiva, ou seja, o escoamento é direto, e a circulação reversa não pode ocorrer. As medidas experimentais mostram que a vazão mássica está em torno de $13,5 \cdot 10^{-3}$ kg/s neste horário.

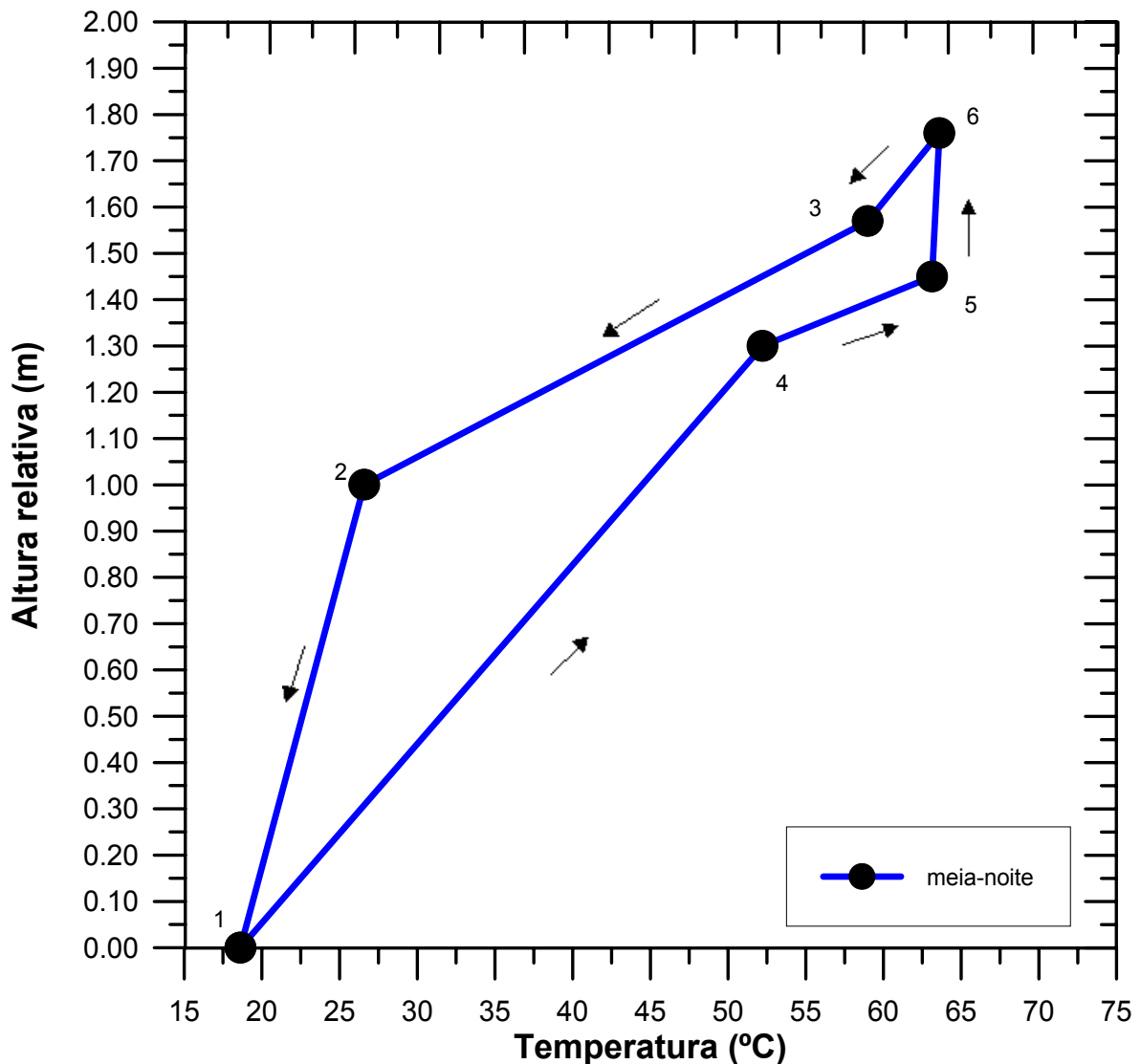


Figura 7.17 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meia-noite (E3)

Por outro lado, no início e no final do dia, por exemplo Figura 7.17, mostra um comportamento distinto ao descrito anteriormente. Nessas situações, se verifica uma alta temperatura no ponto próximo à saída do arranjo de coletores solares (neste caso, em torno de 52,5 °C, ou seja, 35 °C acima da temperatura na entrada dos coletores solares), bem como uma aproximação dos níveis de temperatura da água entre a entrada no tanque e a camada mais próxima ao topo do mesmo.

De acordo com a literatura e a prática, situações como esta sugerem a presença de circulação reversa no sistema. No entanto, isso não pode ser comprovado experimentalmente, uma vez que o sensor de vazão utilizado não possibilita a medida de fluxos reversos.

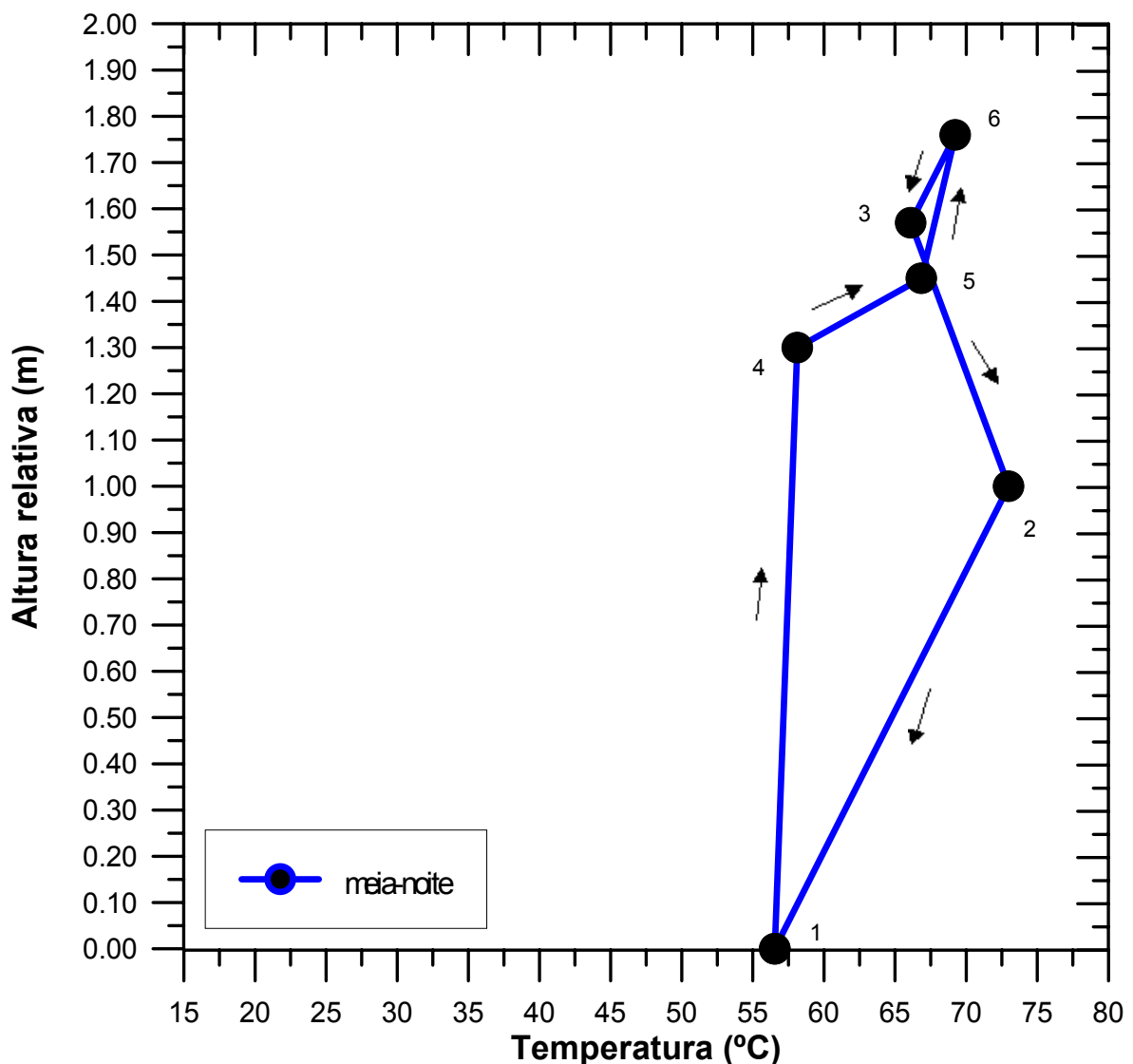


Figura 7.18 – Distribuição da temperatura da água no sistema: meia-noite (E4)

Segundo Morrison [1986] uma alta temperatura na tubulação hidráulica de retorno da água aquecida ao reservatório térmico durante a noite é geralmente tomada como indicativa de

circulação reversa. Entretanto, segundo o autor, isto não indica necessariamente que há perda significativa de calor em decorrência da circulação reserva.

Por outro lado, no experimento E4, à meia-noite, como mostra a Figura 7.18, tem-se um ponto de interseção na curva, ponto E. A área formada pela região acima deste ponto é diretamente proporcional ao valor da vazão mássica direta e é bem menor que área no circuito inferior, que induz a um fluxo contrário. Em situações como esta, segundo Morrison [1986] diferentemente das outras situações apresentadas, a circulação reversa sempre ocorre e sua magnitude é diretamente proporcional a diferença entre as duas áreas.

A Figura 7.19 para o ensaio E4, por sua vez, mostra um instante de tempo, em que o circuito de aquecimento está operando perfeitamente e o escoamento é direto e a circulação reversa não pode ocorrer.

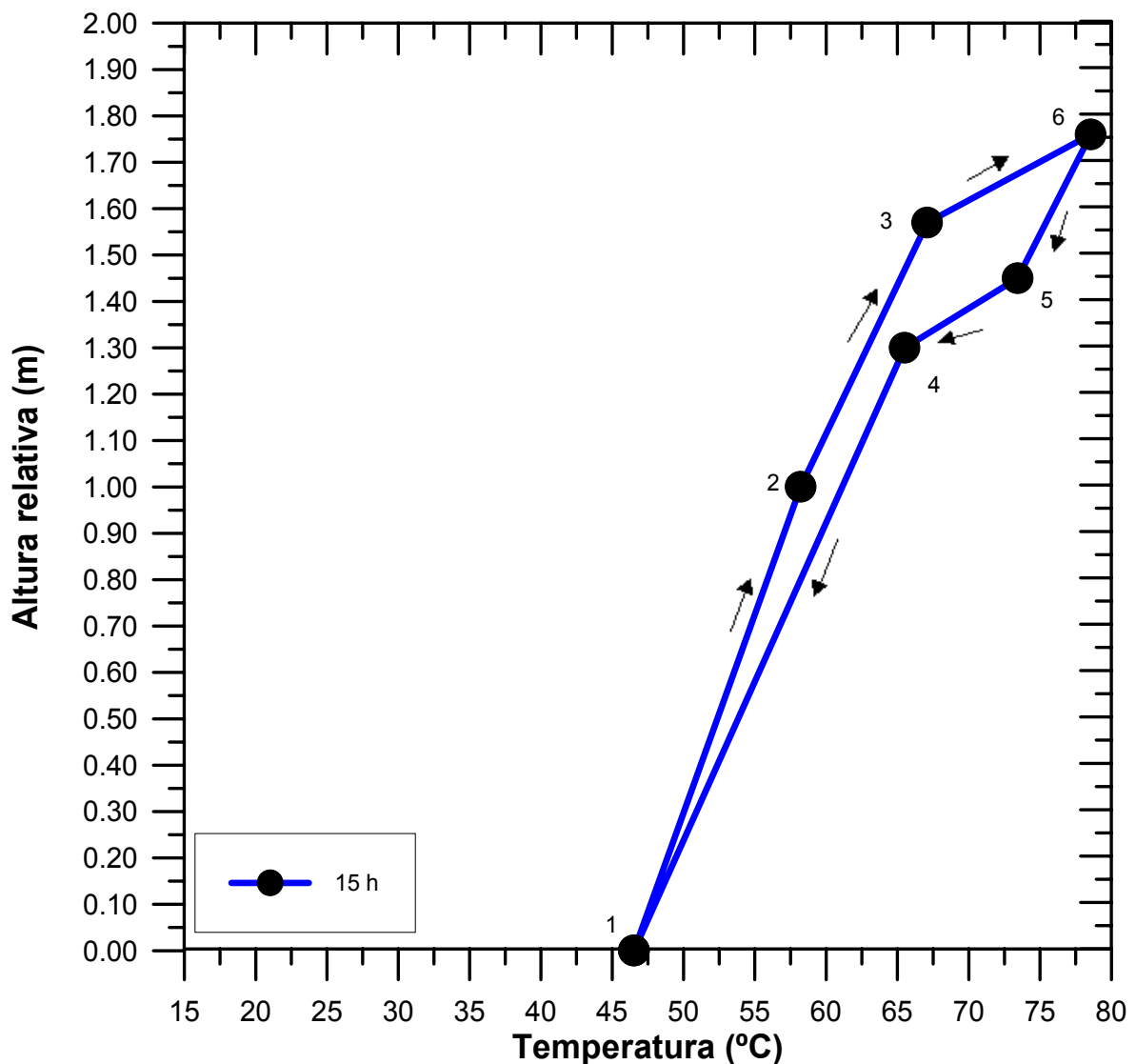


Figura 7.19 – Distribuição da temperatura da água no sistema: 15 horas (E4)

As medidas experimentais mostram, também, a elevação gradual da temperatura da água na entrada do reservatório térmico (ponto 3), como pode ser constatado pela Figura 7.20, referente ao ensaio E1 e pela Figura 7.21 referente ao experimento E2.

