

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE UM SISTEMA SOLAR
DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR CIRCULAÇÃO NATURAL
LOCALIZADO EM ITAJUBÁ – MG**

**Dissertação apresentada à
Universidade Federal de Itajubá
para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia Mecânica.**

**Área de Concentração:
Conversão de Energia**

Aluno: Leandro da Silva Sales

**Orientador: Prof. Dr. Ricardo
Dias Martins de Carvalho**

Itajubá, agosto de 2004

A minha mãe Ana Albino da Silva, a
cujos sacrifícios devo minha formação.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Ricardo Dias Martins de Carvalho pela sua valiosa orientação, incentivo e apoio na elaboração deste trabalho.

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

RESUMO

O presente trabalho representa o passo inicial para o estabelecimento no Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá (IEM-UNIFEI) de uma linha de pesquisa em tratamento de dados climáticos e sua utilização em projetos de engenharia. Foi desenvolvido um perfil do clima da cidade de Itajubá, MG, com base em dados climáticos coletados pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) e os dados tratados foram utilizados para o dimensionamento e análise de sistemas solares de aquecimento de água por circulação natural, operando em Itajubá, ao longo de todos os meses do ano. Os sistemas solares de aquecimento de água por circulação natural são o tipo mais difundido no Brasil e o mais adequado para uso residencial.

Dados brutos de radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento coletados ao longo de seis anos (07/04/1998 a 06/04/2004) foram tratados e organizados em planilhas e gráficos adequados à análise acima. Apesar do banco de dados climáticos para Itajubá ser ainda bastante pequeno, foi possível traçar um perfil preliminar do clima da cidade. À medida que for crescendo o banco de dados, o perfil traçado poderá ser regularmente atualizado e a sua confiabilidade estatística aumentará.

A fim de se simular a operação de sistemas solares de aquecimento de água por circulação natural, desenvolveu-se um programa computacional com base na modelagem do sistema de aquecimento solar completo (coletor solar, reservatório térmico e tubos de conexão). O programa também permitiu realizar o estudo de um sistema utilizado como referência de modo a verificar a influência dos vários parâmetros de projeto sobre o seu desempenho. Na análise realizada, admitiu-se que toda a água quente é consumida apenas à noite, ou seja, considerou-se não haver demanda de água quente ao longo do dia. A utilização de aquecimento auxiliar e a estratificação da água no reservatório também não foram consideradas. Os resultados da análise mostraram que é possível obter água quente adequada para banho durante todos os meses do ano.

Em seguida à análise de desempenho do sistema, foi feita uma análise técnico-econômica visando determinar a possibilidade de aquisição, por diferentes camadas sociais brasileiras, de sistemas solares de aquecimento de água e o seu impacto sobre o consumo de energia elétrica. Foi determinado o tempo de retorno do investimento para diferentes capacidades requeridas do sistema, considerando-se a operação do aquecedor ao longo de todo o ano em Itajubá. Nestes cálculos, foram utilizados valores do custo da energia elétrica e do crédito bancário representativos do mercado brasileiro. Verificou-se que a economia mensal de energia elétrica obtida permite o pagamento das prestações de financiamento para sistemas com capacidades a partir de 250 litros. Porém, cerca de 67% dos domicílios brasileiros não teriam acesso ao crédito para financiamento destes sistemas. Há, por conseguinte, a necessidade de incentivos governamentais para atender a população com menor renda.

ABSTRACT

The present work represents the initial step to establish at IEM-UNIFEI a research group in the analysis of weather data and its use in engineering applications. A preliminary profile of the climate of Itajubá, MG, was developed based on weather data collected by the Brazilian Space Research Institute (INPE) and the reduced data were used for sizing and simulating the performance throughout the year of a natural circulation solar heater. The weather data analyzed were the ambient air temperature, solar radiation, and wind velocity and direction.

In order to perform the simulation mentioned above, a computer routine was developed based on a model of the complete solar system — solar collectors, storage tank, and connecting pipes. The computer routine also allowed for a parametric analysis to be made so as to check the influence of several design parameters on the system performance.

Next, a cost-benefit analysis was made to check whether Brazilian lower classes would have access to solar heaters. The payback time was determined for different system capacities using values representative of the Brazilian financial market.

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Fontes de Dados Climáticos no Brasil.....	1
1.2	Disponibilidade de Dados de Radiação Solar no Brasil.....	3
1.3	Utilização da Energia Solar para Aquecimento de Água.....	15
1.4	Classificação dos Sistemas de Aquecimento Solar de Água.....	20
1.5	Sistemas Solares Planos, Distribuídos, para Aquecimento de Água.....	25
1.6	Objetivos do Presente Trabalho.....	29
2	DADOS DE RADIAÇÃO SOLAR PARA UTILIZAÇÃO EM PROJETOS DE SISTEMAS TERMOSSOLARES.....	31
2.1	A Radiação Solar.....	31
2.2	Geometria Solar.....	41
2.3	Hora Solar.....	46
2.4	Ângulos Relativos à Instalação do Coletor Solar.....	48
2.5	Solarimetria e Instrumentos de Medição.....	51
3	METODOLOGIAS DE TRATAMENTO DE DADOS CLIMÁTICOS.....	55

3.1	Discussão Preliminar	55
3.2	Definições Estatísticas.....	56
3.3	Ano Meteorológico Típico ASHRAE	59
3.4	Metodologias de Tratamento de Dados Climáticos do LabEEE-UFSC.....	60
3.4.1	Tratamento de Dados de Nebulosidade.....	60
3.4.2	Tratamento de Dados para o Vento.....	62
3.5	Análise do Comportamento dos Ventos	62
3.6	Metodologias de Tratamento de Dados de Radiação Solar para Projeto e Análise de Equipamentos Solares.....	70
3.7	Geração de Seqüências Sintéticas de Radiação Solar e Temperatura	71
3.8	Metodologias Utilizadas para Tratamento de Dados para Itajubá.....	79
3.8.1	Organização Geral e Tratamento dos Dados de Temperatura.....	79
3.8.2	Organização Geral e Tratamento dos Dados de Radiação Solar.....	81
3.8.3	Organização Geral e Tratamento dos Dados de Magnitude e Direção dos Ventos	84
3.9	Considerações Finais	88
4	TRATAMENTO DE DADOS CLIMÁTICOS PARA ITAJUBÁ.....	89
4.1	O Sistema Brasileiro de Coleta de Dados do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais.....	89
4.2	A Plataforma de Coleta de Dados INPE-UNIFEI	94
4.3	Análise dos Dados Tratados de Temperatura.....	97
4.4	Análise dos Dados Tratados de Radiação Solar	103

4.5	Análise das Seqüências Horárias Sintéticas de Radiação Solar e Temperatura.....	112
4.6	Análise dos Dados Tratados de Magnitude e Direção dos Ventos.....	120
4.6.1	Velocidade dos Ventos.....	120
4.6.2	Direção dos Ventos	137
4.7	Considerações Finais	140
5	MODELAGEM DE SISTEMAS DOMÉSTICOS DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA	142
5.1	Discussão Preliminar	142
5.2	Modelagem do Coletor Solar.....	145
5.2.1	Equação Básica do Balanço de Energia	145
5.2.2	Perdas de Calor para o Ambiente.....	148
5.2.3	Distribuição de Temperatura entre os Tubos	156
5.2.4	Distribuição de Temperatura na Direção do Escoamento	162
5.2.5	Temperatura Média da Placa Absorvedora	167
5.2.6	Produto Transmissividade-Absortividade Efetivo	171
5.2.7	Efeitos de Poeira e Sombreamento sobre o Coletor.....	178
5.8	Modelagem do Sistema Completo.....	178
5.8.1	Discussão Preliminar.....	178
5.8.2	Modelos para simulação em regime transiente	179
5.8.3	Descrição do Modelo Utilizado.....	183

5.8.4	Procedimento de Cálculo de Desempenho do Sistema	194
6	ANÁLISE PARAMÉTRICA DE SISTEMAS DOMÉSTICOS DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA.....	198
6.1	Especificações do Sistema de Referência.....	198
6.2	Número e Diâmetro dos Tubos dos Coletores.....	200
6.3	Espessura do Isolante na Base do Coletor	204
6.4	Distância entre a Placa Absorvedora e o Vidro de Cobertura	206
6.5	Espessura do Isolante do Reservatório Térmico.....	207
6.6	Diâmetro Interno dos Tubos de Conexão	209
6.7	Espessura do Isolante dos Tubos de Conexão	210
6.8	Distância Vertical entre a Saída dos Coletores e a Saída do Reservatório.....	212
6.9	Desempenho Comparativo de Sistemas de Aquecimento Solar Otimizado e Alternativo	214
7	ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA	218
7.1	Discussão Preliminar	218
7.2	Tempo de Retorno do Investimento em Sistemas Solares de Aquecimento de Água.....	222
7.3	Especificações Técnicas dos Sistemas Simulados.....	229
7.4	Análise dos Resultados.....	231
7.5	Considerações Finais.....	232
8	CONCLUSÕES	237

9	BIBLIOGRAFIA	238
	APÊNDICE I – EXEMPLO DE LISTAGEM DE DADOS DA PCD INPE–UNIFEI FORNECIDA PELO INPE.....	I
	APÊNDICE II – DADOS CLIMÁTICOS PARA ITAJUBÁ.....	II
	APÊNDICE III – LISTAGEM DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA.....	III

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Distribuição de plataformas de coleta de dados do INPE no Brasil (INPE, 2003).	2
Figura 1.2: Coletor sobre o telhado (CEST, 2003).	13
Figura 1.3: Instalação independente (CEST, 2003).	14
Figura 1.4: Vista do conjunto habitacional (CEST, 2003).	14
Figura 1.5: Redução do consumo de energia (Green Solar, 2003).	15
Figura 1.6: Distribuição do consumo residencial de energia elétrica (CEMIG, 1987).	17
Figura 1.7: Desagregação da curva de demanda (CEST, 2003).	18
Figura 1.8: Componentes de uma placa coletora plana (Norton, 1991).	21
Figura 1.9: Coletores solares concentradores de um sistema térmico de geração solar de energia elétrica localizado na Califórnia (www.aneel.gov.br).	22
Figura 1.10: Sistema solar plano, distribuído com circulação natural de água.	27
Figura 1.11: Mecanismo de absorção de calor por uma placa plana (Borges e Pereira, 2001).	28
Figura 2.1: Potência emissiva espectral da radiação solar (CEST, 2003).	32
Figura 2.2: Parte do espectro eletromagnético evidenciando a banda solar (CEST, 2003).	33
Figura 2.3: Componentes da radiação solar ao nível do solo (CRESESB, 2003).	34
Figura 2.4: Trajetória dos raios de Sol na atmosfera e definição do coeficiente de Massa de Ar (AM) (CRESESB, 2003).	35

Figura 2.5: Curva da radiação solar incidente em Belo Horizonte-MG (CEST, 2003).	36
Figura 2.6: Esquema simplificado da trajetória dos raios solares dentro do coletor plano (CEST, 2003).	37
Figura 2.7: Transmissividade espectral do vidro (CEST, 2003).....	39
Figura 2.8: Absortividade espectral do óxido de cromo (CEST, 2003).....	40
Figura 2.9: Órbita da Terra em torno do Sol com seu eixo N-S inclinado de um ângulo de 23,5° (CRESESB, 2003).....	42
Figura 2.10: Ângulo horário (CEST, 2003).	43
Figura 2.11: Ângulo de altitude solar (CEST, 2003).	44
Figura 2.12: Ângulo de incidência da radiação direta (CEST, 2003).	45
Figura 2.13: Ângulo de azimute solar (CEST, 2003).	45
Figura 2.14: Ângulo azimutal de superfície (CEST, 2003).	49
Figura 2.15: Ângulo de inclinação da superfície (CEST, 2003).....	50
Figura 2.16: Instrumentos solarimétricos (CRESESB, 2003).....	53
Figura 3.1: Distribuições simétrica, assimétrica à esquerda e assimétrica à direita (Triola, 1999).	58
Figura 3.2: O desvio padrão como uma medida da dispersão dos dados (Triola, 1999).	58
Figura 3.3: Rosa dos ventos da freqüência de ocorrência em porcentagem por setor.	66
Figura 3.4: Rosa dos ventos da velocidade média em m/s por setor.....	68
Figura 3.5: Organograma dos dados tratados de temperatura.	80

Figura 3.6: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTT-GLOBAL-MM.....	80
Figura 3.7: Organograma dos dados tratados de radiação solar.....	83
Figura 3.8: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTR-GLOBAL-HH.....	83
Figura 3.9: Organograma de dados tratados de magnitude e direção dos ventos.	84
Figura 3.10: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-HH-1999.....	85
Figura 3.11: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-DIR-1999.	85
Figura 3.12: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-CLA-1999.	86
Figura 3.13: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-MM-1999.	86
Figura 4.1: Sensor de temperatura e umidade relativa do ar utilizado nas PCDs do INPE.....	91
Figura 4.2: Sensor ultra-sônico do vento utilizado nas PCDs do INPE.....	91
Figura 4.3: Sensor de radiação solar global utilizado nas PCDs do INPE.....	93
Figura 4.4: Temperaturas médias mensais em Itajubá.....	99
Figura 4.5: Gráfico das medianas de temperatura ao longo do ano em Itajubá.....	99
Figura 4.6: Frequência total de valores de temperatura para os meses de janeiro do período amostrado.....	101
Figura 4.7: Frequência total de valores de temperatura para os meses de maio do período amostrado.....	101

Figura 4.8: Frequência total de valores de temperatura para os meses de março do período amostrado.....	102
Figura 4.9: Frequência total dos valores de temperatura para os meses de fevereiro do período amostrado.....	102
Figura 4.10: Variação de RadSolDia durante os meses de janeiro do período amostrado.....	103
Figura 4.11: Variação de RadSolDia durante os meses de fevereiro do período amostrado.....	104
Figura 4.12: Variação de RadSolDia durante os meses de março do período amostrado.....	104
Figura 4.13: Variação de RadSolDia durante os meses de abril do período amostrado.....	105
Figura 4.14: Variação de RadSolDia durante os meses de maio do período amostrado.....	105
Figura 4.15: Variação de RadSolDia durante os meses de junho do período amostrado.....	106
Figura 4.16: Variação de RadSolDia durante os meses de julho do período amostrado.....	106
Figura 4.17: Variação de RadSolDia durante os meses de agosto do período amostrado.....	107
Figura 4.18: Variação de RadSolDia durante os meses de setembro do período amostrado.....	107
Figura 4.19: Variação de RadSolDia durante os meses de outubro do período amostrado.....	108

Figura 4.20: Variação de RadSolDia durante os meses de novembro do período amostrado.....	108
Figura 4.21: Variação de RadSolDia durante os meses de dezembro do período amostrado.....	109
Figura 4.22: Valores médios mensais de RadSolDia com base no período global de amostragem.....	111
Figura 4.23: Perfil horário de temperatura para o mês de janeiro em Itajubá.....	114
Figura 4.24: Perfil horário de temperatura para o mês de fevereiro em Itajubá.....	114
Figura 4.25: Perfil horário de temperatura para o mês de março em Itajubá.....	115
Figura 4.26: Perfil horário de temperatura para o mês de abril em Itajubá.....	115
Figura 4.27: Perfil horário de temperatura para o mês de maio em Itajubá.....	116
Figura 4.28: Perfil horário de temperatura para o mês de junho em Itajubá.....	116
Figura 4.29: Perfil horário de temperatura para o mês de julho em Itajubá.....	117
Figura 4.30: Perfil horário de temperatura para o mês de agosto em Itajubá.....	117
Figura 4.31: Perfil horário de temperatura para o mês de setembro em Itajubá.....	118
Figura 4.32: Perfil horário de temperatura para o mês de outubro em Itajubá.....	118
Figura 4.33: Perfil horário de temperatura para o mês de novembro em Itajubá.....	119
Figura 4.34: Perfil horário de temperatura para o mês de dezembro em Itajubá.....	119
Figura 4.35: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante o mês de setembro de 2000.....	122
Figura 4.36: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de janeiro do período amostrado.....	123

Figura 4.37: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de fevereiro do período amostrado.....	124
Figura 4.38: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de março do período amostrado.	125
Figura 4.39: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de abril do período amostrado.....	126
Figura 4.40: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de maio do período amostrado.	127
Figura 4.41: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de junho do período amostrado.	128
Figura 4.42: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de julho do período amostrado.....	129
Figura 4.43: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de agosto do período amostrado.....	130
Figura 4.44: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de setembro do período amostrado.....	131
Figura 4.45: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de outubro do período amostrado.....	132
Figura 4.46: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de novembro do período amostrado.	133
Figura 4.47: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de dezembro do período amostrado.....	134
Figura 4.48: Valores da velocidade média mensal ao longo do período amostrado.	136
Figura 4.49: Distribuição da magnitude dos ventos, em m/s, por setor direcional. .	139

Figura 4.50: Distribuição da frequência dos ventos, em porcentagem, por setor direcional.....	140
Figura 5.1: Esquema de instalação solar operando em termossifão (CEST, 2003).	142
Figura 5.2: Coletor solar plano (Duffie e Beckman, 1974).....	144
Figura 5.3: Foto de um coletor solar plano.	145
Figura 5.4: Distribuição de temperatura da placa absorvedora (Duffie e Beckman, 1974).	146
Figura 5.5: Resistências térmicas no coletor solar.	148
Figura 5.6: Dimensões da placa e do tubo (Duffie e Beckman, 1974).	157
Figura 5.7: Balanço de energia no elemento infinitesimal (Duffie e Beckman, 1974).	157
Figura 5.8: Balanço de energia em um elemento infinitesimal do fluido (Duffie e Beckman, 1974).	162
Figura 5.9: Ângulos de incidência e refração (Duffie e Beckman, 1974).....	172
Figura 5.10: Absorção da radiação solar na placa absorvedora (Oliveira, 1982).	174
Figura 5.11: Resistências térmicas para as perdas pelo topo em um coletor solar com e sem absorção na cobertura (Duffie e Beckman, 1974).	175
Figura 5.12: Sistema de aquecimento solar em circulação natural (termossifão)....	183
Figura 5.13: Diagrama de distribuição de temperatura do sistema termossifão.	184
Figura 5.14: Dados experimentais de elevação da temperatura da água disponíveis na literatura.	197
Figura 6.1: Vazão média diária em função do número de tubos do coletor.....	201

Figura 6.2: Temperatura média da água no reservatório em função do número de tubos do coletor.....	201
Figura 6.3: Eficiência das aletas em função do número de tubos do coletor.....	202
Figura 6.4: Vazão em função do diâmetro dos tubos dos coletores.....	203
Figura 6.5: Temperatura média da água no reservatório em função do diâmetro dos tubos dos coletores.....	204
Figura 6.6: Coeficiente de perda de calor do coletor em função da espessura do isolante da base do coletor.....	205
Figura 6.7: Temperatura da água no reservatório em função da espessura do isolante da base do coletor.....	205
Figura 6.8: Calor perdido pelo topo do coletor em função da distância entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura.....	206
Figura 6.9: Eficiência dos coletores em função da distância entre placa absorvedora e vidro de cobertura.....	207
Figura 6.10: Coeficiente de perda de calor do reservatório em função da espessura do isolante.....	208
Figura 6.11: Temperatura média da água no reservatório em função da espessura do isolante.....	208
Figura 6.12: Vazão em função do diâmetro dos tubos de conexão.....	209
Figura 6.13: Temperatura da água em função do diâmetro dos tubos de conexão.....	210
Figura 6.14: Coeficiente de perda de calor dos tubos de conexão em função da espessura do isolante.....	211
Figura 6.15: Temperatura média da água no reservatório em função da espessura do isolante.....	211

Figura 6.16: Vazão em função da distância vertical entre a saída do reservatório e a saída do coletor.	213
Figura 6.17: Temperatura média da água no reservatório em função da distância vertical entre a saída do reservatório e a saída do coletor.....	213
Figura 6.18: Eficiência dos sistemas ao longo do ano em Itajubá.	216
Figura 6.19: Calor útil obtido pelos sistemas ao longo do ano em Itajubá.	217
Figura 6.20: Temperatura média da água no reservatório ao final do dia.....	217
Figura 7.1: Razão Economia média mensal / Prestação em função da capacidade do sistema.....	236
Figura 7.2: Tempo de retorno do investimento em função da capacidade do sistema.	236

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Fontes de dados climáticos no Brasil.....	2
Tabela 1.2: Métodos de determinação da irradiância solar.....	6
Tabela 1.3: Classificação dos sistemas de aquecimento de água.....	23
Tabela 3.1: Escala Beaufort e os valores correspondentes da velocidade do vento 10m acima do solo.	64
Tabela 3.2: Medidas da velocidade dos ventos.....	65
Tabela 3.3: Regime mensal dos ventos para o setor 0.	69
Tabela 4.1: Comportamento da temperatura de bulbo seco durante o período global de amostragem.	100
Tabela 4.2: Comportamento da Radiação Solar Diária (RadSolDia) durante o período global de amostragem.	110
Tabela 4.3: Seqüências horárias de radiação solar em Itajubá [kJ/m ²].	113
Tabela 4.4: Valores médios da velocidade do vento, em m/s, em Itajubá durante o mês de setembro de 2000.	121
Tabela 4.5: Valores médios mensais e valores médios anuais da velocidade do vento em Itajubá.....	135
Tabela 6.1: Especificações técnicas do sistema analisado por Kalogirou e Papamarcou (2000).	199
Tabela 6.2: Modificações feitas no sistema de Kalogirou e Papamarcou (2000).	214
Tabela 6.3: Especificação técnica do sistema otimizado e do sistema alternativo. .	215
Tabela 7.1: Distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de consumo de energia elétrica (www.ilumina.org.br).....	220

Tabela 7.2: Distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de renda (IBGE, 1999).	221
Tabela 7.3: Volume de água quente para banho em função do número de pessoas na residência e volume disponível do reservatório.	229
Tabela 7.4: Especificações dos sistemas utilizados para análise técnico-econômica.	234
Tabela 7.5: Desempenho térmico e tempo de retorno dos sistemas simulados.	235

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1	Primeiro termo de uma progressão geométrica
A_c	Área útil de captação do coletor [m^2]
A_e	Área das bordas do coletor [m^2]
C	Capacidade térmica do sistema [J/K]; custo do equipamento [\\$]
C_b	Coefficiente térmico de contato [W/m K]
C_c	Capacidade térmica do coletor [J/K]
C_{cpw}	Capacidade térmica dos tubos de conexão incluindo a água neles contida [J/K]
C_{e_i}	Custo da energia elétrica no mês i [\$/kWh]
C_{e_I}	Custo da energia elétrica ao final do primeiro ano [\$/kWh]
$C_{e_{II}}$	Custo da energia elétrica ao final do segundo ano [\$/kWh]
C_{e_N}	Custo da energia elétrica ao final do N-ésimo ano [\$/kWh]
C_{e_0}	Custo da energia elétrica no instante inicial da análise [\$/kWh]
C_I	Custo de manutenção ao final do primeiro ano [\$/ano]
C_{II}	Custo de manutenção ao final do segundo ano [\$/ano]
C_N	Custo de manutenção ao final do N-ésimo ano [\$/ano]
C_{st}	Capacidade térmica do reservatório sem água [J/K]
C_{stw}	Capacidade térmica do reservatório incluindo a água nele contida [J/K]

c_p	Calor específico da água [J/kg K]
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar [J/kg K]
$d_{e,cp}$	Diâmetro externo dos tubos de conexão [m]
$d_{e,r}$	Diâmetro externo dos tubos de elevação do coletor [m]
$d_{e,st}$	Diâmetro externo do reservatório [m]
$d_{i,cp}$	Diâmetro interno dos tubos de conexão [m]
$d_{i,h}$	Diâmetro interno dos tubos de coleção do coletor [m]
$d_{i,r}$	Diâmetro interno dos tubos de elevação do coletor [m]
$d_{i,st}$	Diâmetro interno do reservatório [m]
$\frac{dT}{d\theta}$	Derivada da temperatura em relação ao tempo [K/s]
d_1	Densidade da água na entrada do coletor
d_2	Densidade da água na saída do coletor
D	Diâmetro externo do tubo
E_i	Economia média mensal em dinheiro no mês i [\$/mês]
E_I	A economia anual de energia elétrica ao longo do primeiro ano [\$/ano]
E_{I_0}	A economia em dinheiro do primeiro ano na data 0 [\$/ano]
E_{II}	A economia anual de energia elétrica ao longo do segundo ano [\$/ano]

E_{II0}	A economia em dinheiro do segundo ano na data 0 [\$/ano]
E_{III}	A economia anual de energia elétrica ao longo do terceiro ano [\$/ano]
E_N	A economia anual de energia elétrica ao longo do N-ésimo ano [\$/ano]
$E_{N,acum}$	Economia em dinheiro acumulada ao longo de N anos [\$]
E_{N0}	A economia em dinheiro do N-ésimo ano na data 0 [\$/ano]
f	Fator de atrito [decimal]; taxa de inflação[decimal]
$f(h)$	Função posição do sistema [m]
F_R	Fator de remoção de calor pelo coletor
F'	Fator de eficiência do coletor
g	Aceleração da gravidade local [m/s^2]
G	Radiação solar total [W/m^2]
Gr_m	Número de Grashof médio
Gz_m	Número de Graetz médio
G_t	Radiação solar total incidente no coletor [W/m^2]
h_{st}	Altura de água acima da saída de água fria do reservatório [m]
h_{ar}	Coefficiente de transferência de calor do ar ambiente [$W/m^2 K$]
h_{c-st}	Distância vertical entre a saída do coletor e a saída de água fria do reservatório [m]

h_{cp-s}	Coefficiente de transferência de calor entre os tubos de conexão e o céu [W/m ² K]
h_{c_w-c}	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre a placa e a cobertura [W/m ² K]
h_h	Altura da água acima do tubo de entrada de água quente no reservatório [m]
h_m	Coefficiente de transferência de calor por convecção da água nos tubos de elevação do coletor [W/m ² K]
$h_{r_{c-s}}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o céu [W/m ² K]
$h_{r_{cp-s}}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre os tubos de conexão e o céu [W/m ² K]
$h_{r_{w-c}}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura [W/m ² K]
h_v	Coefficiente de transferência de calor devido ao vento [W/m ² K]
h_t	Pressão estática da água [mca]
H	Radiação solar acumulada [MJ/m ² dia]
H_t	Radiação solar incidente no coletor [W/m ²]
i	Taxa de inflação [decimal]
I	Radiação solar horária [J/m ² hora]
j	Taxa anual de juros sobre o capital investido [decimal]

j'	Taxa de juros do capital destinado à manutenção [decimal]
k	Condutividade térmica da água [W/m K]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar [W/m K]
$k_{iso,b}$	Condutividade térmica do isolante da base do coletor [W/m K]
$k_{iso,c}$	Condutividade térmica do isolante do coletor [W/m K]
$k_{iso,cp}$	Condutividade térmica do isolante dos tubos de conexão [W/m K]
$k_{iso,st}$	Condutividade térmica do isolante do reservatório [W/m K]
k_w	Condutividade térmica da placa absorvedora [W/m K]
K	Coefficiente de extinção do vidro [1/m]
L_c	Comprimento do coletor [m]
L_h	Comprimento do tubo de coleção [m]
$L_{iso,b}$	Espessura do isolante da base do coletor
L_o	Comprimento horizontal dos tubos de conexão [m]
L_{cp}	Comprimento dos tubos de conexão [m]
L_{c-st}	Distância horizontal entre a saída do coletor e o reservatório [m]
L_{loop}	Comprimento equivalente do circuito [m]
L_m	Comprimento equivalente dos acessórios como válvulas, curvas, “tês”, etc. [m]
L_{st}	Comprimento do reservatório [m]

m	Massa de água [kg]
\dot{m}	Vazão mássica de água [kg/s]
m_w	Massa de água contida no reservatório [kg]
m_l	Vazão mássica de água que passa apenas pr um tubo[kg/s]
$M_{N,acum}$	Custo acumulado da manutenção ao final de N anos [\\$]
n_i	Número de dias no mês i
N	Tempo de retorno do investimento [anos]
Nu_m	Número de Nusselt médio da água nos de elevação do coletor
Nu_{w-c}	Número de Nusselt médio do ar confinado entre a placa e a cobertura
p	porcentagem do custo do equipamento [decimal]
Pr_m	Número de Prandt médio da água nos tubos de elevação do coletor
q_i	Energia média mensal transferida para a água no mês i [J]
Q_i	Energia transferida para a água ao longo do mês i [J]
q_u	Calor útil [W]
q'_u	Calor útil por unidade de área e por unidade de comprimento do coletor
r	Razão de uma progressão geométrica
R_{w-f}	Resistência à transferência de calor entre a placa e a água [m^2K/W]
Ra_{w-c}	Número de Rayleigh entre placa e cobertura
s	Inclinação do coletor em relação á horizontal [graus]