No início da manhã, a água é adicionada ao reservatório praticamente a mesma temperatura na saída dos coletores solares. À medida que o tempo vai passando o nível de temperatura da água armazenada no reservatório vai aumentando, bem como se eleva a condução para os tubos mais próximos da parede do tanque. Isto significa que a água ao sair do topo dos coletores e ser conduzida pela tubulação hidráulica (isolada) até o reservatório térmico perde uma parcela mínima de energia com o ambiente, ao mesmo tempo em que recebe uma parcela significativa de calor oriundo do próprio reservatório, por meio da condução, e ainda sofre a ação da radiação solar incidente.

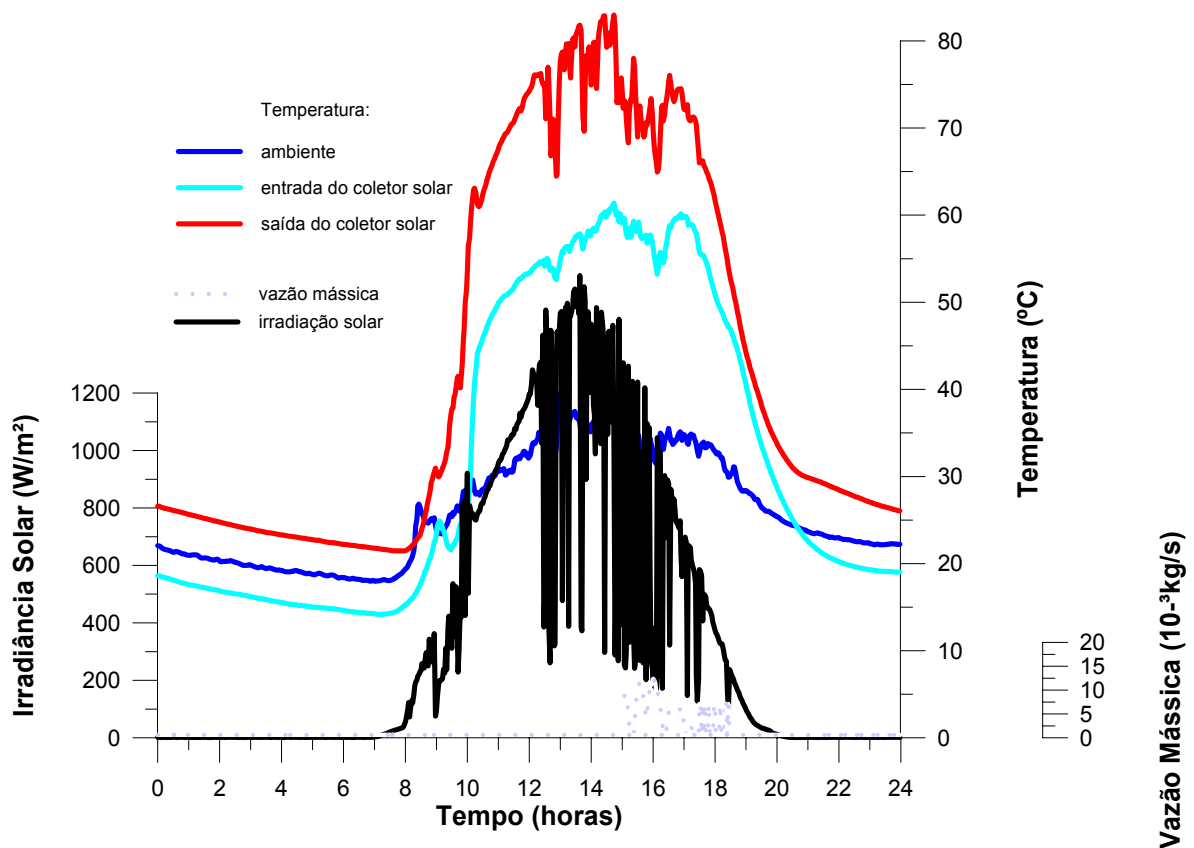


Figura 7.20 – Distribuição da temperatura da água e vazão mássica no sistema (E1)

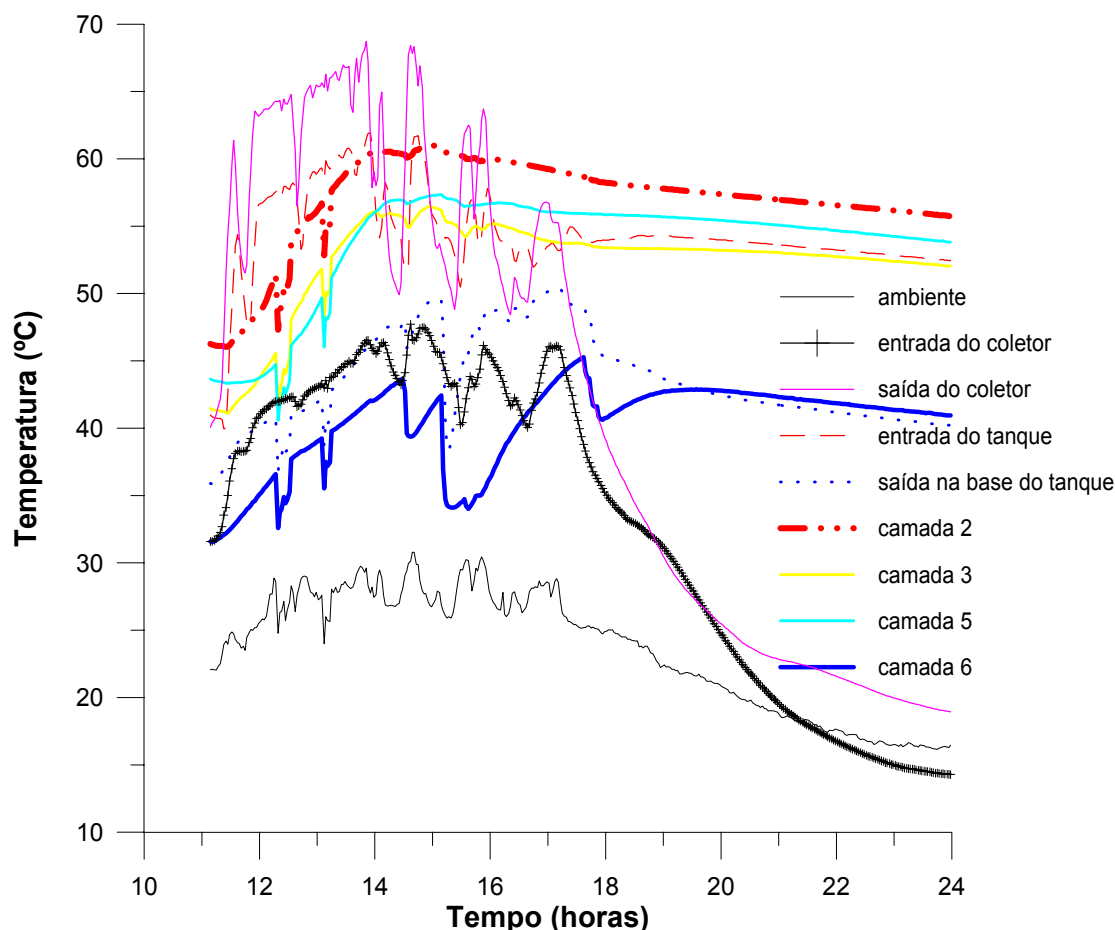


Figura 7.21 – Perfis de temperatura no SSAA (E2)

Com a finalidade de avaliar outros sistemas que não da bancada de testes descrita, foram considerados os dados experimentais referentes ao período fevereiro/março de 2003 identificados por E5, que foram realizados no LES em uma outra bancada de testes dentro de um projeto entre a UFRGS, FINEP e Petrobrás. Detalhes sobre a aquisição experimental destas medidas adicionais podem ser encontrados em Lafay et al. [2003].

Assim, os dados apresentados nas Figuras 7.22 e 7.23 referem-se ao ensaio E5 para este outro SSAA também operando por termossifão, com reservatório vertical e apoio elétrico interno. Estes dados comprovam as observações anteriormente listadas, ou seja:

1. diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída do arranjo de coletores na faixa entre 10 e 20 °C durante o período de radiação solar intensa;
2. comportamento semelhante da curva de temperatura da água na saída dos coletores com a curva de irradiância;
3. retardamento do aquecimento da massa d'água, após o pico de irradiância solar;
4. decaimento mais acentuado da temperatura na camada inferior do reservatório térmico;

5. diferença significativa entre a temperatura da água na saída do reservatório e a entrada do arranjo de coletores solares, nos momentos de radiação solar insuficiente e no período noturno;
6. aproximação das curvas de temperatura na saída do reservatório térmico e da temperatura na entrada do arranjo de coletores solares, quando do início do aquecimento com radiação solar suficiente para vencer as perdas térmicas nos coletores.
7. e, finalmente, nos momentos de radiação solar insuficiente a temperatura da água na entrada da tubulação proveniente dos coletores no reservatório térmico apresenta-se mais elevada que aquela na saída dos coletores solares. Quando se inicia o período de operação do aquecedor solar, ocorre um rápido decaimento até que esta alcance um valor próximo da temperatura da água na saída dos coletores solares.