S	Radiação solar absorvida pela placa absorvedora [W/m^2]; soma dos N primeiros termos de uma progressão geométrica
T	Temperatura [K]
T_a	Temperatura ambiente [K]
T_{ar}	Temperatura média do ar confinado entre a placa absorvedora e a cobertura [K]
T_c	Temperatura da cobertura [K]
T_{cp}	Temperatura dos tubos de conexão [K]
$T_{cp,m}$	Temperatura média dos tubos de conexão [K]
T_f	Temperatura média da água nos tubos de conexão [K]
$T_{f,m}$	Temperatura média da água nos tubos de elevação do coletor [K]
$T_{i,m}$	Temperatura média de entrada da água no coletor [K]
$T_{iso,cp}$	Temperatura da superfície externa do isolante dos tubos de conexão
T_m	Temperatura média da água no coletor [K]
$T_{m,c}$	Temperatura média do coletor [K]
T_n	Temperatura média da água no reservatório [K]
T_o	Temperatura inicial da água [K]
T_{st}	Temperatura do reservatório [K]
T_w	Temperatura da placa absorvedora [K]

T_1 , etc	Temperatura em diversos pontos do sistema [K]
u	Velocidade da água nos tubos de conexão [m/s]
U	Coefficiente global de transferência de calor do sistema [W/K]
U_b	Coefficiente de transferência de calor pela base do coletor [W/m ² .K]
U_e	Coefficiente de transferência de calor pelas bordas do coletor [W/m ² K]
U_{cp}	Coefficiente global de transferência de calor dos tubos de conexão [W/K]
U_L	Coefficiente global de transferência de calor do coletor [W/m ² K]
U_{st}	Coefficiente de transferência de calor do reservatório [W/K]
V	Velocidade do vento [m/s]
W	Distância entre os centros de dois tubos de elevação adjacentes [m]

LETRAS GREGAS

α_w	Absortividade da placa absorvedora
ΔT_i	Elevação diária média mensal da temperatura da água no mês i [°C]
δ_c	Espessura do vidro de cobertura [m]
$\delta_{iso,cp}$	Espessura do isolante dos tubos de conexão [m]
$\delta_{iso,st}$	Espessura do isolante do reservatório [m]
δ_w	Espessura da placa absorvedora [m]
ε_c	Emissividade da cobertura

ε_w	Emissividade da placa absorvedora
γ	Altura d'água acima da entrada de água quente do reservatório [m]
η	Eficiência
η_i	Eficiência horária do coletor
η_m	Eficiência média do coletor
μ	Viscosidade dinâmica da água [Ns/m ²]
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar [Ns/m ²]
μ_b	Viscosidade dinâmica da água à sua temperatura média nos tubos de elevação do coletor [Ns/m ²]
μ_w	Viscosidade dinâmica da água à temperatura média da placa absorvedora [Ns/m ²]
θ	Tempo [s]
ρ	Massa específica da água [kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,670 \times 10^8 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$)
τ	Transmissividade
τ_c	Transmissividade da cobertura
$(\tau\alpha)$	Produto transmissividade-absortividade
$(\tau\alpha)_e$	Produto transmissividade-absortividade efetivo

1 INTRODUÇÃO

1.1 Fontes de Dados Climáticos no Brasil

No Brasil, o número de plataformas e estações de coleta de dados climáticos ainda é relativamente pequeno. Entende-se por plataforma de coleta de dados (PCD) a base de instrumentos meteorológicos que toma medidas e transmite as leituras de maneira informatizada; estação de coleta de dados é a base de instrumentos que requer o trabalho de um técnico para o seu funcionamento. O número total de plataformas e estações no Brasil é de 620 (INPE, 2003) e a sua distribuição é bastante irregular, conforme mostra a Figura 1.1. Além disso, não há até o momento um órgão centralizador e organizador dos dados coletados pelas agências e institutos relacionados na Tabela 1.1. A título de ilustração, o Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica (DNAEE) foi, até a sua extinção em dezembro de 1997, o gestor da assim chamada Rede Hidrométrica Nacional. A Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) assumiu então os direitos e deveres do DNAEE, inclusive a administração temporária da Rede Hidrométrica Nacional. Em janeiro de 2002, a Agência Nacional de Águas (ANA), por meio de convênio com o Ministério de Minas e Energia, assumiu a administração da rede hidrométrica. Desde 1995, a rede hidrométrica tem sido administrada conjuntamente pela ANA e pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE).

De interesse imediato para projetos de engenharia envolvendo o uso racional de fontes convencionais de energia e o aproveitamento de fontes alternativas são as medidas de temperatura e umidade relativa do ar, radiação solar e velocidade e direção dos ventos. Exemplos são projetos de sistemas de condicionamento de ar, aquecimento solar e aproveitamento de energia fotovoltaica.

Tabela 1.1: Fontes de dados climáticos no Brasil.

INSTITUTO	ORIGEM DOS DADOS	EXTENSÃO DA REDE	LOCALIZAÇÃO PRINCIPAL
ANA	INPE	-----	-----
ANEEL	INPE	-----	-----
CEMIG	-----	-----	Minas Gerais
CEPAGRI	-----	-----	-----
CIAGro	Diversas Fontes	-----	Interior de SP
DAC	Própria	14	Capitais Estaduais
EMBRAPA	INPE e Outros		Território Nacional
INMET	Própria	326	Território Nacional
INPE	Própria	116	Território Nacional
OLADE			América Latina
USP	Própria	1	São Paulo - SP



Figura 1.1: Distribuição de plataformas de coleta de dados do INPE no Brasil (INPE, 2003).

1.2 Disponibilidade de Dados de Radiação Solar no Brasil

Os métodos de determinação da irradiância solar em uma dada localidade encontram-se resumidos na Tabela 1.2. As dificuldades e os custos associados à instalação, aferição e manutenção de piranômetros para a coleta de dados da radiação solar incidente levaram à utilização, até recentemente, de registradores de horas de “sol forte” do tipo Campbell-Stokes. Este instrumento utiliza uma lente esférica para produzir uma imagem do Sol em um papel especial que se queima quando a radiação solar direta exceder um valor crítico. Assim, o comprimento das porções queimadas do papel fornece uma medida das horas de insolação.

Dos registros de horas de insolação, obtém-se a radiação global diária por meio da conhecida regressão linear de Angström (Angström, 1956):

$$\frac{H}{H_0} = a + (1-a) \frac{n}{N} \quad (1.1)$$

sendo:

H: radiação global diária;

H_0 : radiação global diária sob céu limpo;

n: insolação diária;

N: insolação diária máxima;

a: parâmetro de regressão.

O parâmetro H_0 pode ser calculado com base em algum modelo físico da atmosfera ou estimado de dados experimentais. O parâmetro de regressão, a , é determinado estatisticamente de um ajuste de curva. Porém, por mais confiáveis que sejam as estimativas de H_0 e a , valores reais da radiação global diária, H , inevitavelmente flutuarão em torno do valor ajustado para um mesmo valor de n/N devido à própria natureza estatística da correlação de Angström (Vernich e Zuanni, 1996). Ainda mais, se a estimativa de H_0 for calcada em uma base de dados limitada,

estas flutuações serão ainda maiores. Vernich e Zuanni (1996) concluíram que uma base de dados diários de no mínimo 14 anos é necessária, e talvez suficiente, para obter estimativas confiáveis e estatisticamente estáveis da radiação global diária pela regressão de Angström. Os autores conjecturaram ainda que 14 anos de dados diários talvez sejam suficientes para a obtenção de distribuições estatisticamente estáveis de qualquer variável climática.

Levantamentos pioneiros da distribuição da radiação solar incidente no Brasil, como aquele de Nunes *et al* (1979), foram realizados de maneira indireta, isto é, com base no número de horas de insolação e não na medida direta da radiação incidente. Porém, conforme mostra a Tabela 1.2, esta técnica fornece resultados pouco precisos apesar da disponibilidade de arquivos históricos de insolação de mais de 50 anos.

A extrapolação de dados de uma ou mais estações solarimétricas em geral não é apropriada ao caso brasileiro, tendo em vista o pequeno número de estações em contraste com o imenso território.

O cálculo da irradiância na superfície a partir de dados de satélites sempre segue o mesmo princípio: avaliar da melhor forma possível a energia radiante absorvida pela atmosfera (por diversos processos) e o albedo superficial (o albedo é definido como a fração da radiação incidente que é refletida pela superfície). O primeiro parâmetro é muito difícil de se estimar devido à complexidade do sistema atmosférico e a grande variabilidade no tempo dos fenômenos meteorológicos. Também não é fácil determinar o albedo da superfície, mas este varia menos com o tempo, o que permite estimativas bastante razoáveis. Dispondo-se dessas estimativas e do fluxo de radiação no topo da atmosfera (que depende da “constante solar”, da distância entre o Sol e a Terra e da altitude solar), é possível calcular a irradiância na superfície.

A rigor, existem duas categorias de modelos para o cálculo da irradiância na superfície a partir de dados de satélites. Uma baseia-se na comparação estatística entre dados fornecidos por radiômetros situados em áreas-alvos na superfície e imagens dessas mesmas áreas obtidas por satélite. Como são técnicas estatísticas,

para que as estimativas sejam válidas é preciso repetir as medições com um bom número de alvos na superfície, distribuídos de forma homogênea por toda a região estudada. Combinando as medições do satélite e da superfície é possível elaborar modelos matemáticos que permitem calcular, com ótimo grau de precisão, os valores de irradiância em outras áreas usando apenas medições por satélite. No entanto, as estimativas assim obtidas em geral só são válidas para a região específica que serviu de ajuste para o modelo.

Na outra categoria estão os modelos físicos que calculam a atenuação e o espalhamento sofridos pela radiação solar na atmosfera e, por esta razão, não necessitam das medições de superfície. Um modelo desse tipo está sendo empregado pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), em colaboração com o INPE e o Instituto de Física da Atmosfera da Alemanha (GKSS-Forschungszentrum), para o levantamento do potencial solar no Brasil (www.labsolar.ufsc.br). A metodologia desenvolvida na Alemanha foi adaptada e está sendo validada com o apoio do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) no âmbito de convênios celebrados entre a UFSC, o INPE e o Ministério de Ciência e Tecnologia da Alemanha. Embora o modelo ainda esteja em processo de validação, as estimativas de irradiância feitas por meio dele mostraram boa concordância com medições feitas na superfície por piranômetros (os desvios, no caso das médias mensais, ficaram em torno de 10%).

Na análise de desempenho de equipamentos solares, é necessário dispor de perfis horários de radiação para a localidade em questão. A este respeito, a extrapolação/interpolação de dados de estações adjacentes produz perfis horários muito imprecisos. Apesar das limitações dos modelos baseados em imagens de satélites, os níveis de confiança das irradiâncias horárias assim estimadas superam os níveis de confiança das irradiâncias obtidas por interpolação entre estações terrestres quando a distância entre estas for maior do que 35 km (Perez *et al*, 1997). Por conseguinte, para um país do tamanho do Brasil seriam necessárias cerca de 850 estações regularmente espaçadas em uma malha com incrementos de 100 km para se conseguir, por interpolação, uma precisão equivalente àquela já permitida atualmente por imagens de satélites geoestacionários.

Tabela 1.2: Métodos de determinação da irradiância solar.

MÉTODO	PRECISÃO	CUSTO	COMPLEXIDADE	PERFIS HORÁRIOS
Horas de insolação	Baixa	Baixo	Pequena	Não
Extrapolação/interpolação de dados de estações adjacentes	Função da distância entre as estações e da diferença de altitude entre elas	Dependente do número de estações	Média	Imprecisos
Comparação entre medidas terrestres e imagens de satélite	Alta	Alto	Alta	Sim
Modelos físicos de atenuação e espalhamento da radiação solar na atmosfera combinados com imagens de satélite	Boa	Alto	Alta	Sim

Por outro lado, a implementação de modelos baseados em imagens de satélites é limitada por uma série de fatores: imagens de satélites só se tornaram disponíveis a partir dos anos 70 e, conforme discutido acima, estas imagens constituem na maioria dos casos uma medida indireta das variáveis climáticas. A elaboração dos modelos físicos da atmosfera necessários à obtenção de dados quantitativos a partir destas imagens constitui uma tarefa já muito difícil por si própria. Mais ainda, as informações desejadas devem ser extraídas das imagens eliminando-se inúmeras informações indesejadas. Apesar da disponibilidade cada vez maior de imagens de satélites e do refinamento contínuo dos modelos físicos, plataformas e estações terrestres permanecem até o momento a fonte preferida de dados climáticos (Jeffrey *et al*, 2001).

Entre os esforços mais recentes e efetivos de avaliação da radiação solar no País destacam-se o Atlas Solarimétrico do Brasil (Tiba *et al*, 2000) e o Atlas de Irradiação Solar no Brasil (Colle e Pereira, 1998). O primeiro é o resultado de uma iniciativa da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) e da Companhia Hidroelétrica do São Francisco (CHESF) em parceria com o Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito (CRESESB). O segundo foi elaborado pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e pelo Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal de Santa Catarina (LABSOLAR – UFSC).