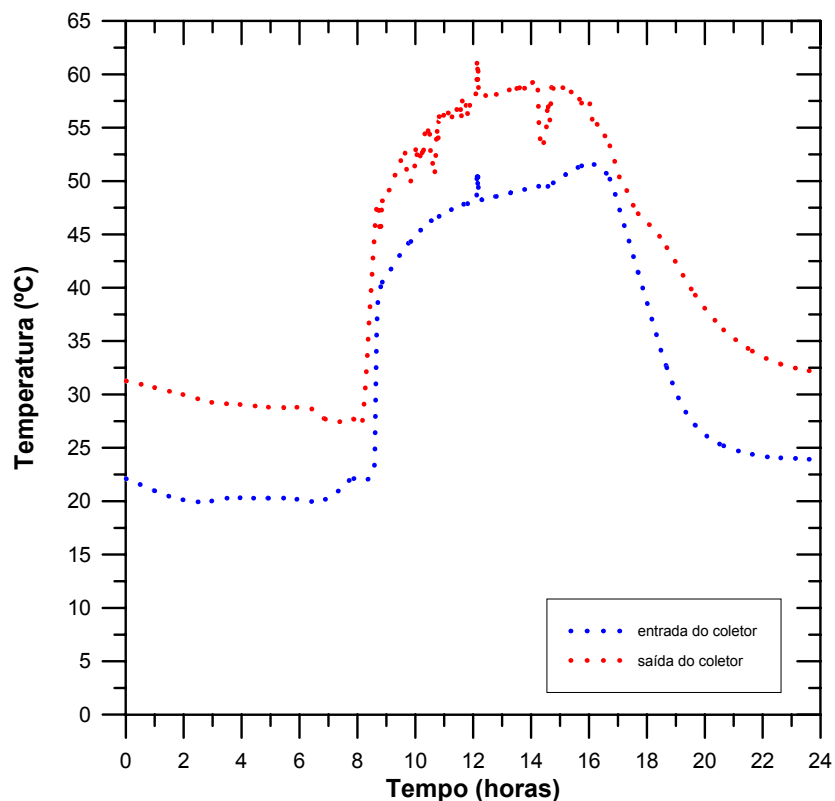


Figura 7.22 – Temperatura da água na entrada e saída do arranjo de coletores solares (E5)

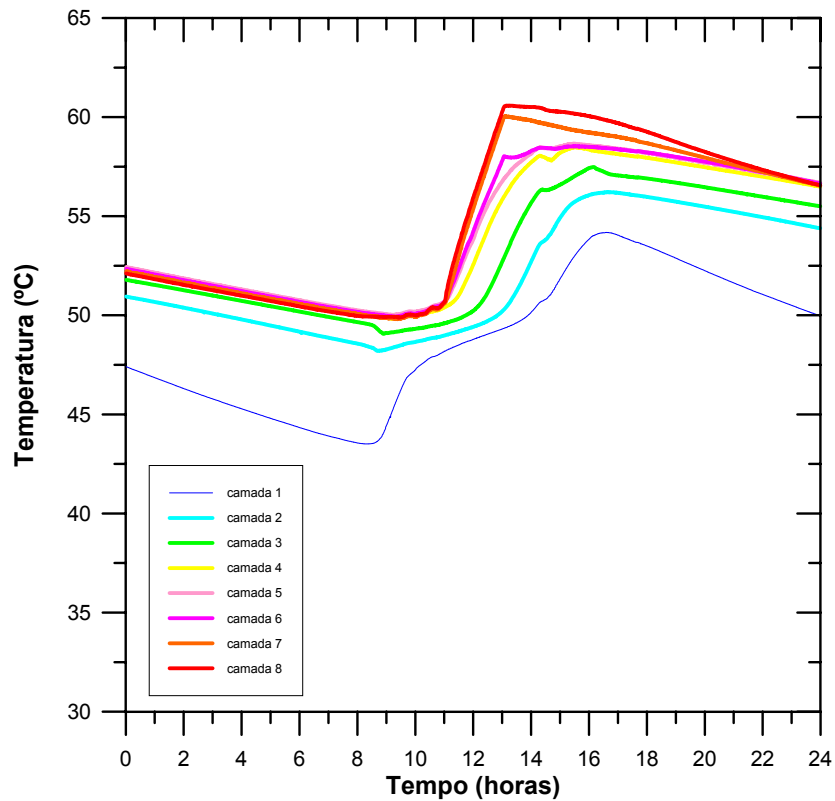


Figura 7.23 – Distribuição da temperatura da água no interior do reservatório térmico (E5)

Os dados obtidos nos experimentos E1 a E4 foram utilizados, também, para a análise das perdas de energia em cada componente do SSAA, ou seja, foram realizados balanços de energia a partir das medidas de temperatura ao longo do sistema e identificadas a parcela de energia perdida para o ambiente nos coletores solares, nas tubulações e no reservatório térmico, como apresentado na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 – Parcelas (%) de energia perdida por componente do SSAA

Ensaio	Coletor	TUB2-3	TUB4-1	Reserv.	\dot{Q}_{acum}
E1	44	11	9	5	35
E2	44	12	9	6	17
E3	46	12	8	7	22
E4	56	16	11	10	14
Valores Médios	48	13	9	7	22

Os valores listados na Tabela 7.3 para os componentes do sistema, referem-se à porcentagem de energia fornecida pelo sol e perdida nos coletores solares, nas tubulações e no

tanque e a porcentagem desta energia convertida em calor sensível na água armazenada no reservatório térmico.

Os dados da Tabela 7.3 mostram que 48% de toda a energia absorvida no SSAA da bancada de testes é perdida pelos coletores solares; 22% é convertida em calor sensível no reservatório; 13% é perdida pelas paredes da tubulação que liga a saída do arranjo dos coletores até o tanque, 9% corresponde às perdas térmicas na tubulação que liga o tanque à entrada do arranjo dos coletores. As perdas térmicas que ocorrem no reservatório de água quente perfazem aproximadamente 7% de toda energia absorvida pelos coletores.

Estas observações anteriores indicam que para melhorar o desempenho térmico do sistema deve-se avaliar o isolamento dos coletores solares e das tubulações hidráulicas que conectam o reservatório com o arranjo de coletores. Um melhor isolamento irá reduzir significativamente a energia perdida no sistema como um todo.

Estudos anteriores [Waxman e Sokolov, 1986; Norton e Probert, 1983] apresentaram resultados semelhantes e ainda, identificaram que a eficiência térmica é afetada mais fortemente pelo isolamento da tubulação quente à saída dos coletores e o reservatório térmico que pela tubulação fria, o que foi comprovado nos ensaios como mostra a Tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Eficiências térmicas do coletor e sistema para o SSAA da bancada de testes

Ensaio	η_C	η_{SSAA}
E1	36	20
E2	35	16
E3	32	12
E4	26	7
Valores Médios	32	14

Outra constatação dos dados experimentais diz respeito à diferença de temperatura entre a entrada e a saída do arranjo de coletores, que comprova diversos trabalhos teóricos e experimentais já realizados, que mostram uma diferença de temperatura no coletor praticamente constante ao longo do período de funcionamento do SSAA, conforme listado na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Diferença de temperatura entre a entrada e saída dos coletores solares

<i>Ensaio</i>	ΔT_C	
	Mínimo	Máximo
E1	8	24
E2	9	23
E3	12	31
E4	12	25
Média	10	26

7.4 VALIDAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS EMPREGADOS NA CONSTRUÇÃO DO APLICATIVO TERMOSIM

Nas Figuras 7.24 e 7.25 são apresentadas as curvas referentes à validação da modelagem matemática adotada no programa de simulação *TermoSim*. Para se realizar uma comparação entre dados medidos e dados simulados, o programa foi alterado de modo a permitir a análise isolada dos componentes do sistema.

Numa primeira etapa, o programa foi modificado para que, um dado instante de tempo, o mesmo recebesse como parâmetros de entrada a temperatura de entrada nos coletores, a irradiância solar e a vazão mássica da água que circula nos coletores, além das características geométricas do coletor e e/ou os parâmetros de qualidade.

Os resultados encontrados para as temperaturas no coletor solar estão apresentados na Figura 7.24, que mostra que a modelagem matemática para os coletores solares (item 6.1) é adequada para a simulação do comportamento térmico do coletor solar. Os desvios observados entre os valores simulados e as medidas experimentais são relativamente pequenos, estando na faixa de $-1,5$ a $1,0$ °C.

Os resultados mostram ainda que os maiores desvios absolutos ocorrem, principalmente no início e no final do período de insolação. Para que este confronto entre os dados simulados e os experimentais se viabilizasse não foi realizado nenhum procedimento de cálculo ou estimativa da vazão quando da simulação, uma vez que os coletores estavam desacoplados do reservatório e sujeitos, portanto, a uma vazão mássica conhecida estabelecida por uma bomba numa bancada de testes de eficiência dos coletores solares no LES.

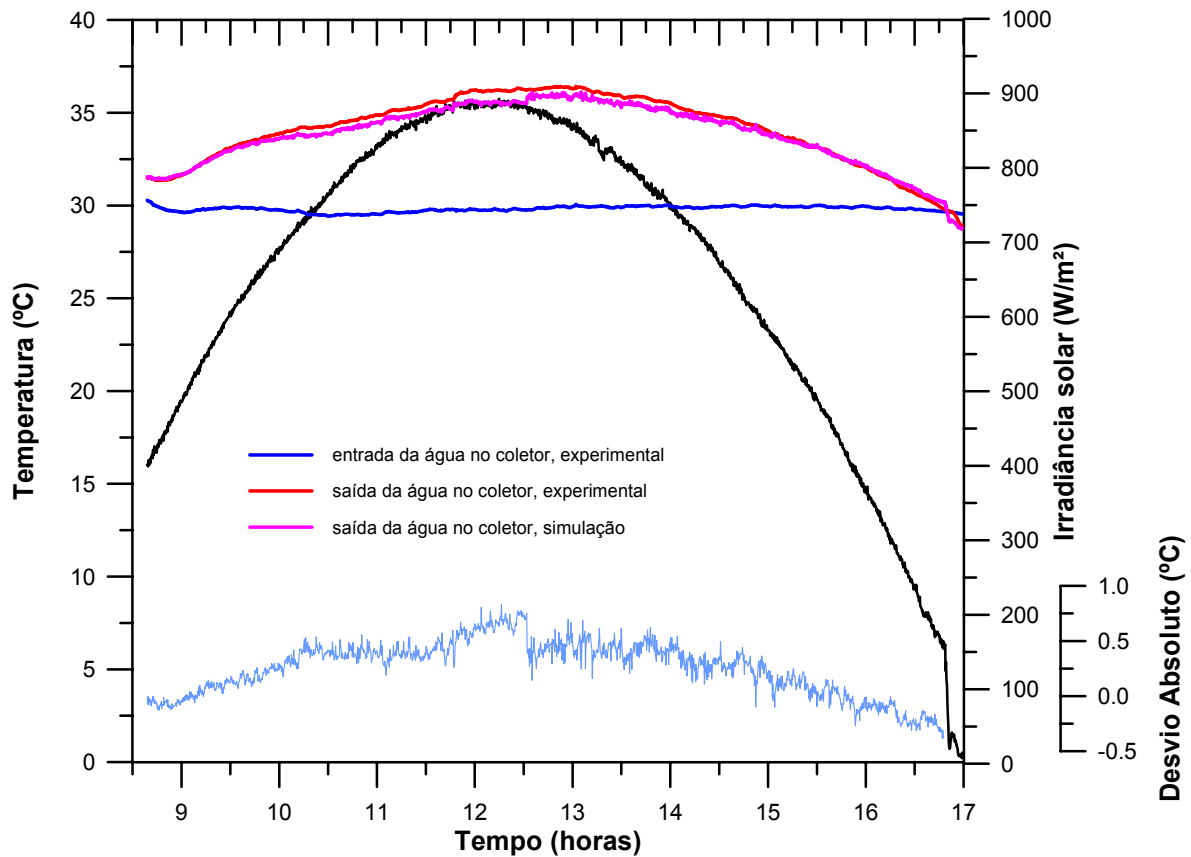


Figura 7.24 – Validação da modelagem matemática: coletores solares

Numa segunda etapa foi elaborada uma nova versão do *TermoSim*, para se analisar a adequação da modelagem matemática adotada para as temperaturas no reservatório térmico. O programa *TermoSim* foi modificado para considerar apenas o resfriamento da massa armazenada no tanque ao longo de um período de tempo.

Neste procedimento como parâmetros de entrada no programa foram empregadas as características geométricas da instalação do ensaio experimental E5 (Lafay et al. [2003]).

Os resultados obtidos pelo *TermoSim* para as temperaturas da água em diferentes posições dentro do reservatório térmico durante o período de 6 dias de resfriamento e os valores medidos para estas mesmas grandezas estão apresentados na Figura 7.25.

Foi observado, neste experimento, um desvio absoluto máximo de cerca de 0,6°C entre os valores de temperatura simulados e a medida experimental, o que representa 0,2 °C acima do erro associado às medidas de temperatura.

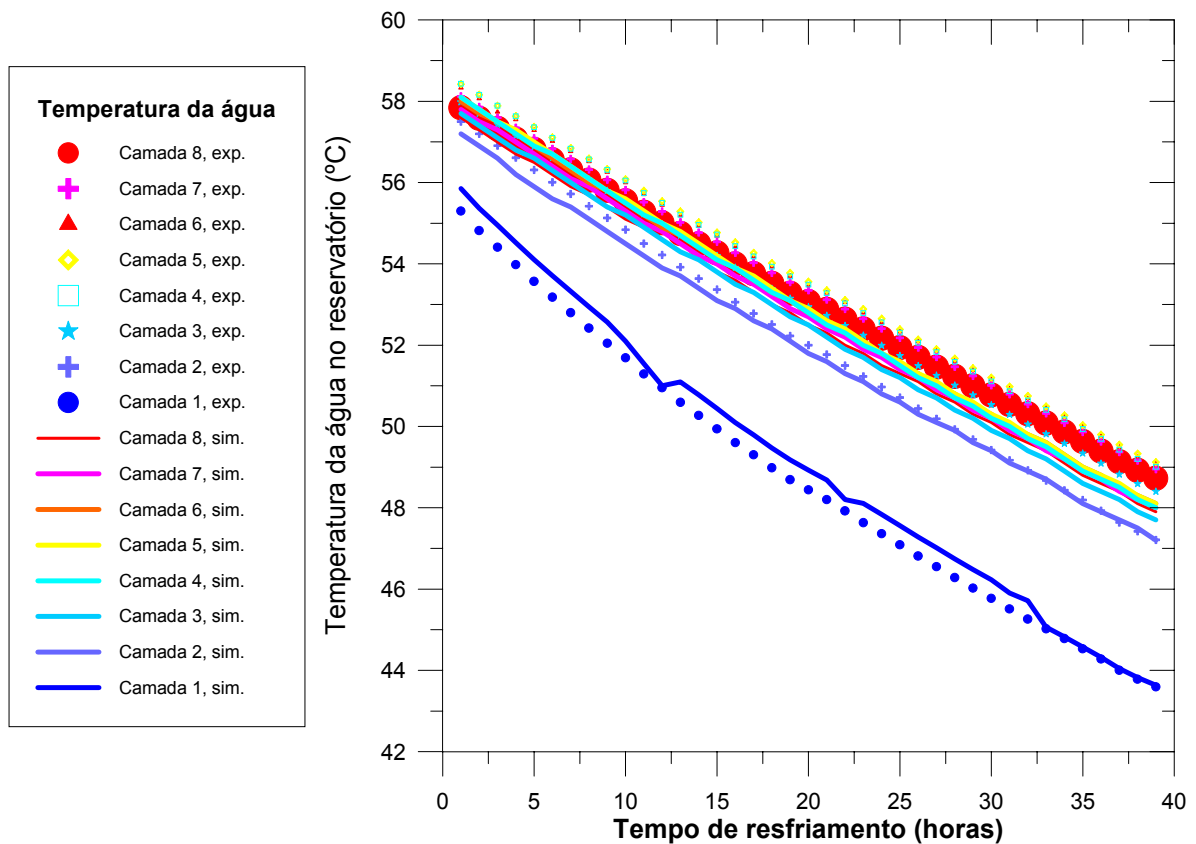


Figura 7.25 – Validação da modelagem matemática: reservatório térmico

Na Figura 7.26 são apresentadas as curvas referentes ao confronto dos resultados obtidos pela simulação com o *TermoSim* e as medidas experimentais para o ensaio E5 e aqueles simulados com o programa *TRNSYS*, discutido no Anexo A2.

As curvas mostram a adequação do emprego do programa *TermoSim* desenvolvido nesta Tese para a simulação de sistemas solares de aquecimento de água operando por termosifão tanto na reprodução do comportamento térmico do sistema, como em relação ao perfil de vazão mássica ao longo dia.

Como neste caso não foram efetuadas medidas experimentais da vazão mássica, a vazão mássica identificada na Figura como experimental foi na verdade estimada pela metodologia alternativa M5 – Equação simplificada de Hotell-Bliss-Whillier, utilizando os dados experimentais de temperatura.

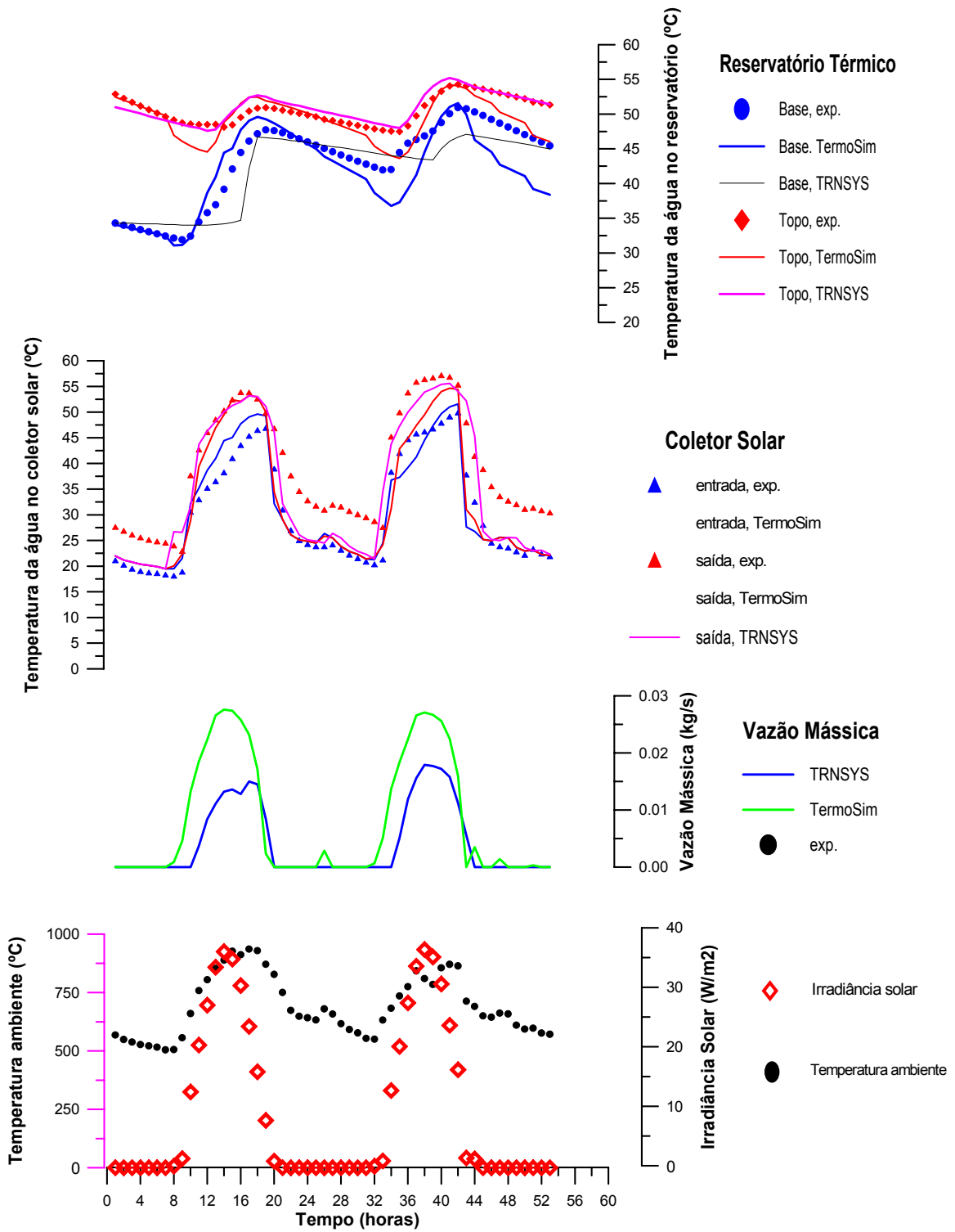


Figura 7.26 – Confronto: resultados simulados *versus* experimentais

CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste trabalho analisou-se o comportamento térmico de sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão, que são os mais difundidos em nosso país.

Numa primeira etapa, foi realizado um grande número de simulações com o software *TRNSYS* do comportamento térmico de sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão. Foram executadas simulações, considerando a variação de parâmetros que afetam o desempenho destes sistemas: relação (volume do reservatório térmico)/(área de coleta), volume de demanda, temperatura de consumo de água quente e condições meteorológicas, bem como dos parâmetros de qualidade do coletor, $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$. Os resultados deste trabalho foram tratados estatisticamente, originando uma correlação matemática para a determinação da eficiência térmica em média mensal para estes sistemas (equação 3.2). Com o emprego da correlação foi desenvolvido um programa para o dimensionamento de aquecedores solares operando por termossifão, *TermoDim*, cuja aplicação prática está descrita no Capítulo 3 item 3.2.

A vantagem o uso do programa *TermoDim* frente ao programa comercial *F-Chart*, que é o mais difundido no mercado, é que este programa de dimensionamento foi desenvolvido exclusivamente para sistemas operando por termossifão, sem trocador de calor no tanque e ainda a sua modelagem matemática considera a estratificação térmica no reservatório. Além disso, o *TermoDim* trabalha com uma base de dados climáticos desenvolvida para nosso país e se encontra disponível para uso livre de custos. A sua utilização é bastante simples, não exigindo do usuário mais do que o conhecimento básico em energia solar.

Considerando que nos sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão existe um acoplamento entre a distribuição de temperatura e a vazão mássica de operação, a simulação destas instalações torna-se uma tarefa bem mais delicada quando comparada à simulação de instalações operando por circulação forçada. Além disso, o estudo experimental do comportamento hidrodinâmico é dificultado, uma vez que qualquer acessório ou equipamento instalado ao longo da tubulação hidráulica pode afetar significativamente a determinação da vazão mássica pelo fato de esta ser baixa e sofrer influência das perdas singulares, como discutido no Capítulo 6.

Levando-se em consideração estes fatos, neste trabalho foi realizado o estudo do comportamento térmico, iniciando-se pela análise de diferentes modelos apresentados na literatura para a determinação alternativa da vazão mássica. Dos seis modelos analisados o

Método da Equação Simplificada de Hottel-Bliss-Whillier (Capítulo 5) demonstrou ser o mais adequado para utilizar com temperaturas medidas e o Método do balanço de energia e da quantidade de movimento (Capítulo 6) foi o selecionado para o trabalho iterativo no programa de simulação.

Nesta Tese foram realizadas medidas experimentais para um sistema solar de aquecimento de água instalado no Laboratório de Energia Solar de acordo com descrito no Capítulo 4. As medidas experimentais foram utilizadas no confronto com os resultados do emprego dos métodos teóricos citados anteriormente. Os resultados experimentais foram também analisados a partir de diagramas temperatura e altura ao longo do circuito, conforme tratamento clássico, o que permitiu identificar constatações a respeito do comportamento destas instalações e confrontá-las com aquelas apresentadas nos trabalhos realizados na área, principalmente no que se refere à presença ou não de circulação reversa no sistema, à diferença de temperatura entre a entrada e a saída dos coletores solares e à distribuição de temperatura da água no sistema como um todo.

Utilizando a base obtida do levantamento bibliográfico e a partir das observações teórico-experimentais obtidas, desenvolveu-se um programa para simulação do comportamento térmico de aquecedores solares operando por termossifão, o *TermoSim*. O programa foi desenvolvido em linguagem Visual Basic.

Para a operacionalização do programa foi realizado um tratamento isolado para cada componente do sistema, ou seja, foram realizados balanços de energia nos coletores solares, no reservatório térmico e tubulações hidráulicas, bem como um balanço de energia e de massa no misturador. E para acoplar todos os componentes do sistema, foi realizado um balanço da quantidade de movimento ao longo do sistema como um todo. O balanço de energia nos coletores segue a metodologia de Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman, 1991] e para o reservatório foi adotado o procedimento de Hussein [2002] para tanques estratificados. Na determinação da vazão o programa permite, também, a utilização do método alternativo simplificado do balanço da quantidade de movimento selecionado como o mais adequado dos métodos alternativos.

Os modelos matemáticos empregados no desenvolvimento do programa *TermoSim* foram validados através do confronto dos resultados simulados com as medidas experimentais. Foi demonstrado que a utilização dos modelos matemáticos e algoritmos no programa *TermoSim*, apresentados, no Capítulo 6, é adequada e permite reproduzir com precisão o comportamento térmico dos coletores solares e do reservatório térmico.