O Atlas Solarimétrico do Brasil (Tiba *et al*, 2000) apresenta estimativas da radiação solar incidente no país obtidas pela interpolação e extrapolação de dados de estações solarimétricas distribuídas em vários pontos do território nacional. Devido, porém, ao número relativamente reduzido de estações experimentais e às variações climáticas locais e regionais, o segundo trabalho faz estimativas da radiação solar a partir de imagens de satélites. Como lembrado por pesquisadores do Centro de Pesquisas de Eletricidade (CEPEL), ambos os modelos apresentam falhas e limites e não devem ser vistos como concorrentes. Ao contrário, devem ser complementares já que procuram reunir o máximo possível de dados de forma a melhorar as estimativas e avaliações da disponibilidade de radiação solar no Brasil.

A *International Solar Energy Society* (ISES), sediada em Freiburg (Alemanha), promove há alguns anos o programa *The Comeback of Solar Energy* (O

Retorno da Energia Solar). A iniciativa baseia-se em um cenário que considera os progressos tecnológicos obtidos na última década e também as expectativas positivas de desenvolvimento do setor. No momento em que as sociedades desenvolvidas pressionam crescentemente seus governos a despoluir o meio ambiente, essa volta da energia solar foi bem recebida, resultando em vertiginoso aumento de investimentos em pesquisa e desenvolvimento, principalmente na Alemanha, Japão e Austrália. No Brasil, um marco importante e oportuno para uma discussão séria sobre o tema, em nível de política nacional, foi a criação do Comitê Permanente das Energias Solar, Eólica e Biomassa, vinculado ao Ministério de Ciência e Tecnologia. Tal debate poderá levar à formulação de uma política oficial de longo prazo para o setor. Deve-se citar também a entrada em operação do Centro de Previsão do Tempo e Estudos Climáticos (CPTEC-INPE) e do *Inter-American Institute for Global Change Research* (IAI), o surgimento de centros de pesquisa em fontes alternativas de energia, como o CRESESB, e os laboratórios e grupos de pesquisa de diversas universidades, como o LABSOLAR da Universidade Federal de Santa Catarina, o Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, o Grupo de Pesquisa em Fontes Alternativas de Energia da Universidade Federal de Pernambuco, o Green Solar da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, a Sociedade do Sol e outros.

O CRESESB tem como missão promover o desenvolvimento das energias solar e eólica através da difusão de conhecimentos, da ampliação do diálogo entre as entidades envolvidas e do estímulo à implementação de estudos e projetos. Especificamente na área solar, o LABSOLAR (UFSC) tem concentrado esforços em duas frentes. A primeira delas caracteriza-se pela implementação de uma rede solarimétrica de superfície que permite o fornecimento de dados de irradiação confiáveis e contínuos a partir de cinco estações no Estado de Santa Catarina e uma no Amazonas (CRESESB, 2003). A segunda frente caracteriza-se pelo desenvolvimento, em parceria com o INPE, de modelos computacionais capazes de determinar a intensidade da radiação solar incidente na superfície, a partir de imagens de satélite. Como resultado, destaca-se a publicação, já discutida anteriormente, da primeira versão do Atlas de Irradiação Solar do Brasil em versão impressa e CD multimídia. O laboratório desenvolve ainda pesquisas em coletores

solares compactos acoplados a reservatório e sistemas de ar condicionado auxiliados por energia solar. Outra linha de pesquisa é a análise do desempenho de instalações fotovoltaicas autônomas para locais remotos ou interligadas à rede elétrica.

As instalações do Laboratório de Energia Solar (UFRGS) permitem a realização de ensaios dos principais componentes dos sistemas fotovoltaicos e térmicos e a implementação de protótipos, além de servir de constante fonte para o desenvolvimento de trabalhos dos alunos. As linhas de pesquisa deste laboratório são: sistemas solares de aquecimento, sistemas de energia solar fotovoltaica e radiação solar. Recentemente, este laboratório vem concentrando seus esforços em sistemas de energia solar fotovoltaica.

Mais especificamente, o Laboratório de Energia Solar (UFRGS) tem se ocupado tradicionalmente do desenvolvimento de modelos matemáticos adequados à simulação computacional de sistemas de aproveitamento da energia solar e de seus componentes. Como forma de difundir e facilitar o acesso a estes modelos, o Laboratório de Energia Solar (UFRGS) está desenvolvendo programas de computador com interfaces amigáveis e intuitivas, proporcionando aos estudiosos da área e à comunidade em geral a transferência do conhecimento e experiência acumulados ao longo dos anos. O SOLARCAD é um pacote de programas visando o projeto de sistemas de energia solar e de seus componentes, abrangendo tanto sistemas térmicos quanto fotovoltaicos. A principal característica do SOLARCAD é a capacidade de simular o comportamento real de cada componente do sistema a partir de um pequeno número de parâmetros de entrada. Este aspecto permite que os programas sejam utilizados até mesmo por profissionais menos familiarizados com o tema. Por outro lado, os programas apresentam flexibilidade suficiente para serem utilizados em análises e simulações realizadas por projetistas e pesquisadores com maior embasamento teórico.

O SOLARCAD é estruturado em módulos, os quais podem ser utilizados tanto em conjunto como isoladamente. Os programas que o compõem são:

RADIASOL

O cálculo da intensidade da radiação solar em superfícies inclinadas é um procedimento trabalhoso devido ao elevado número de operações aritméticas envolvidas. Além de cálculos trigonométricos, são necessários modelos de distribuição temporal e espacial da radiação solar. O programa RADIASOL utiliza internamente modelos matemáticos disponíveis na literatura, desenvolvidos por outros autores ou por integrantes do Laboratório, para calcular a intensidade da radiação solar em superfícies inclinadas de qualquer ângulo. Os cálculos são realizados por sub-rotinas que determinam o efeito da inclinação da superfície receptora e da anisotropia da radiação solar em suas componentes direta e difusa. O usuário pode selecionar o modelo de distribuição da radiação, obtendo na tela dados adicionais na forma de tabelas ou gráficos. O programa incorpora um banco de dados climáticos contendo informações de mais de 2000 estações meteorológicas em todo o mundo, das quais cerca de 200 no Brasil. É permitido ainda ao usuário inserir dados climáticos para localidades que não constem deste banco de dados. O programa inclui também uma sub-rotina para a geração de dados sintéticos seqüenciais de radiação solar em intervalos diário, horário e de cinco em cinco minutos. Curvas ou tabelas podem ser exportadas para outros aplicativos através da área de transferência do WINDOWS, podendo então ser utilizadas para cálculos em projetos ou para apresentação de relatórios.

ESPECTRO

A distribuição espectral da energia solar é muito importante em algumas aplicações térmicas e, principalmente, em aplicações fotovoltaicas. O programa ESPECTRO é capaz de reproduzir a curva de distribuição espectral da radiação solar, em dias de céu limpo, a partir de parâmetros atmosféricos e geográficos conhecidos ou de fácil obtenção. A utilização do ESPECTRO facilita o estudo dos efeitos espectrais sobre os componentes de instalações solares. Uma vez obtido o espectro, pode-se calcular a absorvância e a refletância de qualquer material por integração no espectro solar, bastando para isso inserir os dados das propriedades ópticas dos mesmos. Também se pode determinar o efeito combinado da utilização de vários materiais semitransparentes ou refletores simultaneamente. Como alternativa à

penosa tarefa de digitar tabelas com dados espectrais, um editor gráfico permite a inserção de dados de propriedades espectrais com a utilização apenas do *mouse*.

TERMODIM

O programa TERMODIM destina-se à simulação de sistemas de aquecimento de água com energia solar. O usuário insere dados de consumo de água e detalhes da fabricação do coletor solar e o programa sugere um dimensionamento, o qual poderá ser modificado a critério do usuário.

TERMOSIM

O programa TERMOSIM é mais abrangente do que o anterior. Além de executar as mesmas tarefas que o programa TERMODIM, o programa TERMOSIM permite a simulação dos sistemas de aquecimento solar considerando todas as temperaturas envolvidas variando em intervalos de cinco minutos. Esta simulação pode ser utilizada para refinar o dimensionamento do sistema, mas é especialmente recomendada para se estudar diferentes estratégias de controle energético das instalações termossolares.

AMBIENTE

O programa AMBIENTE é um simulador da temperatura ambiente em edificações. Utilizando o banco de dados meteorológicos das simulações de equipamentos solares e levando em conta os efeitos de aberturas, orientação, materiais de construção, proteções e outros, calculará a temperatura média de hora em hora em um ambiente não climatizado. Como o programa leva em consideração um grande número de informações sobre a construção e o seu modo de ocupação, pretende-se que seu emprego seja útil para comprovar a eficácia de modificações no projeto arquitetônico destinadas a melhorar o conforto térmico do ambiente.

PVSIZE

O programa PVSIZE tem por objetivo auxiliar o usuário a dimensionar a instalação e os componentes de sistemas fotovoltaicos. Através de uma interface intuitiva, o programa solicita ao projetista dados de consumo de eletricidade e as

características dos equipamentos disponíveis para a geração, armazenamento e transmissão de energia elétrica. Como resultado de uma simulação horária simplificada, apresenta a quantidade de módulos, baterias e bitola mínima de condutores necessários. O programa permitirá também a análise dos efeitos de modificações nos dados de consumo sobre o dimensionamento do sistema fotovoltaico.

CREARRAY

O programa CREARRAY terá dupla finalidade. Por um lado, servirá para preparar todas as informações referentes ao painel gerador fotovoltaico para inserção no programa PVSIM, discutido abaixo. Por outro lado, constituirá ferramenta didática e de análise do comportamento de combinações de módulos fotovoltaicos sujeitos a diferentes estímulos. A utilização mais eficaz deste programa exigirá treinamento por parte do usuário.

PVSIM

O programa PVSIM simulará em detalhe o comportamento de cada componente de sistemas fotovoltaicos. Reunindo as informações geradas nos programas PVSIM, CREARRAY e RADIASOL, promoverá a simulação do sistema especificado e permitirá ao usuário analisar os efeitos de modificações nos seus componentes.

Os módulos RADIASOL e ESPECTRO já se encontram operacionais e estão disponíveis no endereço www.solar.ufrgs.br. Os demais módulos ainda se encontram em fase de elaboração.

O Centro Brasileiro para Desenvolvimento da Energia Solar Térmica - Green Solar, com sede na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-Minas), foi criado pela conjugação de esforços entre o Ministério de Ciência e Tecnologia (MCT), o Ministério da Indústria, do Comércio, e do Turismo (MICT), a Secretaria de Estado de Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (SECT), a PUC-Minas e a Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), conforme convênio assinado em 5 de novembro de 1997 em Brasília. O

Green Solar visa contribuir para o desenvolvimento científico, tecnológico, industrial e comercial de sistemas termossolares. Dentre suas atividades, podem-se destacar:

1. Realização de estudos e projetos destinados a melhorar a qualidade e a competitividade, industrial e mercadológica dos sistemas termossolares.
2. Desenvolvimento de programas e cursos de capacitação e treinamento de pesquisadores, empreendedores, profissionais e usuários da energia solar térmica.
3. Implantação e operação de um programa de certificação de equipamentos e sistemas térmicos de energia solar, por intermédio do Laboratório de Testes da PUC Minas, em parceria com o MICT/INMETRO, ABRAVA.

No ano de 2000, foi criado o PROGRAMA ELETROBRÁS SOLAR, por iniciativa do Green Solar e com financiamento da ELETROBRÁS, implementado via PROCEL – PROGRAMA DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. Este programa propunha a instalação e monitoração de cem aquecedores solares em residências de interesse social no Bairro Sapucaias, em Contagem, MG. As fotos a seguir ilustram os sistemas instalados.



Figura 1.2: Coletor sobre o telhado (CEST, 2003).



Figura 1.3: Instalação independente (CEST, 2003).



Figura 1.4: Vista do conjunto habitacional (CEST, 2003).

A análise dos dados revelou resultados bastante significativos, com redução média de 30% no consumo de energia e de 40% no valor da conta mensal de energia elétrica (Figura 1.5).

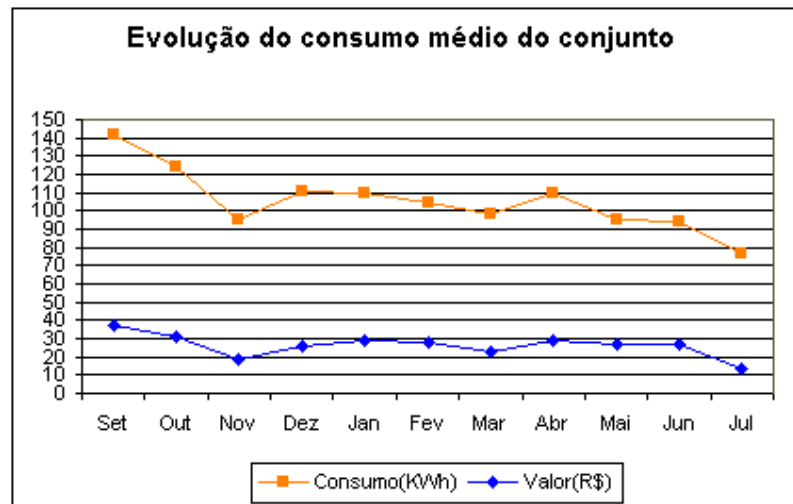


Figura 1.5: Redução do consumo de energia (Green Solar, 2003).

A SOCIEDADE DO SOL é uma pessoa jurídica de direito privado, sem fins lucrativos, com sede no município de São Paulo. Tem por finalidades desenvolver atividades relacionadas ao meio ambiente, em especial projetos sociais de aplicação de energia solar e de educação ambiental.

1.3 Utilização da Energia Solar para Aquecimento de Água

Por suas características tropicais, o Brasil tem, em quase todo o seu território e durante o ano inteiro, abundância de energia solar. Segundo o Atlas Solarimétrico do Brasil (1997), a média mensal da radiação solar global diária no País varia entre 8 e 22 MJ/m².dia. O período de mínimo ocorre no trimestre maio-junho-julho, com intensidade de radiação na faixa de 8 a 18 MJ/m².dia e o período de máximo, no trimestre outubro-novembro-dezembro, com intensidades de radiação acima de 16 MJ/m².dia e atingindo um valor máximo de 24 MJ/m².dia. Todavia, essa energia ainda é aproveitada de modo muito incipiente: para secagem de alimentos e na indústria do sal, principalmente.

Com relação à energia fotovoltaica, seu emprego só será uma opção economicamente viável para substituição das fontes energéticas convencionais quando forem resolvidos problemas de descontinuidade do fluxo radiante e de variabilidade das condições climáticas. Estudos mostram que, mesmo usando a

energia fotovoltaica como complemento à energia elétrica da rede convencional, há um limite técnico: para garantir o atendimento, ela não poderia ultrapassar de 10% a 20% da potência de pico da rede principal. Por outro lado, o aquecimento de água é uma das grandes formas de aplicação da energia solar no Brasil. Existiriam dois tipos de consumidores: o doméstico (interno e piscinas) e o industrial (curtume, calor de processo, lavagem de vasilhames, etc.). No setor residencial, o aquecimento de água é um dos grandes consumidores de energia elétrica devido a sua utilização em chuveiros elétricos.

Do total da energia elétrica gerada no Brasil, 95% são de origem hidráulica, mas o potencial desse tipo de fonte, de acordo com a ELETROBRÁS, poderá se esgotar no ano de 2015 se mantido um ritmo regular de crescimento econômico. Os 5% restantes são gerados de forma termelétrica e nuclear. A eletricidade de origem fotovoltaica e termossolar, para todos os efeitos, não é utilizada. Da energia elétrica produzida, cerca de 24% são consumidos por residências (iluminação, chuveiro, refrigeração e ar condicionado — Figura 1.6). Nestas, o aquecimento de água pelo chuveiro elétrico responde em média por um quarto do consumo total, participação inferior somente àquela da refrigeração (Climatização, 2001). Portanto, apenas o aquecimento de água para banho em residências brasileiras é responsável por aproximadamente 6% de todo o consumo nacional de energia elétrica. Ainda assim, o Brasil possui um baixo consumo elétrico residencial por habitante quando comparado a outros países. Este baixo consumo tende a crescer rapidamente com a melhoria das condições social e econômica, conforme se verificou recentemente. De maio de 1995 a maio de 1996, o setor residencial cresceu 12,9% em consumo, o setor comercial 10,8 % e o setor industrial teve queda de 1,9% (Climatização, 2001).

Destes números, é importante ressaltar a possibilidade imediata e real de redução da participação da iluminação e da refrigeração no consumo de energia elétrica pela instalação de equipamentos mais eficientes, conforme programas governamentais já iniciados. Do ponto de vista do aquecimento de água, entretanto, a situação é mais complexa já que a forma absolutamente predominante de aquecimento de água no Brasil é o chuveiro elétrico.

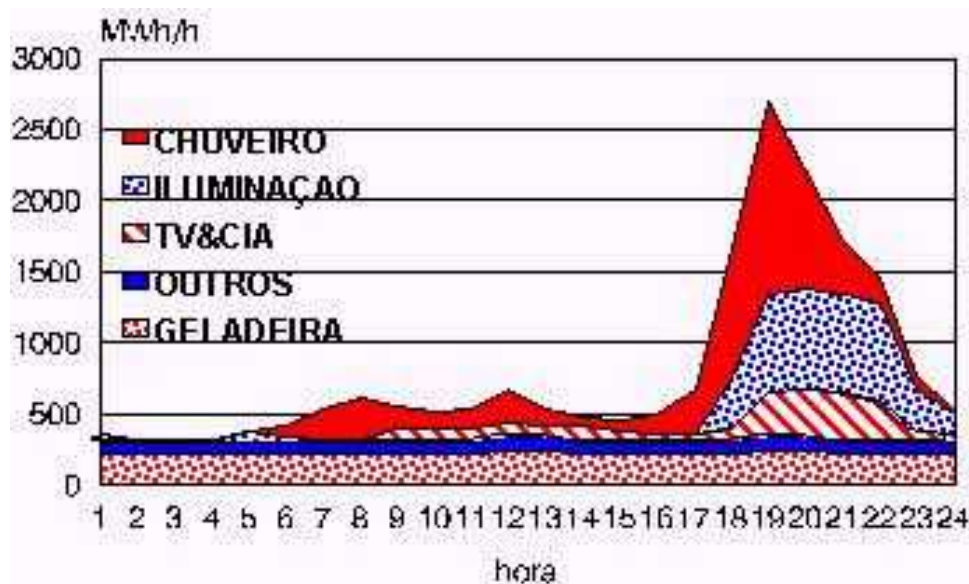


Figura 1.6: Distribuição do consumo residencial de energia elétrica (CEMIG, 1987).

O chuveiro elétrico é, do ponto de vista estritamente energético, extremamente eficiente, com uma alta taxa de conversão de energia elétrica em calor e baixo desperdício, visto que é aquecida apenas a água a ser imediatamente utilizada. Os chuveiros elétricos têm uma ampla variação de preços e potências, podendo os modelos mais simples e de menor potência (4400W) custar cerca de U\$15 e os modelos mais sofisticados com controle eletrônico e alta potência (8200W) atingir cifras superiores a U\$350. Segundo levantamento realizado pela Eletrobrás, em 1988 havia 17,5 milhões de chuveiros elétricos espalhados por todo o Brasil, com uma penetração superior a 67% das residências.

Apesar de barato e de simples instalação (como o aquecimento é terminal, exige-se apenas a tubulação de água fria em PVC), os chuveiros apresentam um alto risco devido à presença de corrente elétrica elevada no ambiente de banho. Como as instalações no País dificilmente possuem aterramento, o perigo torna-se ainda maior, ocasionando vários acidentes por choque elétrico. Mesmo assim, o chuveiro elétrico já faz parte da cultura brasileira e sua substituição envolve mais do que a questão de segurança, pois as famílias já estão habituadas a utilizá-lo e a maioria dos usuários está satisfeita com o aparelho.

Além dos aspectos relacionados ao próprio usuário, mais importante talvez seja a utilização dos chuveiros do ponto de vista das concessionárias de energia elétrica. Os sistemas de geração e a rede de transporte e distribuição de energia elétrica são dimensionados em função da potência instalada e/ou do consumo máximo exigido. Evidentemente quanto maiores a capacidade de geração e a rede de distribuição, maiores os investimentos necessários e os custos com manutenção. Logo, os sistemas são mais eficientes e viáveis economicamente quanto mais constante for sua curva de carga, o que favorece um consumo médio mais próximo da capacidade nominal do sistema. Na prática, as curvas típicas de consumo diário das concessionárias mostram um pico bastante elevado, denominado pico de demanda, situado no horário entre as dezoito e vinte e duas horas (Figura 1.7). Nota-se que o pico de demanda do setor residencial é transmitido para toda a curva do sistema.

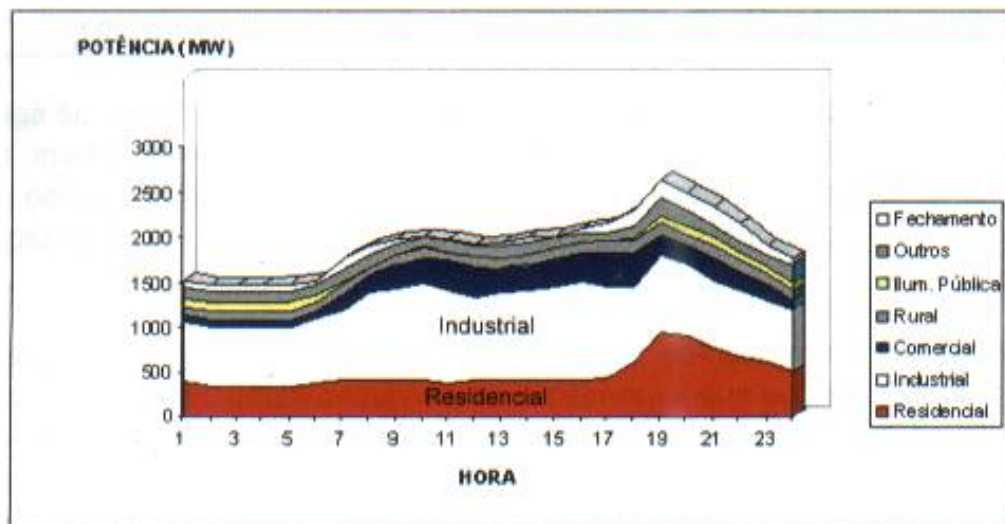


Figura 1.7: Desagregação da curva de demanda (CEST, 2003).

O chuveiro elétrico é identificado como forte fator de elevação do pico de demanda devido a sua alta potência e ao seu uso restringir-se a pequenos períodos, geralmente em horários determinados e comuns para grande parte dos usuários. Cálculos recentes indicam que a participação dos chuveiros na demanda em horário de ponta varia de 20 a 25%. Em pesquisa realizada pela Eletricidade de São Paulo

(ELETROPAULO) e pela Universidade de São Paulo (USP), constatou-se que em habitações populares os chuveiros elétricos provocam um aumento de potência média instalada de 121%, ou seja, a potência do chuveiro ultrapassa a soma de todos os outros eletrodomésticos juntos. Mais ainda, os chuveiros elétricos elevam a demanda máxima em cerca de 365%, isto é, no momento em que é utilizado o chuveiro elétrico o consumo sobe para mais de 4,5 vezes o consumo médio sem o mesmo. Mau negócio para as concessionárias, pois como o seu uso é feito normalmente apenas durante pequenos períodos, ele representa uma parcela não muito significativa do consumo global e, por conseguinte, não contribui para o faturamento das empresas. Por outro lado, o chuveiro elétrico exige investimentos extras para capacitação do setor de geração e da rede de distribuição.

Apesar do baixo custo inicial para o usuário (US\$15), o chuveiro elétrico requer, por parte das concessionárias, investimentos da ordem de US\$900 para cada chuveiro instalado, considerados apenas os investimentos na geração. Não tão evidente, o uso generalizado do chuveiro elétrico passa a ser também mau negócio para a população, pois a falta de recursos para uma rápida expansão das redes elétricas leva a problemas de sobrecarga e aos incômodos apagões. O prognóstico da impossibilidade de suprir demandas residenciais futuras no horário de ponta já tem motivado as companhias de energia elétrica a interagir com seus clientes (Gerenciamento pelo Lado da Demanda - GLD) mediante ações de esclarecimento, tarifas diferenciadas no horário de ponta (Alves, 1998; Dória, 1998) e outras iniciativas que procuram administrar o problema pelo lado da demanda e não do suprimento. Assim sendo, a privatização do setor, que levará a uma busca mais firme de eficiência, e a crescente preocupação com aspectos ambientais criam excelentes oportunidades para a aplicação em larga escala dos aquecedores solares como uma saída extremamente viável e competitiva.

O aquecimento de água por coletores planos é uma das aplicações mais simples da energia solar. Este tipo de aplicação envolve cerca de 70 a 80 % de todas as aplicações para o aproveitamento de energia solar atualmente existentes no mundo. A água quente obtida pode ser empregada diretamente para uso doméstico, comercial ou industrial. Na última década, o custo desse tipo de coletor caiu de

U\$450 por m² para menos de U\$150, e deverá baixar ainda mais pelo uso de novas tecnologias. O papel do governo é fundamental não só para divulgar o uso da energia solar como também para conscientizar a população quanto às vantagens dessa energia. No Capítulo 7 é feita uma análise custo-benefício de sistemas solares de aquecimento de água para uso doméstico e é discutida a sua possível difusão entre as camadas sociais brasileiras de renda mais baixa.

Finalmente, também devem ser considerados os impactos indiretos das indústrias que produzem os materiais construtivos de um sistema de aquecimento solar de água: fibrocimento, aço, cobre, alumínio, vidro, tintas e polímeros. Outro impacto ambiental indireto se deve ao uso de energia auxiliar hidroelétrica (Pinto, 1998). A indústria de sistemas de aquecimento solar de água envolve processos como corte e dobragem de chapas, pinturas, soldagens, e o uso de colas, resinas acrílicas e resinas poliméricas. O processo de produção de espuma de poliuretano, isolante utilizado nos reservatórios e eventualmente nas placas coletoras, utilizava gases da família dos CFC até recentemente. Ainda com relação à questão ambiental, quando uma residência troca o seu conjunto de chuveiros elétricos por um sistema de aquecimento solar de água, é normal que ocorra um aumento no consumo de água tratada em virtude do aumento do conforto nos banhos e da economia de energia elétrica.

1.4 Classificação dos Sistemas de Aquecimento Solar de Água

A Tabela 1.3 apresenta os diversos tipos de coletores solares. Uma primeira classificação diz respeito à existência ou não de dispositivos para intensificação do fluxo radiante sobre a superfície coletora, isto é, coletores concentradores e planos, respectivamente. O coletor solar plano é o sistema mais simples e de mais fácil construção, consistindo de caixa de alumínio com tampa de vidro e fundo negro absorvedor plano (Figura 1.8). Conforme se observa, não há qualquer dispositivo para intensificação do fluxo solar que atinge a superfície absorvedora.