O aplicativo *TermoSim* ainda não está finalizado, dependendo de ajustes nos formulários de entrada e saída de dados e na vinculação com uma base de dados climáticos. No entanto, foram realizados testes de avaliação global do *TermoSim* que mostraram que o mesmo pode ser empregado para simulação, reproduzindo adequadamente o comportamento térmico do sistema.

Finalmente, o programa *TermoDim* e o programa *TermoSim* são ferramentas adequadas, eficientes e econômicas para o dimensionamento e a simulação de sistemas solares de aquecimento de água operando por termossifão.

Como sugestões para continuação do trabalho, pode-se enumerar:

- Realizar o confronto teórico-experimental sob diversas condições de tempo; em outros sistemas similares;
- Avaliar o efeito do perfil e da quantidade de consumo de água quente;
- Avaliar os limites de operação do SSAA operando em regime de termossifão;
- Explorar o programa *TermoSim* para expandir a validade e aperfeiçoar o programa *TermoDim*;
- Adaptar as interfaces do programa *TermoSim* para facilitar a análise gráfica de pós-processamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abd-al Zahra, H.A.A., Joudi, K.A., 1984. "An experimental investigation into the performance of a domestic thermosyphon solar water heater under varying operating conditions", **Energy Conversion and Management**, vol. 24, 3, pp. 205-214.

Abdou, A.K., 1989. "Flow in the circulation loop of a thermosyphon solar water heating system", Solar Buildings, **Proceedings of the Fifth SOLERAS Workshop**. Riyadh, Saudi Arabia, pp. 35-58.

ABNT NBR 10184, 1988. "Coletores solares planos para líquidos, determinação do rendimento térmico, método de ensaio", **ABNT NBR 10184**, jan.

Aranovitch et al., 1989. "**Non nuclear energies European solar collectors and systems testing group recommendations for performance and durability tests of solar collector and water heating systems**", Commission of The European Communities EUR 11606 EN, may.

Argiriou, A.A., 1997. "CSHPSS systems in Greece: test of simulation software and analysis of typical systems", **Solar Energy**, vol. 60, n 3-4, pp. 159-170.

ASHRAE STANDARD 93-1977: "Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors".

Bannerot, R.B., Tu, Y.W., Scott, A. Placke, G., Poche, T., 1984. "A simple device for monitoring flow rates in thermosyphon solar water heaters", **ASES Proceedings of the 1984 Annual Meeting American Solar Energy Society**, Inc - Technical Papers, pp. 173-178.

Baughn, J.W., Dougherty, D.A.M., 1977. "Experimental investigation and computer modeling of a solar natural circulation system". **Proc. 1977 Annual Meeting of the American Section of the ISES**, June, vol. 1, 4.25-4.29.

Baughn, J.W., Dougherty, D.A.M., 1978a. "Effects of low solar input and amount of storage on thermosyphon hot water system performance". **Winter Annual Meeting of the ASME**. San Francisco, CA, 10-15 Dec.

Baughn, J.W., Dougherty, D.A.M., 1978b. "Effect of storage height on the performance of a natural circulation (thermosyphon) hot water system". **Proc. 2nd Nat. Passive Solar Conf.**, Philadelphia, PA, 16-18, March, vol. 2, 637-641.

Bello, M.B., Sambo, A.S., 1992. "Simulation studies on pipe spacings for collector and tank sizes for a water heater", **Energy Conversion and Management**, vol. 33, pp. 215-223.

Bird, R.B., Stewart, W.E., Lightfoot, E.N., 1960. "**Transport Phenomena**", John Wiley & Sons, New York.

Braun, J. E., Fanney, H. (1993). "Design and Evaluation of Thermosiphon Solar Hot Water Heating Systems", **Proceedings ASME Meeting**, Minneapolis.

Callejas, R.L., Lanzagorta, G.G., Corvera, R.G., 1988. "Simulación del comportamiento de um colector solar plano trabajando en termosifón", **LATCYM 88 - III Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia**, Guanajuato, México.

Cárdenas, A.B., 1992. "Análise do aquecimento solar de água por sistema a termossifão", Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro.

CEMIG, 1987. "Seminário sobre aquecimento solar como alternativa de conservação de energia", Belo Horizonte, agosto.

CEMIG, 1993. "Seminário - Aquecimento solar na atualidade - Conforto e economia na construção de edificações e em sua Utilização", Belo Horizonte, dezembro.

Chimney, D.N.W., 1971. "Solar water heating in South Africa", **CSIR Res. Rep.** 248.

Chouard, P., 1981. "Solar heating system design: the part of simulation models", **Energy and Buildings**, vol. 3, pp. 197-212.

Close, D.J., 1962. "The performance of solar water heaters with natural circulation", **Solar Energy**, vol. 6, pp. 33-40.

Close, D.J., 1967. "A design approach for solar processes", **Solar Energy**, vol. 11, 112-122.

Daneshyar, M., 1979. "Mean monthly performance of solar water heaters with natural circulation". **Proc. ISES**, S.J. Cong., Atlanta, Georgia, May, vol. 2, 983-987.

De Sa, V.G., 1964. "Solar energy utilization at Dacca", **Solar Energy**, vol. 8, 83-90.

Du, S.C., Huang, B.J., Yen, R.H., 1994. "Hydrodynamic instability of solar thermosiphon water heaters", **Journal-of-Solar-Energy-Engineering**, Transactions-of-the-ASME. vol. 116 n 1, pp. 53-62, Feb.

Duffie, J.A., Beckman, W.A. 1991. "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.

Evans, D.L., Rulf, T.T., Wood, B.D., 1982. A new look at long term collector performance and utilizability, **Solar Energy**, vol. 28, No. 1, pp. 13-23.

Fanney, A.H., Dougherty, B.P., 1987. "Measurement of buoyancy-induced flow using a self-heated thermistor flowmeter", **J-Sol-Energy-Eng-Trans-ASME**, v 109 n 1 Feb, p 34-39.

F-Chart Software homepage. Disponível em: <<http://www.fchart.com>> acesso em abril de 2003.

Garg, H.P., 1987. "Advances in solar energy technology, collection and storage systems", D. Reidel Publishing Company, Holland, vol. 1, pp. 557-653.

Ghaddar, N.K., 1994. "Stratified storage tank influence on performance of solar water heating system tested in Beirut", **Renewable Energy**, vol. 4, pp. 911-925.

Gordon, J.M., Zarmi, Y., 1981. "Thermosyphon systems: single versus multi-pass", **Solar Energy**, 27, 441.

Grossman, G., Shitzer, A., Zvirin, Y., 1977. "Heat transfer analysis of a flat-plate solar energy collector", **Solar Energy**, vol. 19, 493-502.

Gupta, C.L., Garg, H.P., 1968. "System design in solar water heater with natural circulation", **Solar Energy**, vol. 12, 163-182.

Gutierrez, G., Hincapie, F., Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1974. "Simulation of forced circulation water heaters: effects of auxiliary energy supply, load type, and storage capacity", **Solar Energy**, vol. 15, 287-298.

Hasan, A., 1997. "Thermosyphon solar water heaters: effect of storage tank volume and configuration on efficiency", **Energy Conversion and Management**, vol. 38, pp. 847-854.

Hobson, P.A., Norton, B., 1988. "Verified accurate performance simulation model of direct thermosyphon solar energy water heaters", **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 110, pp. 282-291.

Hollands, K.G., Lightstone, M.F., 1989. "A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems", **Solar Energy**, vol. 43, 97-105.

Holman, J.P., 1993. "**Transferência de Calor**", McGraw-Hill.

Huang, B.J., 1980. "Similarity theory of solar heater with natural circulation", **Solar Energy**, vol. 25, pp. 105-116.

Huang, B.J., 1989. "Development of long-term performance correlation for solar thermosyphon water heater", **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 111, pp. 124-131.

Huang, B.J., Hsieh, C.T., 1985. "A simulation method for solar thermosyphon collector", **Solar Energy**, vol. 35, 31-43.

Hussein, H.M.S., 2002. "Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater", **Energy Conversion and Management**, vol. 43, pp. 2479-2492.

Hussein, H.M.S., 2003. "Optimization of a natural circulation of two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater", **Energy Conversion and Management**, vol. 44, pp. 2341-2352.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 1992. "**Fundamentos de transferência de calor e de massa**", LTC, Rio de Janeiro.

INMET, 1988. "**Boletim de Radiação Trimestral**". Ministério da Agricultura.

Jones, G.F., Lior, N., 1979. "Optimal insulation of solar heating system pipes and tanks", **Energy**, vol. 4, pp. 593-621.

Kalogirou, S.A., Panteliou, S., 2000. "Thermosiphon solar domestic water heating systems: long-term performance prediction using artificial neural networks", **Solar Energy**, vol. 69 (2), pp. 163-174.

Kalogirou, S.A., Panteliou, S., Dentsoras, A., 1999. "Artificial neural networks used for the performance prediction of a thermosiphon solar water heater", **Renewable Energy**, vol. 18, n. 1, pp. 87-99.

Kalogirou, S.A., Papamarcou, C., 2000. "Modelling of a thermosiphon solar water heating system and simple model validation", **Renewable Energy**, vol. 21, n. 3, pp. 471-493.

Khalifa, A.J.N., Hussian, M.A., 2002. "Heat flow in a horizontal solar thermal storage tank with an auxiliary heater", **Energy Conversion and Management**, vol.43, pp. 549-555.

Khalifa, A.J.N., Mehdi, M.M., 1999. "On the verification of one dimensional heat flow in horizontal thermosiphon storage tank", **Energy Conversion and Management**, vol. 40, pp. 961-974.

Klein, S.A., 1976. "**A design procedure for solar heating systems**". Ph.D., University of Wisconsin, Madison, WI.

Klein, S.A., et al., 1997. "**TRNSYS, A Transient Simulation Program**", Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.

Kreith, F., Kreider, J.F. 1978. "**Principles of Solar Engineering**", Mc Graw-Hill.

Kudish, A.I., Santamaura, P., Beaufort, P., 1985. "Direct measurement and analysis of thermosiphon flow", **Solar Energy**, vol. 35, 167-173.

Lacerda, R.F., 1983. "**Análise dinâmica de sistemas de aquecimento de água com convecção natural**", Dissertação de Mestrado, Engenharia Química, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro.

Lacroix, M., 1999. "Electric water heater designs for load shifting and control of bacterial contamination", **Energy Conversion and Management**, vol. 40, pp. 1313-1340.

Lafay, J.M.S, Krenzinger, A., Prieb, C.W.M., 2003. "Experimental results for analysis of hybrid solar & gas water heating systems", **COBEM 2003** (aceito para publicação).

Malkin, M.P., Klein, S.A., Duffie, J.A., Copsey, A.B., 1987. "A design method for thermosiphon solar domestic hot water systems", **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 109, pp. 150-155.

Marion, W., Urban, K., 1995. "**User's manual for TMY2s Typical Meteorological Years**", NREL.

Mertol, A., Place, W., Webster, T., Greif, R., 1981. "Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosyphons with heat exchangers", **Solar Energy**, vol. 27, 367-386.

Michaelides, I.M., Kalogirou, S.A., Chrysis, I., Roditis, G., Hadjiyianni, A., Kambezidis, H.D., Petrakis, M., Lykoudis, S., Adamopoulos, A.D., 1999. "Comparison of performance and cost effectiveness of solar water heaters at different collector tracking modes in Cyprus and Greece", **Energy Conversion and Management**, vol. 40, n. 12, pp. 1287-1303.

Michaelides, I.M., Lee, W.C., Wilson, D.R., Votsis, P.P., 1992. "Computer simulation of the performance of a thermosyphon solar water-heater", **Applied Energy**, v 41 n 2, pp. 149-163.

Misra, R.S., 1994a. "Performance evaluation of some pressurized and a non-pressurized thermosyphonic solar water heating systems", **Energy Conversion and Management**, vol. 35, 173-191.

Misra, R.S., 1994b. "Thermal stratification with thermosyphon effects in solar water heating systems", **Energy Conversion and Management**, vol. 35, pp. 193-203.

Misra, R.S., 1994c. "Techno-economic optimization of thermosyphonic solar hybrid water heating systems", **Energy Conversion and Management**, vol. 35, 3, pp. 205-217.