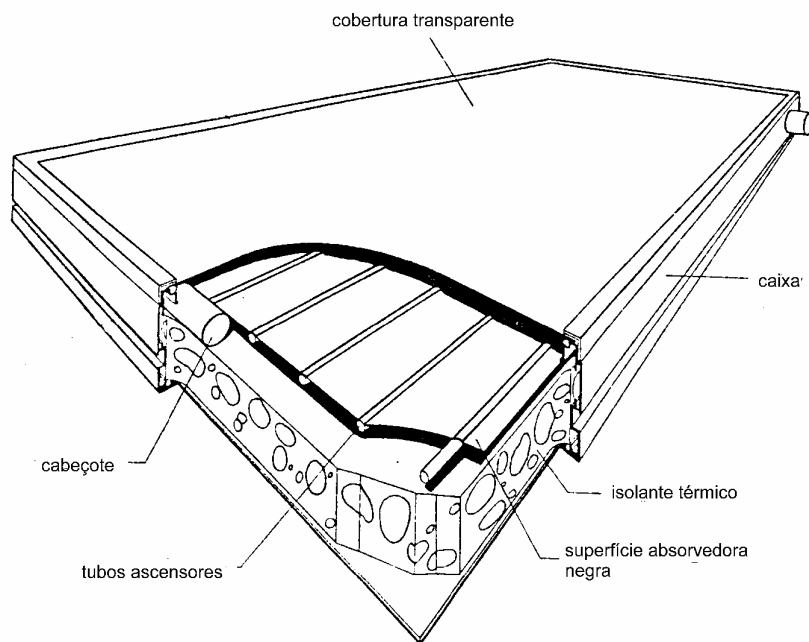


Figura 1.8: Componentes de uma placa coletora plana (Norton, 1991).

Os coletores concentradores utilizam mecanismos ópticos de refração ou reflexão para concentrar a radiação solar incidente em uma grande área sob uma pequena superfície absorvedora (Figura 1.9). Esta superfície absorvedora, por sua vez, pode se apresentar sob diversos formatos: cilíndrico (o mais comum), aleta, plano no fundo do coletor, entre outros. Os módulos concentradores apresentam diversos aspectos, normalmente derivados da forma de um parabolóide. Os mais conhecidos são em forma de calha e perfil parabólico simples ou composto. O absorvedor pode ter sua estrutura externa recoberta por uma camada seletiva ou não. Coletores que utilizam concentração óptica são usualmente mais caros, porém permitem que sejam obtidas temperaturas de aquecimento da água acima dos 100°C, além do requerido para aquecimento de água residencial e comercial. Portanto, seu uso é recomendável para aplicações industriais que requeiram temperaturas mais elevadas.



Figura 1.9: Coletores solares concentradores de um sistema térmico de geração solar de energia elétrica localizado na Califórnia (www.aneel.gov.br).

Um outro critério de classificação dos coletores solares diz respeito à força motriz do escoamento da água. O tipo mais comum no Brasil é o sistema termossifão, ou circulação natural, no qual o escoamento da água se dá pela diferença de densidade entre a água aquecida no coletor e a água mais fria no reservatório térmico e na tubulação de interligação entre o reservatório térmico e o coletor solar. Para o funcionamento adequado deste tipo de sistema, é necessário que haja pouca perda de carga nas placas coletoras e nas linhas de conexão entre as placas e o reservatório térmico.

Tabela 1.3: Classificação dos sistemas de aquecimento de água.

FORMA	CIRCULAÇÃO	CIRCUITO	DISPOSIÇÃO FÍSICA
Planos	Natural	Aberto	Distribuídos
			Integrados
			Compactos
	Forçada	Aberto	Distribuídos
			Compactos
		Fechado	Distribuídos
Concentradores	Forçada	Fechado	Distribuídos

Os sistemas com circulação forçada (ou bombeados) utilizam uma pequena bomba de água de baixo consumo controlada por um termostato diferencial. Toda vez que o termostato acusar uma temperatura da água na placa coletora significativamente maior do que aquela da água no estrato inferior do reservatório, a bomba é acionada. Assim, esta água aquecida é movida para dentro do reservatório, e a água do estrato mais frio vai para a placa. A grande desvantagem deste sistema é a possibilidade de falhas, pois depende da bomba e de seus controles para operar. Por outro lado, o uso da bomba permite aumentar a taxa de transferência de calor para a água e maior flexibilidade nas instalações. Os sistemas bombeados em geral apresentam desempenho térmico levemente superior àquele de seus equivalentes com circulação natural, mas possuem custos de manutenção mais elevados em virtude do maior número de componentes ativos (bomba e termoacionadores).

Os aquecedores solares também são classificados considerando-se se a transferência de energia é feita diretamente à água a ser consumida ou não (circuito aberto ou fechado, respectivamente). Um exemplo seria o caso em que se deseja aquecer uma mistura líquida corrosiva para uma indústria. Se essa mistura entrar em contato com os coletores solares, irá atacá-los e destruí-los. A alternativa seria passar somente água pelos coletores e depois usar um trocador de calor construído com materiais resistentes à corrosão para transmitir o calor à mistura corrosiva. Um outro exemplo ocorre em países de invernos rigorosos. Neste caso, em vez de aquecer água nos coletores, o fluido aquecido diretamente é o propileno glicol, que possui um ponto de congelamento bem mais baixo do que a água. Assim, evita-se que o fluido se congele dentro dos tubos, o que causaria o seu rompimento. Utiliza-se então um trocador de calor (normalmente uma serpentina instalada no interior do reservatório térmico) para transmitir o calor do propileno glicol para a água a ser consumida. Esses sistemas são chamados de circuito fechado ou indireto. Como o trocador de calor impõe uma perda de carga maior ao sistema, é necessário utilizar a circulação forçada do fluido de captação da energia solar. Já o caso mais comum, no qual a própria água a ser consumida é aquecida, é chamado de circuito aberto ou direto.

A última forma de classificação diz respeito à disposição física entre os coletores e o reservatório. Os sistemas nos quais os coletores solares estão separados

e relativamente distantes do reservatório térmico são chamados de sistemas convencionais ou distribuídos. Os sistemas nos quais o coletor e o reservatório formam uma estrutura única são chamados de sistemas integrados. Este tipo de sistema tem a desvantagem de perder, durante a noite, uma grande parte do calor absorvido durante o dia. Um outro tipo é o chamado sistema acoplado ou compacto. Neste caso, apesar de separados, os coletores e o reservatório estão muito próximos, normalmente dispostos de forma compacta.

1.5 Sistemas Solares Planos, Distribuídos, para Aquecimento de Água

Os sistemas solares planos, distribuídos, são os mais apropriados para uso residencial e são normalmente compostos por (Figura 1.10):

- Placas absorvedoras ou coletores solares propriamente ditos, onde a energia solar é absorvida e transferida para a água;
- Reservatório térmico, onde a água aquecida é mantida termicamente isolada do ambiente;
- Tubos de conexão isolados, que transportam água aquecida nos coletores ao reservatório;
- Tubos de conexão isolados, que transportam água do reservatório térmico para aquecimento nos coletores;
- Sensor de temperatura.

Pode-se dispor ainda de aquecimento auxiliar para utilização em dias de condições meteorológicas adversas. A altura h entre as placas coletoras e o reservatório é um parâmetro a ser considerado durante a montagem do sistema, pois influencia no seu desempenho.

Dentre os sistemas planos distribuídos, aqueles com circulação natural (Figura 1.10) são certamente os mais difundidos no Brasil por serem mais baratos, mais confiáveis e requererem baixíssima manutenção. Conforme já mostrado na Figura 1.8, um coletor de placa plana é constituído por uma superfície negra

absorvedora de calor, tubos para escoamento do fluido a ser aquecido, uma caixa com isolamento térmico inferior e lateral e uma cobertura superior transparente. As placas absorvedoras fabricadas no Brasil normalmente são de alumínio ou cobre, em bom contato térmico com tubos de cobre. A cobertura transparente é geralmente composta por uma única camada de vidro. O isolante térmico freqüentemente utilizado é lã de vidro ou lã mineral.

Para o aquecimento solar de água residencial, recomenda-se orientar as placas coletoras para o equador terrestre e inclinadas de um ângulo igual à latitude mais dez graus (10°). Este ângulo favorece o desempenho das placas no inverno. A água circula então entre o reservatório térmico e as placas coletoras e se aquece ao longo do dia. Por causa da variação da densidade com a temperatura, a água tende a permanecer no reservatório em estratos, os mais quentes nas porções superiores do reservatório e os mais frios nas inferiores. É conveniente então captar a água para circulação nas placas coletoras na parte inferior do reservatório e descarregar a água aquecida na parte superior, ou seja, os estratos frios vão sendo aquecidos prioritariamente, agindo-se no sentido de diminuir os gradientes de temperatura no reservatório. Para uso, retira-se água da parte superior do reservatório.

A absorção de calor pelas placas planas (Figura 1.11) pode ser resumida da seguinte maneira:

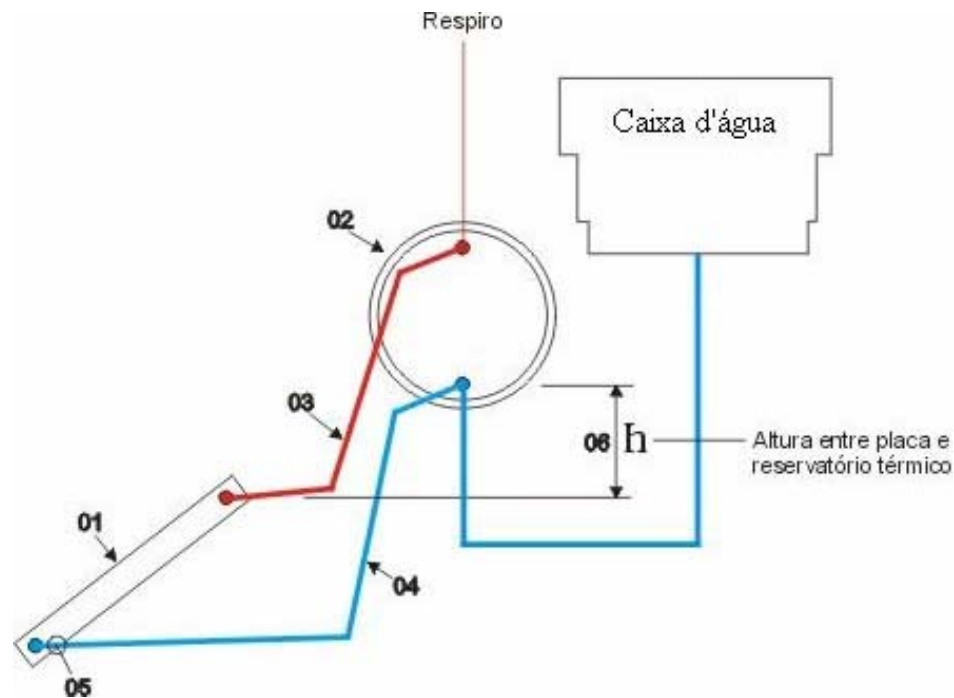


Figura 1.10: Sistema solar plano, distribuído com circulação natural de água.

- Os raios solares incidem na cobertura de vidro (A). Parte da radiação incidente é refletida por esta cobertura, e parte absorvida, esquentando-a. Porém, a maior parte da energia incidente é refratada e incide sobre a superfície negra absorvedora (B).
- Esta se aquece e parte do calor é conduzida (C) para os tubos por onde circula a água (D), que recebe este calor por convecção.
- A cobertura de vidro superior diminui as perdas de calor por convecção natural para o ar ambiente (E) e é opaca à radiação de raios infravermelhos emitidos pela superfície absorvedora (efeito estufa). Assim, uma fração dos raios infravermelhos emitidos pela superfície absorvedora é irradiada de volta para ela própria (F).

- Abaixo da superfície negra e dos tubos, existe uma camada de material isolante térmico (G). Este conjunto é fechado em uma caixa, que também auxilia no isolamento térmico.

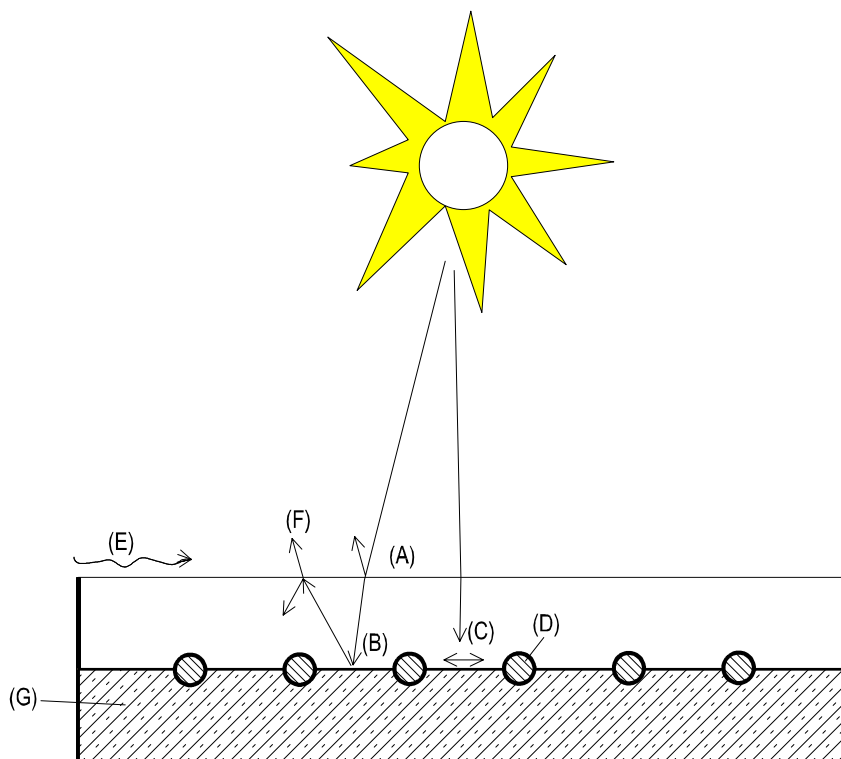


Figura 1.11: Mecanismo de absorção de calor por uma placa plana (Borges e Pereira, 2001).

Os reservatórios térmicos podem ser divididos em dois grupos: atmosféricos e pressurizados. Os reservatórios atmosféricos são similares a caixas d'água comuns, com uma tampa superior não-estanque. Possuem um volume morto de ar e são de construção mais barata. Para a captação de água na parte superior, é necessário um tubo-pescador com bóia. Os reservatórios pressurizados são frequentemente cilíndricos e são mantidos totalmente preenchidos por água; a captação de água quente para consumo se dá através de um orifício de saída na sua região superior.