Morrison, G.L. and Braun, J.E., 1985. "System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters", **Solar Energy**, vol. 34, pp. 389-405.

Morrison, G.L., 1986. "Reverse circulation in thermosyphon solar water heaters", **Solar Energy**, vol. 36, pp. 377-379.

Morrison, G.L., Ranatunga, D.B.J., 1980a. "Transient response of thermosyphon solar collectors", **Solar Energy**, vol. 24, 55-61.

Morrison, G.L., Ranatunga, D.B.J., 1980b. "Thermosyphon circulation in solar collectors", **Solar Energy**, vol. 24, 191-198.

Morrison, G.L., Sapsford, C.M., 1983. "Long term performance of thermosyphon solar water heaters", **Solar Energy**, vol. 30, 341-350.

Morrison, G.L., Tran, H.N., 1984. "Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters", **Solar Energy**, vol. 33, pp. 515-526.

Norton, B., 1992. "**Solar Energy Thermal Technology**", Springer Verlag.

Norton, B., 1995. "A generalized dimensionless grouped parameter method for characterizing generic types of solar energy water heaters", **Applied Energy**, vol. 52 (supplement), pp. 511-517.

Norton, B., Eames, P.C., Lo., S.N.G., 2001. "Alternative approaches to thermosyphon solar-energy water heater performance analysis and characterization", **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, vol. 5, pp. 79-96.

Norton, B., Edmonds, J.E.J., Kovelos, E., 1992. "Dynamic simulation of indirect thermosyphon solar energy water heaters", **Renewable Energy**, vol. 2, pp. 283-297.

Norton, B., Probert, S.D., 1982. "Natural-circulation solar-energy stimulated systems for heating water", **Applied Energy**, vol. 11, pp. 167-196

Norton, B., Probert, S.D., 1983. "Achieving thermal rectification in natural-circulation solar-energy water heaters", **Applied Energy**, vol. 14, pp. 211-225.

Norton, B., Probert, S.D., 1984. "Measured performances of natural-circulation solar-energy water-heaters", **Applied Energy**, vol. 16, pp. 1-26.

Norton, B., Probert, S.D., 1986. "Thermosyphon solar energy water heaters", **Adv. Solar Energy**, Vol. 3, pp. 125-170.

Oliveski, R.C., 2000. "**Análise numérica e experimental dos campos de temperatura e velocidade em armazenadores térmicos**", Tese de Doutorado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre RS.

Ong, K.S., 1974. "A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater", **Solar Energy**, vol. 16, pp. 137-147.

Ong, K.S., 1976. "An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater", **Solar Energy**, vol. 18, pp. 183-191.

Panteliou, S., Dentsoras, A., Daskalopoulos, E., 1996. "Use of expert systems for the selection and the design of solar domestic hot water systems", **Solar Energy**, vol. 57, pp. 1-8.

Parker, G.J., 1981. "The performance of a solar water heating system in a dwelling in Christchurch, New Zealand", **Solar Energy**, vol. 26, pp. 189-197.

Phillips, W.F, Dave, R.N., 1982. "Effects of stratification on the performance of liquid-based solar heating systems", **Solar Energy**, vol. 29, No. 2, pp. 111-120.

PROMEC. Disponível em <<ftp://ftp.mecanica.ufrgs.br/solar/>> acesso em dezembro de 2002.

PUC/GREEN homepage. Disponível em: <<http://www.green.pucminas.br>> acesso em dezembro de 2002.

Qin, L., 1998. "**Analysis, modeling and optimum design of solar domestic hot water systems**", PhD., Department of Buildings and Energy, Technical University of Denmark.

Rakopoulos, C.D., Vazeos, E., 1986. "A theoretical and experimental investigation of thermosyphon solar water heaters, with indirect heating, under hot water withdrawal conditions", **Energy Conversion and Management**, vol. 26, 1, pp. 95-101.

Reindl, D.T., Beckman, W.A, Duffie, J.A., 1990. "Diffuse fraction correlations", **Solar Energy**, vol. 45, pp. 1-7.

RETScreen International, homepage Disponível em: <<http://www.etscreen.net>> acesso

em abril de 2003.

Riddle, D.E., 1985. “Modelling the transient performance of natural circulation solar hot water systems”, **Num. Meth. Problems**, vol. 4, 1029-1039.

Shariah, A., Dajeh, D. and Malhi, N., 1999. “Best connection scheme of collector modules of thermosyphon solar water heater operated at high temperatures”, Technical note, **Renewable Energy**, Volume 17, Issue 4, 1 August, pp. 573-586.

Shariah, A.M., Ecevit, A., 1995. “Effect of hot water load temperature on the performance of a thermosyphon solar water heater with auxiliary electric heater”, **Energy Conversion and Management**, vol. 36, pp. 289-296.

Shariah, A.M., Löf, G.O.G., 1997. “Effects of auxiliary heater on annual performance of thermosyphon solar water simulated under variable operations conditions”, **Solar Energy**, vol. 60, pp. 119-126.

Shitzer, A., Kalmanoviz, D., Zvirin, Y., Grossman, G., 1979. “Experiments with a flat plate solar water heating system in thermosyphonic flow”, **Solar Energy**, vol. 22, pp. 27-35.

Siddiqui, M.A., 1997. ‘Heat transfer and fluid flow studies in the collector tubes of a closed-loop natural circulation solar water heater’, **Energy Conversion and Management**, vol. 38, pp. 799-812.

Siqueira, A.M.O., 1996. “**Análise térmica de aquecedores solares operando em circulação natural e em circulação forçada**”, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte.

Siqueira, A.M.O., Krenzinger, A., 1998a. “A model for sizing thermosyphon solar water heating systems”, **VII Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia – LATCYM 98**, Salta, Argentina (cd-rom).

Siqueira, A.M.O., Krenzinger, A., 1998b. “Cálculo da eficiência diária em sistema de aquecimento solar operando em regime de termossifão”, **Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL – MERCOFRIO 98**, Porto Alegre. (cd-rom).

Sissom, L.E., Pitts, D.R., 1972. “**Fenômenos de Transporte**”, Guanabara Dois, Rio de Janeiro.

Smith, T.R., 1997. “**In-situ parameter estimation for solar domestic hot water heater systems components**”, Master of Science, Department of Mechanical Engineering, Colorado State University, Fort Collins, Colorado.

Sodha, M.S., Tiwari, G.N., 1981. “Analysis of natural circulation solar water heating systems”, **Energy Conversion and Management**, Vol. 21, pp. 283-288.

Sokolov, M., Arbel, A., 1992. "Conditioning of utilizable energy by a thermostatic control of the thermosyphonic flow in solar systems", **Solar Energy**, vol. 49, pp. 181-189.

Song, Z.P., Zhang, H.J., 1982. "Prediction of system performance of solar water heaters for specified locality", **Solar Energy**, vol. 28, 433-441.

Streeter, V.L., Wylie, E.B., 1982. "**Mecânica dos Fluidos**", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.

Swift, T.N., 1996. "**Improving thermosyphon solar domestic hot water system model performance**", Master of Science, Department of Mechanical Engineering, Colorado State University, Fort Collins, Colorado.

Tiwari, G.N., Lawrence, S.A., 1991. "A transient analysis of a closed loop solar thermosyphon water heater with heat exchangers", **Energy Conversion and Management**, vol. 31, 5, pp. 505-508.

Treis, F.L., 1991. "**Simulação de sistemas de aquecimento de água por energia solar com circulação natural**", Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, RS.

Tully, N., 1995. "The influence of electrical backup element size on the performance of a solar thermosyphon DHW system", **Energy**, vol. 20, pp. 209-217.

Uhlemann, R., Bansal, N.K., 1985. "Side-by-side comparison of a pressurized and a nonpressurized solar water heating thermosyphon system", **Solar Energy**, vol. 34, 317-328.

Valentin Energie Software homepage. Disponível em: <<http://www.valentin.de>> acesso em abril de 2003.

Vaxman, M., Sokolov, M., 1986. "Effects of connecting pipes in thermosyphonic solar systems", **Solar Energy**, vol. 37, pp. 323-330.

Vieira, L.R., 2001. "**Estratégias para minimizar o consumo de energia elétrica no apoio a sistemas solares de aquecimento de água**". Dissertação de Mestrado. UFRGS/PROMEC, Porto Alegre, RS.

Wenxian, L., Enrong, L., 1995. "The impact of power of the auxiliary electric heater in the storage tank on the performance of a thermosyphon solar water system with an auxiliary electric heater (TSAEH)", **Energy**, vol. 20, pp. 1265-1270.

Wenxian, L., Enrong, L., Dongcheng, W., 1990. "A model for thermosyphon solar water heaters assisted by auxiliary electric heaters", **Energy**, vol. 15, pp. 767-772.

Wenxian, L., Enrong, L., Dongcheng, W., 1991. "The solar water heating system with natural circulation assisted by an auxiliary electric heater – performance modeling", **Energy Conversion and Management**, vol. 31, 5, pp. 409-418.

Young, M.F., Bergquam, J.B., 1981. "Performance characteristics of a thermosyphon

solar domestic hot water system”, **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 103, pp. 193-200.

Young, M.F., Bergquam, J.B., 1984. “The performance of a thermosiphon solar domestic hot water system with hot water removal”, **Solar Energy**, vol. 32, pp. 655-658.

Zanesco, I., 1991. “**Análise e construção de um piranômetro fotovoltaico**”, Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, RS.

Zerrouki, A. Boumedien, A, Bouhadeb, K., 2002. “The natural circulation water heater model with linear temperature distribution”, **Renewable Energy** 26, 549-559.

Zvirin, Y., Shitzer, A., Bartal-Bornstein, A., 1978. “On the stability of the natural circulation solar water heater”, **Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.**, Toronto, Canada, vol. 2, 141-145.

Zvirin, Y., Shitzer, A., Grossman, G., 1977. “The natural circulation solar heater-models with linear and nonlinear temperature distributions”, **Int. J. Heat Mass Transfer**, vol. 20, 997-999.

ANEXO A1 – DETERMINAÇÃO DE UA DO RESERVATÓRIO TÉRMICO

Este Anexo apresenta os procedimentos empregados na determinação teórica e experimental do coeficiente global de transferência de calor UA do reservatório térmico em sistema solar de aquecimento de água. Este parâmetro é necessário tendo em vista que para se realizar uma análise do desempenho térmico dos aquecedores solares, passa pela análise do reservatório térmico, cujas perdas térmicas para o ar ambiente são significativas e não podem ser desprezadas, chegando a representar segundo alguns pesquisadores até 15% de toda a energia absorvida e transferida ao fluido de trabalho no reservatório térmico [Smith, 1997].

Nos trabalhos levantados na literatura, verificou-se que, em geral, o coeficiente de perdas do reservatório é determinado teoricamente, através dos parâmetros característicos do reservatório e da especificação do isolamento térmico e/ou experimentalmente, através dos testes de desempenho. As principais constatações observadas são de as medidas analíticas diferem significativamente das observações experimentais, sendo encontrados desvios de até 150%. Segundo estes autores, estas discrepâncias podem ser atribuídas aos fatores: a perda de calor a partir do tanque é maior que a determinada teoricamente, visto que podem ocorrer perdas de calor através das tubulações e outros pontos de conexão (aletas); como o reservatório é termicamente estratificado, as perdas do reservatório e suas “aletas” para o ar ambiente podem variar consideravelmente de camada a camada no reservatório; e finalmente, as correlações para o número de Nusselt empregadas não são representativas dos reservatórios térmicos (algumas apresentam incertezas da ordem de 20%).

A1.1 DETERMINAÇÃO TEÓRICA DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR U_{LT} , U_T E U_B

Considerando-se desprezíveis os coeficientes de transferência de calor entre o fluido e a superfície interior do reservatório, os coeficientes globais de transferência de calor para o reservatório U_{LT} , U_T e U_B podem ser calculados teoricamente pelas expressões:

$$U_{L_t} = \frac{1}{\frac{D \ln \left[1 + \frac{2l_{isol}}{D} \right]}{2K_{isol}} + \frac{D}{h_o(D + 2l_{isol})}} \quad (A1.1)$$

$$U_T = U_B = \frac{1}{\frac{l_{isol}}{K_{isol}} + \frac{1}{h_o}} \quad (A1.2)$$

sendo:

- l_{isol} = espessura do isolamento,
- K_{isol} = condutividade térmica do material do isolamento,
- D = diâmetro do tanque,
- L = comprimento do tanque,
- h_o = coeficiente de transferência de calor externo, que pode ser determinado conforme seção A1.2.