Em dias de baixa insolação, ou quando a demanda de água aquecida ultrapassa a produção de água quente pela radiação solar, é acionado um aquecedor

auxiliar interno e/ou externo. O aquecedor auxiliar interno ao sistema de aquecimento solar (o mais utilizado) é um resistor elétrico termostaticamente controlado, imerso na água do reservatório. Quando a temperatura dos estratos superiores ficar abaixo de um valor pré-definido, o termostato acionará o resistor. O aquecedor auxiliar interno normalmente reduz o desempenho do sistema solar. A movimentação da água no reservatório causa alguma mistura de estratos superiores e inferiores e uma inevitável circulação de parte da água aquecida eletricamente pelas placas coletoras. Devido à conseqüente diminuição da diferença de temperatura para a troca térmica convectiva, ocorre uma redução da taxa de transferência da energia solar absorvida para a água. Um aquecedor auxiliar externo freqüentemente utilizado no Brasil em conjunto com o sistema solar é o próprio chuveiro elétrico, oriundo do antigo sistema de aquecimento da residência.

Um sistema de aquecimento solar de água pode contar com dispositivos de controle mais sofisticados que os termostatos desde que a capacidade do equipamento e o tipo de tarifa de energia elétrica os tornem economicamente viáveis. Um temporizador pode ser conjugado com o termostato para evitar o acionamento do resistor interno em horários de tarifa elétrica desvantajosa. Em nível tecnológico mais sofisticado, podem-se utilizar microprocessadores para monitoramento da demanda e dois reservatórios de acumulação, um para as placas coletoras e outro para aquecimento auxiliar. Este tipo de controle é relatado nos trabalhos de Oliva (1990) e Rink (1994).

1.6 Objetivos do Presente Trabalho

O presente trabalho representa na verdade o passo inicial para o estabelecimento no Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá (IEM-UNIFEI) de uma linha de pesquisa em tratamento de dados climáticos e sua utilização em projetos de engenharia. Sendo este um objetivo de longo prazo, decidiu-se que este trabalho inicial deveria se voltar para uma aplicação mais simples, ainda assim de grande apelo científico e popular. Além disso, esta aplicação mais simples deveria permitir o lançamento sistemático das bases para o desenvolvimento posterior de estudos mais complexos.

Estas considerações levaram à escolha de sistemas solares de aquecimento de água como tema central da presente dissertação. Em paralelo a este tema central, seria dado início ao estudo do tratamento de dados climáticos, necessário também ao desenvolvimento de qualquer projeto posterior.

De maneira específica, podem então ser enumerados os seguintes objetivos da presente dissertação:

1. Desenvolver uma modelagem de sistemas completos de aquecimento solar de água por circulação natural. Isto é, a modelagem deve incluir as placas coletoras, o reservatório térmico e os tubos de conexão.
2. Desenvolver um programa computacional para a simulação da operação de sistemas solares de aquecimento de água conforme a modelagem acima.
3. Estabelecer um procedimento de tratamento de dados de temperatura, radiação solar e regime dos ventos para utilização pelo programa computacional acima.
4. Tratar, segundo o procedimento acima, os dados climáticos coletados pelo INPE para Itajubá.
5. Simular a operação de um sistema solar de aquecimento de água por circulação natural em Itajubá ao longo do ano, utilizando os dados climáticos e o programa computacional mencionados anteriormente.
6. Realizar um estudo paramétrico de um sistema solar de aquecimento de água por circulação natural de modo a fazer sugestões de otimização do projeto.
7. Realizar uma análise técnico-econômica da utilização residencial de sistemas solares de aquecimento de água em Itajubá, de modo a determinar o tempo de retorno do investimento.

Os capítulos que se seguem descrevem o desenvolvimento das atividades para a consecução destes objetivos e os resultados obtidos.

2 DADOS DE RADIAÇÃO SOLAR PARA UTILIZAÇÃO EM PROJETOS DE SISTEMAS TERMOSSOLARES

2.1 A Radiação Solar

A radiação solar que atinge o topo da atmosfera terrestre provém da região da fotosfera solar, uma camada tênue com aproximadamente 300 km de espessura e temperatura superficial da ordem de 5800 K. Para a determinação dessa temperatura (temperatura efetiva do Sol), diferentes critérios podem ser adotados. Se for tomada como base de comparação a quantidade de energia radiante proveniente do Sol, este pode ser considerado como um corpo negro a uma temperatura de 5777 K. Se a correspondência entre temperaturas for feita com base no comprimento de onda em que ocorre a máxima emissão de energia (lei de Wien), o Sol pode ser tratado como um corpo negro a 6300 K. Por isso, para cálculos simplificados de engenharia, é muito comum adotar para a temperatura do Sol o valor aproximado de 6000 K. Porém, deve-se ter em mente que a radiação solar a rigor sofre a influência das camadas externas do Sol (cromosfera e coroa), com pontos quentes e frios, erupções cromosféricas, e outros fenômenos.

Pode-se definir um valor médio para a intensidade da radiação solar incidente normalmente sobre uma superfície situada no topo da atmosfera. Dados recentes da WMO (*World Meteorological Organization*) indicam, para uma distância média entre a Terra e o Sol, um valor médio de 1367 W/m^2 , conhecido como “constante solar”. Fórmulas matemáticas permitem o cálculo, a partir da constante solar, da radiação extraterrestre ao longo do ano, fazendo a correção do efeito da órbita elíptica.

A radiação solar é radiação eletromagnética que se propaga a uma velocidade de 300.000 km/s, podendo-se observar aspectos ondulatórios e corpusculares. A potência emissiva espectral da radiação solar ($E_{b\lambda}$) é a energia emitida por unidade de tempo e de área por um corpo negro à temperatura T , em cada comprimento de onda, λ . Seu valor é calculado a partir da lei de Planck, representada esquematicamente na Figura 2.1, para a temperatura efetiva do Sol.

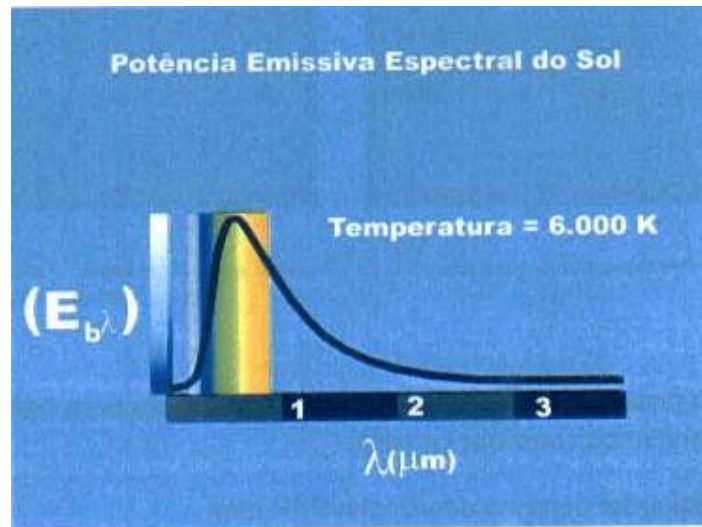


Figura 2.1: Potência emissiva espectral da radiação solar (CEST, 2003).

Essa figura mostra que praticamente toda a energia emitida pelo Sol está compreendida na faixa de pequenos comprimentos de onda, entre 0 a 3 μm , que inclui as regiões do ultravioleta, visível e início do infravermelho do espectro eletromagnético (Figura 2.2). Por simplificação, essa faixa será denominada *banda solar*. A região do espectro para comprimentos de onda superiores a 3 μm é a banda de emissão. Na Figura 2.2, mostram-se a porção do espectro eletromagnético correspondente à radiação térmica e as frações da energia emitida pelo Sol nas várias faixas de comprimentos de onda ali compreendidos.

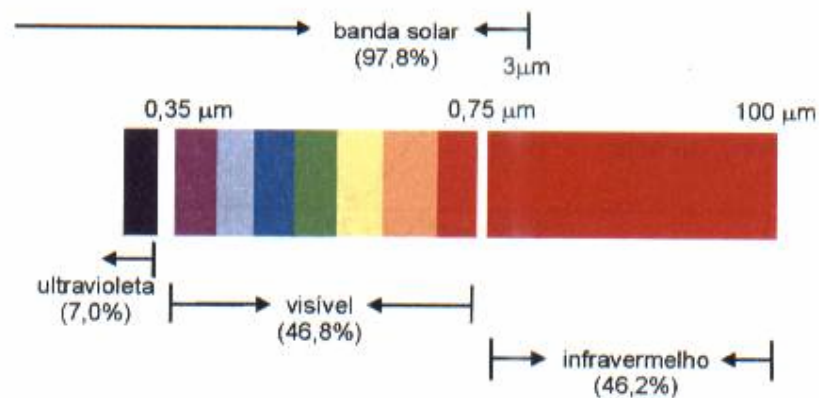


Figura 2.2: Parte do espectro eletromagnético evidenciando a banda solar (CEST, 2003).

A dependência entre o comportamento da curva de potência emissiva e a temperatura do corpo emissor fica evidenciada pela lei do deslocamento de Wien. Esta lei associa o comprimento de onda no qual ocorre a máxima emissão de energia pelo corpo negro (λ_{max}) à sua temperatura pela equação:

$$\lambda_{max} T = 2898 [\mu\text{m.K}] \quad (2.1)$$

onde as unidades expressas entre colchetes, foram adotadas na determinação da constante final.

De toda a radiação solar que chega às camadas superiores da atmosfera, apenas uma fração atinge a superfície terrestre, devido à reflexão e absorção dos raios solares pela atmosfera. Esta fração que atinge o solo é constituída por uma componente direta e por uma componente difusa (Figura 2.3), definidas a seguir.

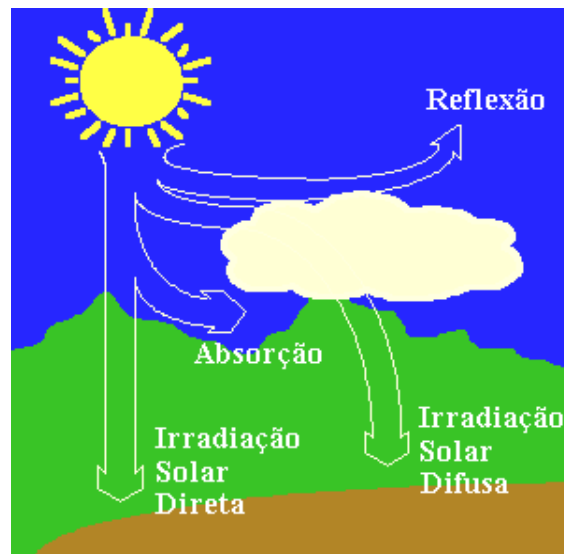


Figura 2.3: Componentes da radiação solar ao nível do solo (CRESESB, 2003).

Radiação solar direta (G_b): definida como a fração da radiação solar que atravessa a atmosfera terrestre sem sofrer qualquer alteração em sua direção original.

Radiação difusa (G_d): refere-se à componente da radiação solar que, ao atravessar a atmosfera, é espalhada por aerossóis, poeira, ou mesmo, refletida pelos elementos constituintes dessa atmosfera. A parte da radiação solar que atinge uma superfície proveniente da reflexão de sua vizinhança, caracterizada pela vegetação e construções civis, também é incluída em sua componente difusa, sendo comumente denominada *albedo*.

Antes de atingir o solo, as características da radiação solar (intensidade, distribuição espectral e angular) são afetadas por interações com a atmosfera devido aos efeitos de absorção e espalhamento. Estas modificações são dependentes da espessura da camada atmosférica atravessada pela radiação, identificada por um coeficiente denominado Massa de Ar (AM), e dependem, portanto, do ângulo zenital do Sol (ângulo formado entre a vertical e a direção do Sol), da distância Terra-Sol e das condições atmosféricas e meteorológicas.

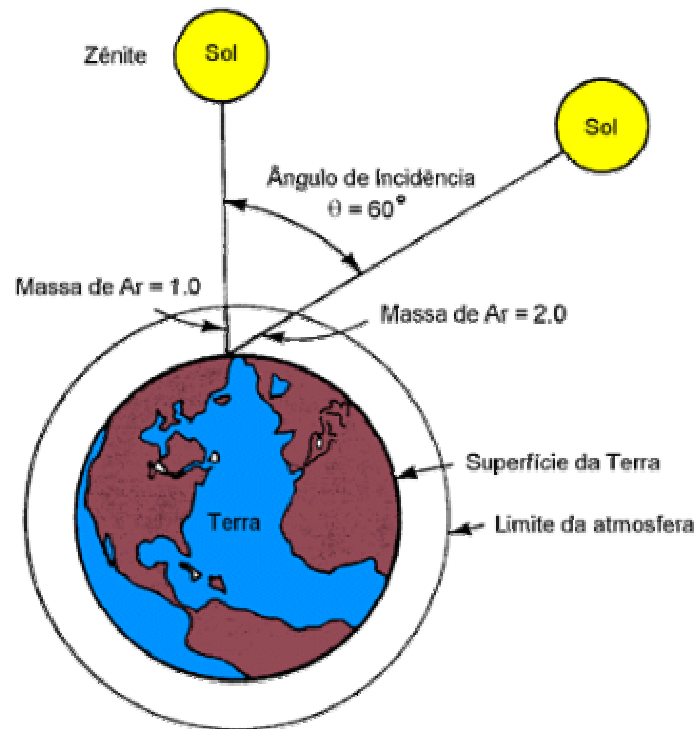


Figura 2.4: Trajetória dos raios de Sol na atmosfera e definição do coeficiente de Massa de Ar (AM) (CRESESB, 2003).

Assim, a energia radiante por unidade de tempo e de área incidente sobre uma superfície, ou seja, o fluxo da energia G é dado pela soma de suas componentes:

$$G = G_b + G_d \quad (2.2)$$

onde G , expresso em W/m^2 , corresponde a valores instantâneos do fluxo de energia.