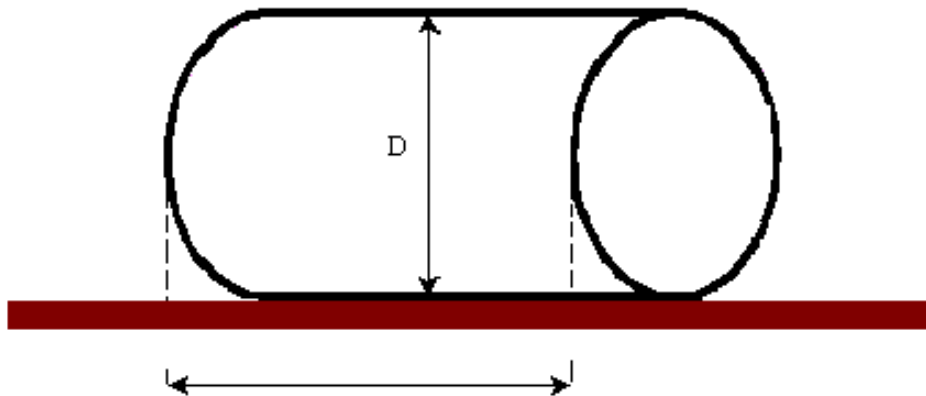


Figura A1.1 – Desenho esquemático do tanque – dimensões (sem o isolamento)

onde, U_{L_t} , U_D e U_E são definidos, respectivamente, numa área arbitrária lateral A_L , direita e esquerda do reservatório, A_T e A_B , de acordo com a Figura A1.1.

$$A_L = \pi DL \quad (A1.3)$$

$$A_D = A_E = \pi \frac{D^2}{4} \quad (\text{A1.3})$$

A1.2 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA CONVECTIVA DE CALOR ENTRE O RESERVATÓRIO E O AR AMBIENTE, H_o

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor, h_o entre o reservatório térmico e o ar ambiente que o cerca, considera-se inicialmente a Figura A1.2. Nela está representado de modo esquemático o reservatório, que pode ser tratado como um cilindro cuja superfície externa está exposta ao ar. Considera-se a espessura da parede do tanque e o recobrimento metálico como sendo delgados e bons condutores de calor, de modo que as resistências a transferência de calor nestas regiões podem ser desprezadas com relação às demais. De modo que em regime permanente, sem geração de calor, o calor atravessa duas seções: a primeira que se refere à camada de isolamento e segunda que diz respeito à convecção com ar circundante. Segundo Jones e Lior [1979], que realizaram um estudo detalhado das perdas térmicas em tanques para sistemas solares de aquecimento, as perdas por radiação representam cerca de 3% no coeficiente global de perdas de calor do reservatório. As perdas por radiação tornam-se mais significativas quando o reservatório está dentro de um recinto fechado (“indoor”). Neste caso, as perdas radiativas são comparáveis as perdas por convecção natural. Mas de um modo geral, estes autores, concluíram que em sistemas solares de aquecimento de água 3 variáveis dominam as perdas térmicas; o diâmetro do tanque, a condutividade térmica do isolamento e a espessura do isolamento. Para facilitar a análise (sem provocar erros significativos), assume-se uma temperatura média (T_m) para o fluido armazenado dentro do tanque e uma temperatura superficial uniforme (T_s).

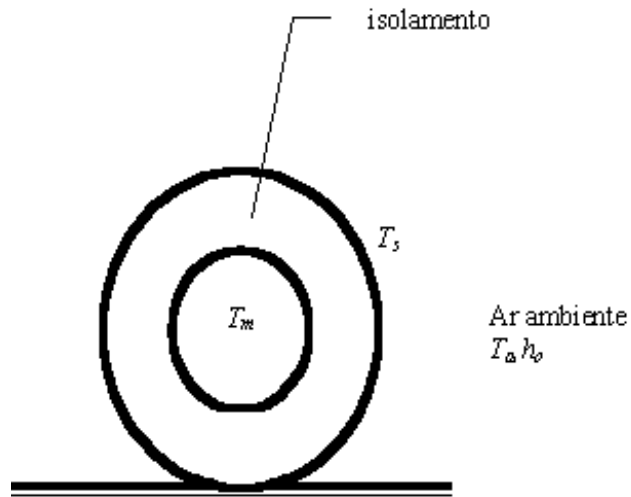


Figura A1.2 – Reservatório térmico com condições superficiais convectivas

Considerando-se a Lei de Fourier e a Lei de Resfriamento de Newton, as taxas de transferência de calor no isolamento e no ar podem ser expressas, respectivamente, por:

$$q_{condução} = \frac{2\pi K_{isol} L (T_m - T_s)}{\ln\left(1 + \frac{2l_{isol}}{D}\right)} \quad (A1.4)$$

$$q_{convecção} = h_o \pi (D + 2l_{isol}) L (T_s - T_a) \quad (A1.5)$$

Que podem ser reescritas como:

$$q_{condução} = \frac{(T_m - T_s)}{R_{condução}} \quad (A1.6)$$

$$q_{convecção} = \frac{(T_s - T_a)}{R_{convecção}} \quad (A1.7)$$

onde $R_{condução}$ e $R_{convecção}$ são, respectivamente, as resistências térmica à condução e à convecção.

Uma vez que a taxa de transferência de calor através do isolamento é igual à taxa de transferência de calor para o ar, tem-se que:

$$q_{condução} = q_{convecção} = \frac{(T_m - T_s)}{R_{condução}} = \frac{(T_s - T_a)}{R_{convecção}} \quad (A1.8)$$

Da expressão anterior pode-se obter T_s a partir do conhecimento das temperaturas T_m e T_a e das resistências térmicas $R_{condução}$ e $R_{convecção}$. No entanto, $R_{convecção} = f(h_o)$ e como h_o pode ser determinado através de equações empíricas que geralmente são da forma $h_o = f(T_s)$, a partir de uma estimativa inicial para h_o pode-se determinar T_s e assim recalculer h_o por uma expressão conhecida. Enquanto houver uma diferença significativa entre os valores estimado e calculado para h_o realiza-se um processo iterativo.

O procedimento para a determinação de h_o pode ser resumido pelos passos:

(Passo 1) De acordo com Incropera e Witt [1992] os valores típicos para o coeficiente de transferência convectiva de calor, h_o estão na faixa $2 < h_o < 25 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Assim, como estimativa inicial, considera-se: $h_o = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

(Passo 2) Cálculo da resistência térmica devido ao isolamento do tanque de acordo com as Eq. A1.4 e A1.6.

(Passo 3) Cálculo da resistência térmica devido à convecção com ar circulante de acordo com as Eq. A.1.5 e A1.7.

(Passo 4) Cálculo da temperatura média da superfície do tanque (incluindo a camada de isolamento térmico):

$$T_s = \frac{T_m R_{convecção} + T_a R_{isolamento}}{(R_{convecção} + R_{isolamento})} \quad (\text{A1.9})$$

(Passo 5) Cálculo do Número de Grashoff:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_a)D^3}{\nu^2} \quad (\text{A1.10})$$

(Passo 6) Determinação do regime de escoamento reinante (se laminar ou turbulento) e cálculo do coeficiente de transferência de calor para o ar em convecção natural ao redor do reservatório térmico, de acordo com as equações empíricas apresentadas em Holman [1983]. Para tal considera-se que o ar ambiente está praticamente quiescente.

$$\text{Se } 10^4 < GrPr < 10^9 \Rightarrow \text{regime laminar} \Rightarrow h = 1,32 \left[\frac{T_s - T_a}{D} \right]^{1/4} [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}] \quad (\text{A1.11})$$

$$\text{Se } GrPr > 10^9 \Rightarrow h = 1,24(T_s - T_a)^{1/5} [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}] \quad (\text{A1.12})$$

(Passo 7) Comparação entre os valores calculado e estimado para o coeficiente convectivo e início do processo iterativo, repetindo desde o Passo 3 até que ocorra a condição abaixo:

$$\text{Se } \left(\frac{|h_c - h_o|}{h_o} \right) 100\% < 10^{-3}\%, \text{ então } h_o = h_c \quad (\text{A1.13})$$

Obs.:

(i) Uma alternativa ao Passo 6 é usar a equação empírica desenvolvida por Churchill e Chu [Incropera e Witt, 1992]:

$$\bar{Nu} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2, \text{ para } 10^{-5} < Ra < 10^{12}, Ra = Gr Pr \quad (\text{A1.14})$$

$$h = \frac{\bar{Nu} K_{ar}}{D} \quad (\text{A1.15})$$

A1.3 DETERMINAÇÃO TEÓRICA DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO RESERVATÓRIO TÉRMICO

Uma vez calculados os coeficientes globais de transferência de calor para o reservatório U_{Lb} , U_T e U_B de acordo com metodologia apresentada na seção A1.1, o coeficiente global de

transferência de calor (UA) do reservatório térmico pode ser estimado teoricamente pelo procedimento apresentado.

Observe que a Eq. 5.6 no Capítulo 5 pode reescrita, aproximadamente, como:

$$\dot{Q}_{perdas} = (UA)(T_m - T_a) \quad (A1.16)$$

onde A é a área do reservatório e a temperatura média T_m é calculada pela média ponderada das temperaturas nodais com relação ao volume nodal:

$$T_m = \frac{\sum_{i=1}^n (V_i T_i)}{V} \quad (A1.17)$$

Igualando-se as Eq. 4.5 e A1.16, tem-se que:

$$(UA) = \frac{\sum_{i=1}^n \{(U_{L_i} A_{L_i} + U_{D_i} A_{D_i} + U_{E_i} A_{E_i}) (T_i - T_a)\}}{(T_m - T_a)} \quad (A1.18)$$

Portanto, calcula-se \dot{Q}_{perdas} , empregando os valores experimentais da temperatura da água em cada nó virtual no tanque e da temperatura ambiente:

$$\dot{Q}_{perdas} = \sum_{i=1}^n \{(U_{L_i} A_{L_i} + U_{D_i} A_{D_i} + U_{E_i} A_{E_i}) (T_i - T_a)\} \quad (A1.19)$$

A razão entre \dot{Q}_{perdas} e a diferença entre a temperatura média do reservatório e a temperatura ambiente fornece uma estimativa do coeficiente global de transferência de calor do tanque, (UA).

ANEXO A2 - TRNSYS

O *TRNSYS 14.2 para Windows* [Klein et al., 1997], disponível comercialmente desde 1996, é um conjunto modular de programas e simulação escritos na linguagem *FORTRAN*. Reconhece uma linguagem de descrição do sistema em que o usuário especifica os componentes que constituem o sistema e a maneira em que são conectados, permitindo que os usuários descrevam e monitorem todas as interações entre componentes. A biblioteca do *TRNSYS* inclui muitos dos componentes encontrados geralmente em sistemas de energia térmicos, bem como rotinas de componentes que possibilitem a entrada/saída de dados do tempo ou outras variáveis. A natureza modular do *TRNSYS* possibilita ao programa uma enorme flexibilidade, e facilita a adição ao programa dos modelos matemáticos não incluídos na sua biblioteca padrão.

TRNSYS é projetado para simular o desempenho transiente de sistemas térmicos solares, sistemas fotovoltaicos, sistemas eólicos e aplicações em ventilação, ar condicionado, conforto térmico de ambientes, etc. Por meio de uma linguagem própria do *TRNSYS*, os componentes são ligados de maneira similar ao de uma placa ou circuito eletrônico, sendo a conexão feita por meio de tubulações, válvulas e dutos como ocorre num sistema real.

O programa realiza as soluções simultâneas necessárias das equações algébricas e diferenciais que representam os componentes, e também realiza a organização dos dados de entrada e saída. Vários níveis de complexidade podem ser empregados para o cálculo: o usuário deve definir o grau de detalhe que requer para a simulação, sendo que para maior detalhe maior será o custo de programação e tempo de computação. Entretanto, a escolha dos componentes e o desenvolvimento do algoritmo são função do projetista ou usuário, que deve definir quais as variáveis influentes no processo em análise, com a definição dos parâmetros de cada componente para conseguir a compatibilidade computacional desejada entre os sub-programas.

A versão que foi utilizada para a realização deste trabalho foi o *TRNSYS 14.2*, que inclui uma interface para Ambiente *Windows* chamada de *IISibat*, na qual estão inseridos todos os programas que compõem o seu pacote.

Com a finalidade de simular o desempenho térmico de aquecedores solares operando em termossifão usando o software *TRNSYS 14.2*, foi criado no *IISibat* um sistema composto pelas seguintes subrotinas (denominadas de *Type “n”*), conforme listado na Figura A2.1 e Tabela A2.1.

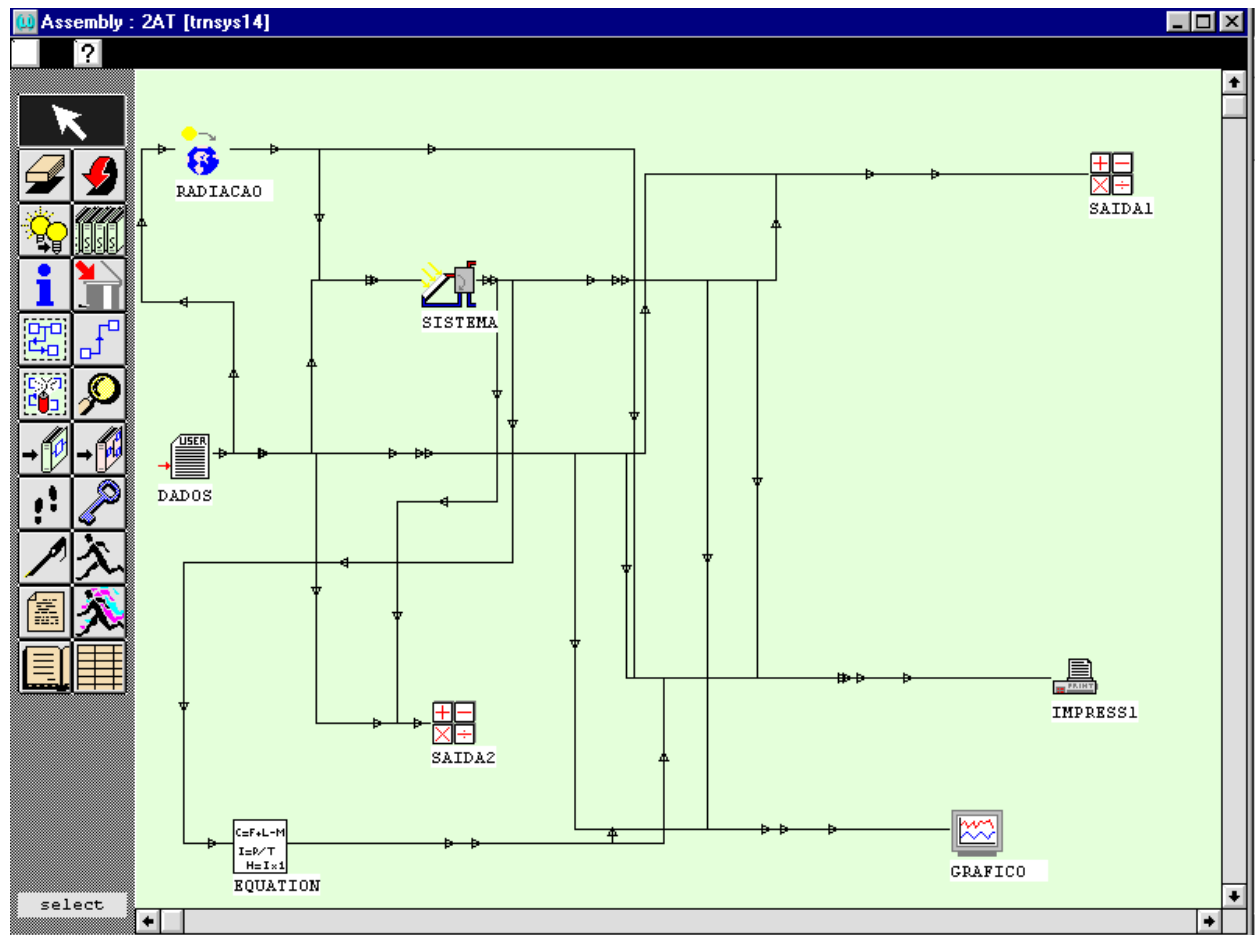


Figura A2.8 –Ambiente IISibat com o sistema termo-solar em análise

Tabela A2.1 – Listagem das subrotinas

Componente (s)	Type
Leitor de Dados	9
Processador de Radiação Solar	16
Termossifão (Coletores solares, Reservatório Térmico e Tubulações)	45
Gráfico on-line	65
Arquivos de Saída	25 e 28

Deve-se observar que o *Type 45*, que constitui o arranjo de coletores, o reservatório térmico, as tubulações hidráulicas e pequenos acessórios, simula um aquecedor solar operando em regime de termossifão:

- considerando o escoamento no circuito como sendo permanente,
- dividindo o circuito em um número de segmentos normais à direção do escoamento,

- aplicando a equação de Bernoulli para fluido incompressível em cada segmento, e finalmente,
- calculando a vazão mássica a cada intervalo de tempo, de modo a satisfazer o balanço da quantidade de movimento, ou seja, a vazão do fluido circulando no sistema é determinada pelo balanço da carga de pressão, gerada pela diferença de densidade do fluido ao longo do sistema, com as perdas de carga devido ao escoamento.

Neste modelamento, a densidade do fluido é calculada à temperatura local, usando uma correlação para água. As tubulações hidráulicas são consideradas como um único segmento, com desprezível capacidade térmica e coeficiente de perdas uniforme.

O comportamento térmico dos coletores é realizado de acordo com a metodologia de Hottel-Bliss-Whillier [Duffie e Beckman, 1991], sendo o coletor dividido em N_x segmentos iguais.

A estratificação térmica no reservatório de água quente, por sua vez, é realizada conforme o modelo Plug-Flow [Klein et al., 1997; Duffie e Beckman, 1991], que usa tamanhos variáveis de segmento de fluido. O tamanho dos segmentos é governado pelo intervalo de tempo adotado na simulação, pela magnitude das vazões do coletor e de demanda, perdas térmicas e aquecimento auxiliar. A estratificação da temperatura pode ser modelada com pequenos segmentos na zona de gradiente de temperatura sem a necessidade de se usar pequenos Δt para se obter uma solução coerente.

Há dois modos de operação. No primeiro, o tanque possui posições de entrada fixas e o fluxo mistura com os segmentos adjacentes se sua temperatura estiver dentro de $\frac{1}{2}$ °C. Por outro lado, um novo segmento é criado e as inversões de temperatura são corrigidas pela mistura de segmentos apropriados acima e abaixo das entradas. No modo 2, o tanque possui posições variáveis de entrada e os novos segmentos são inseridos adequadamente de modo a se evitar as possíveis inversões de temperatura. Isto permite um maior grau de estratificação, sendo equivalente ao modelo multi-nodal [Duffie e Beckman, 1991] com um grande número de nós.

Conforme discutido no trabalho de Oliveski [2000] o problema da inversão térmica neste caso é burlado através de artifícios computacionais, ou seja, através da troca de temperatura entre as camadas envolvidas na inversão, considerando que a temperatura mais alta, em qualquer instante de tempo, deve estar sempre na parte superior do reservatório térmico.

A Figura A2.2 ilustra o conceito deste modelo de tanque. Neste exemplo, o tanque é inicialmente dividido em quatro segmentos de volume V_i e temperatura T_i , de modo que nenhuma inversão de temperatura ocorre. Em um período de tempo, a fonte de calor (no caso o coletor solar) entrega um volume de líquido, V_h , igual a $m_h \Delta t / \rho$ a uma temperatura T_h , onde: $\dot{m}_h =$

vazão mássica da água quente oriunda dos coletores entrando no tanque e ρ = massa específica do fluido.

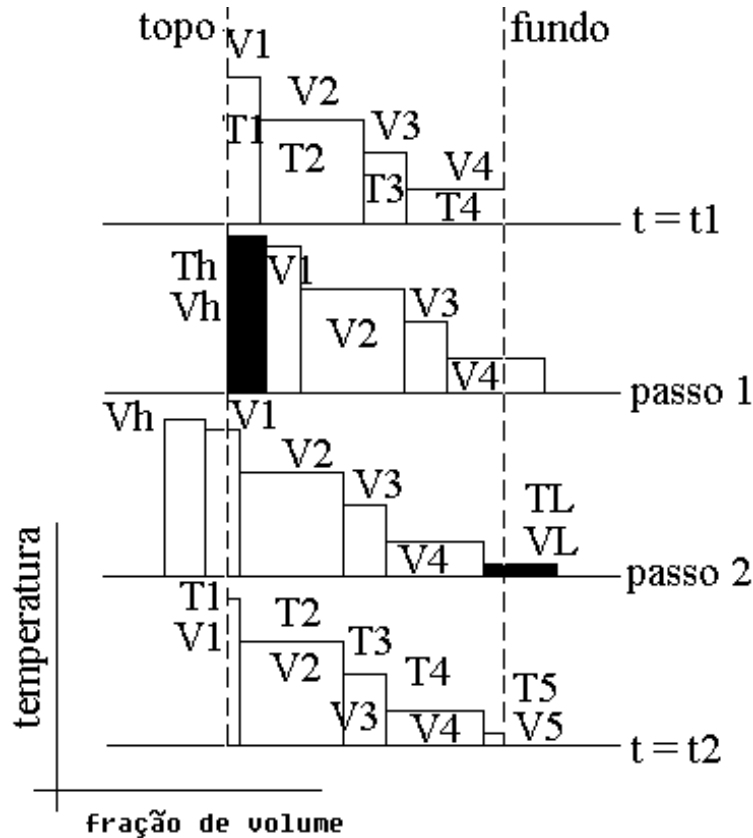


Figura A2.2 – Modelo de Estratificação Térmica *Plug-Flow*

Assumindo que T_h é maior que T_i , então um novo segmento é adicionado ao topo do tanque e o perfil de temperatura é alterado. Ao mesmo tempo, ocorre uma entrada de fluido frio da rede devido a retirada de água quente para o consumo. O fluido frio é adicionado com um volume V_L , igual a $m_L \Delta t / \rho$ e temperatura T_L , sendo \dot{m}_L = vazão mássica a água destinada ao consumo. Se T_L é menor que T_4 , então um segmento é adicionado ao fundo do tanque e o perfil é novamente alterado. A variação líquida no perfil do tanque é igual à diferença entre o volume total da fonte quente e o volume retirado para o consumo, ou seja, $(m_h - m_L) \Delta t / \rho$. Os volumes correspondentes aos segmentos e/ou fração de segmentos cujas posições “caiam” fora dos limites do tanque são retornados à fonte de calor e à demanda.

No modo 1, as temperaturas médias de demanda e de retorno à fonte quente são computadas depois de o perfil ter sido corrigido para as inversões de temperatura. Segmentos são combinados até que as não ocorram mais inversões de temperatura.

As perdas térmicas a partir do tanque e a condução entre os segmentos são avaliadas antes do perfil de temperatura ter sido ajustado para as vazões e para o fornecimento auxiliar de calor. Isto é realizado pela resolução da equação diferencial do balanço de energia para cada segmento do tanque. Quando a condução é incluída, o conjunto de equações diferenciais acopladas é resolvido por substituição sucessiva. A condução nas paredes do tanque pode ser incluída usando-se uma condutância efetiva.

A perda de carga ao longo das tubulações hidráulicas é avaliada a partir do fator de atrito laminar, considerando-se atrito adicional devido ao desenvolvimento do escoamento na região de entrada dos mesmos. A perda de carga no coletor é avaliada teoricamente, assumindo-se distribuição uniforme entre os tubos. No tanque, a perda de carga é considerada desprezível. São, ainda, consideradas as perdas singulares devido ao atrito em tês, joelhos, restrições e expansões ao longo das tubulações.