A radiação solar pode ser integrada para diferentes períodos de tempo dependendo da aplicação em questão. Neste texto, adotou-se a mesma convenção utilizada por Duffie e Beckman (1991), na qual G representa medidas instantâneas, I e H representam valores integrados em médias horária e diária, respectivamente.

A integração do fluxo de energia incidente em períodos de tempo pré-determinados fornecerá como resultado a energia recebida por unidade de área neste mesmo intervalo, expressa em MJ/m^2 , ou seja:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} G dt \quad (2.3)$$

onde os limites de integração t_1 e t_2 definem o intervalo de tempo desejado.

$$H = \int_0^{t_f} G dt \quad (2.4)$$

sendo t_f o instante correspondente ao pôr-do-sol.

A Figura 2.5 mostra a curva real da radiação solar incidente em Belo Horizonte, MG, no plano horizontal, em um dia típico de verão. Neste gráfico, constata-se a ocorrência de nuvens no período da manhã, responsáveis por forte oscilação nos valores da radiação incidente, sendo o período da tarde de céu praticamente limpo. São apresentados, ainda, os resultados da integração dos valores instantâneos para o período de 14:00 às 15:00 horas e para todo o dia.

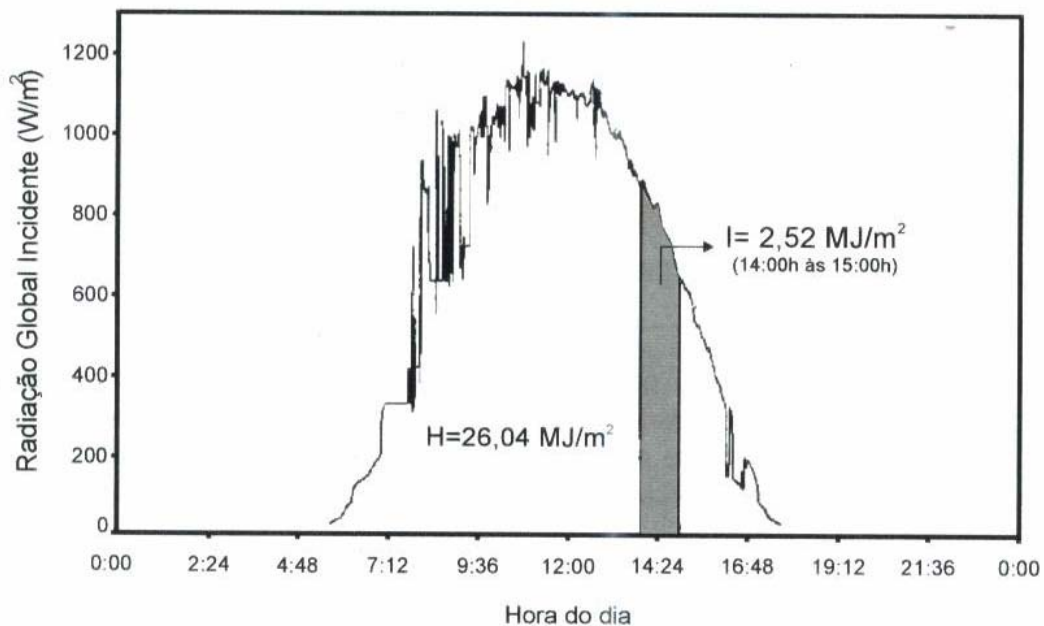


Figura 2.5: Curva da radiação solar incidente em Belo Horizonte-MG (CEST, 2003).

Devido à alternância de dias e noites, das estações do ano e períodos de passagem de nuvens e chuvosos, o recurso energético solar apresenta grande variabilidade, induzindo, conforme o caso, à seleção de um sistema apropriado de estocagem para a energia resultante do processo de conversão. Além disso, somente a componente direta da radiação solar pode ser submetida ao processo de concentração dos raios através de espelhos parabólicos, lentes, e outros. Consegue-se por meio da concentração, uma redução substancial da superfície absorvedora necessária em uma dada aplicação e um aumento considerável de sua temperatura.

As propriedades radiantes denominadas transmissividade (τ), refletividade (ρ), absorvidade (α) e emissividade (ε), importantíssimas na seleção de materiais utilizados na fabricação de coletores solares, dependem diretamente das características espectrais da radiação solar. De uma forma simplificada, pode-se afirmar que parte da radiação solar global (G), incidente na superfície externa da cobertura, sofre reflexão e absorção e somente a fração transmitida por essa cobertura atingirá a placa absorvedora do coletor solar (Figura 2.6). Dessa energia, apenas uma parte será absorvida pela placa, resultando em um aumento de sua temperatura.

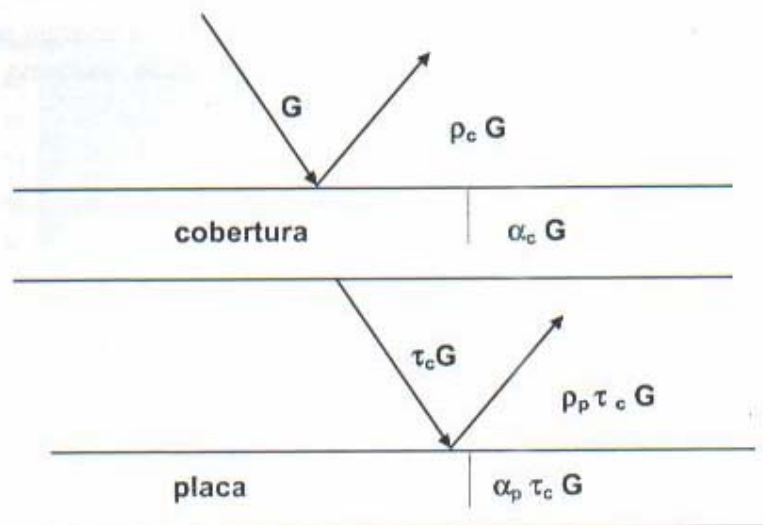


Figura 2.6: Esquema simplificado da trajetória dos raios solares dentro do coletor plano (CEST, 2003).

Assim, a equação do balanço de energia para a cobertura do coletor pode ser escrita na forma:

$$\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Incidente} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Transmitida} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Absorvida} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Re fletida} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Dividindo-se todos os termos da Equação (2.5) pela energia incidente, tem-se:

$$\frac{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Transmitida} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Incidente} \end{bmatrix}} + \frac{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Absorvida} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Incidente} \end{bmatrix}} + \frac{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Re fletida} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \text{Energia} \\ \text{Incidente} \end{bmatrix}} = 1 \quad (2.6)$$

A transmissividade espectral (τ_λ) é definida como a razão entre a energia transmitida em cada comprimento de onda e a energia incidente sobre sua superfície para vidros de determinada espessura, ou seja:

$$\tau_\lambda = \frac{\text{energia transmitida}}{\text{energia incidente}} \Big|_\lambda \quad (2.7)$$

A absortividade espectral (α_λ) é definida como a razão entre a energia absorvida pelo material e a energia incidente, ambas para um determinado comprimento de onda, na forma:

$$\alpha_\lambda = \frac{\text{energia absorvida}}{\text{energia incidente}} \Big|_\lambda \quad (2.8)$$

A refletividade espectral (ρ_λ) é definida como a razão entre a energia refletida pelo material e a energia incidente, para cada comprimento de onda, na forma:

$$\rho_\lambda = \frac{\text{energia refletida}}{\text{energia incidente}} \Big|_\lambda \quad (2.9)$$

Assim, a Equação (2.6) pode ser reescrita como:

$$\tau_{\lambda} + \alpha_{\lambda} + \rho_{\lambda} = 1 \quad (2.10)$$

As respectivas propriedades totais, resultantes da integração dos valores espectrais para todos os comprimentos de onda, possuem definição similar. Portanto, tem-se:

$$\tau + \alpha + \rho = 1 \quad (2.11)$$

A Figura 2.7 mostra curvas típicas de transmissividade espectral para vidros lisos.

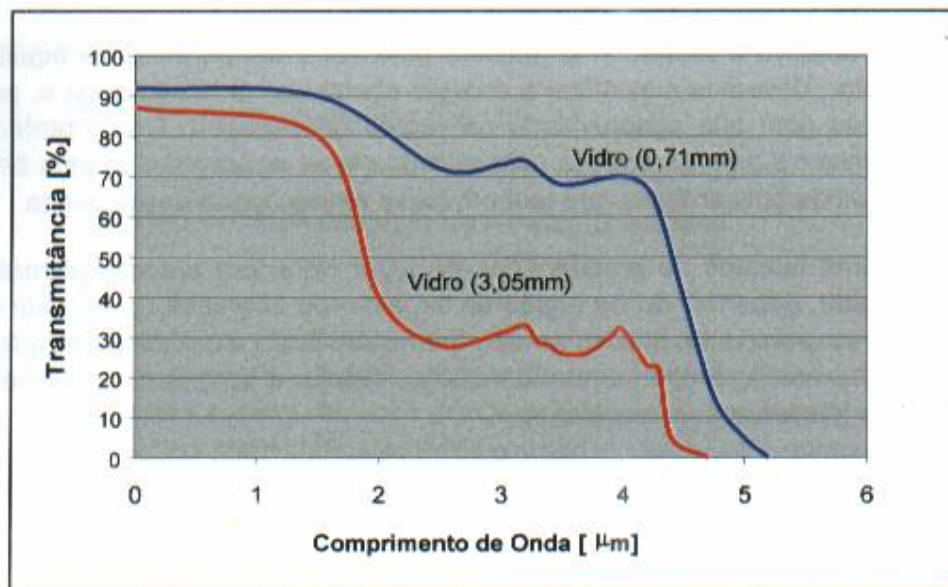


Figura 2.7: Transmissividade espectral do vidro (CEST, 2003).

A fim de maximizar a energia absorvida pela placa coletora, devem-se especificar tintas de alta absortividade, com ênfase no seu valor na banda solar. Entretanto, deve-se avaliar também a influência do valor da absortividade da tinta fora da banda solar. Neste sentido, define-se a emissividade espectral de um dado material como a razão entre a energia emitida pelo material em determinado

comprimento de onda e a energia que seria emitida por um corpo negro, ambos à mesma temperatura T . Ou seja:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{\text{energia emitida}}{\text{energia emitida pelo corpo negro (T)}} \Big|_{\lambda} \quad (2.12)$$

De acordo com Siegel e Howell (1992), para as características intrínsecas da radiação solar, pode-se considerar que a absorvidade e emissividade de um material para determinado comprimento de onda sejam iguais (lei de Kirchhoff). Assim, um material de alta absorvidade, em determinado comprimento de onda, apresentará também alta emissividade. Como o objetivo é aumentar ao máximo a temperatura de equilíbrio da placa coletora, deve-se maximizar a energia absorvida na banda solar e, portanto, empregar tintas com alta absorvidade nesta região do espectro. Como se pretende também minimizar a energia emitida pela mesma placa, agora na chamada banda de emissão, devem-se buscar tintas que tenham baixa emissividade nessa banda. Na Figura 2.8, tem-se a curva de absorvidade espectral de uma tinta especial, denominada seletiva, recomendada para coletores solares planos.

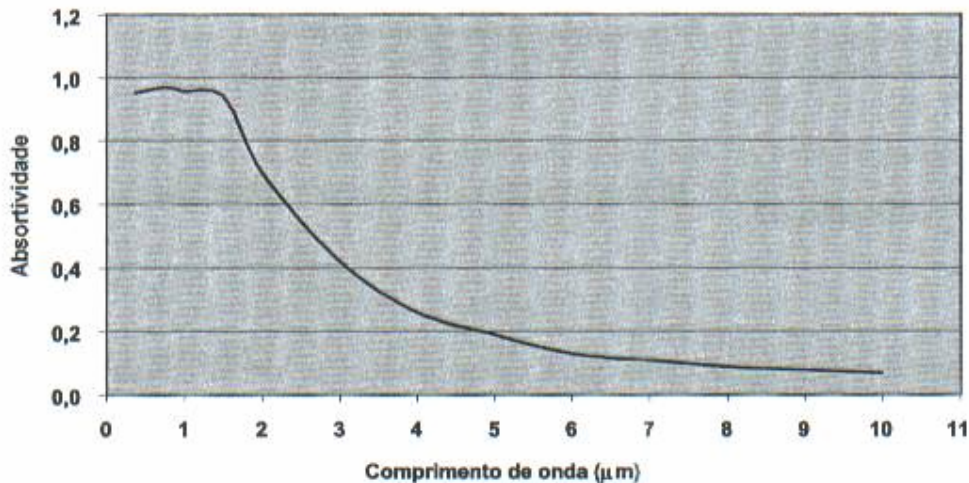


Figura 2.8: Absorvidade espectral do óxido de cromo (CEST, 2003).

O óxido de cromo possui elevada absorvidade para comprimentos de onda menores que 2 μm (banda solar) e baixa emissividade para comprimentos de onda

maiores que $3 \mu\text{m}$ (banda de emissão). Portanto, o óxido de cromo é uma superfície adequada para utilização em placas absorvedoras dos coletores solares.

2.2 Geometria Solar

O nosso planeta, em seu movimento anual em torno do Sol, descreve uma trajetória elíptica em um plano inclinado de aproximadamente $23,5^\circ$ com relação ao plano equatorial (Figura 2.9). Esta inclinação é responsável pela variação da elevação do Sol no horizonte a uma mesma hora, de um dia para outro, e dá origem às estações do ano. A posição angular do Sol, ao meio dia solar (a hora solar é discutida mais adiante), em relação ao plano do equador é chamada de declinação solar (δ). Este ângulo, mostrado na Figura 2.9, varia de acordo com o dia do ano dentro dos seguintes limites:

$$-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ \quad (2.13)$$

A declinação solar é considerada positiva no hemisfério Norte e pode ser obtida pela equação de Cooper:

$$\delta = 23,45^\circ \sin\left(2\pi \frac{284 + d}{365}\right) \quad (2.14)$$

na qual d corresponde ao dia do ano, sendo igual à unidade em 1 de janeiro e 365 em 31 de dezembro.

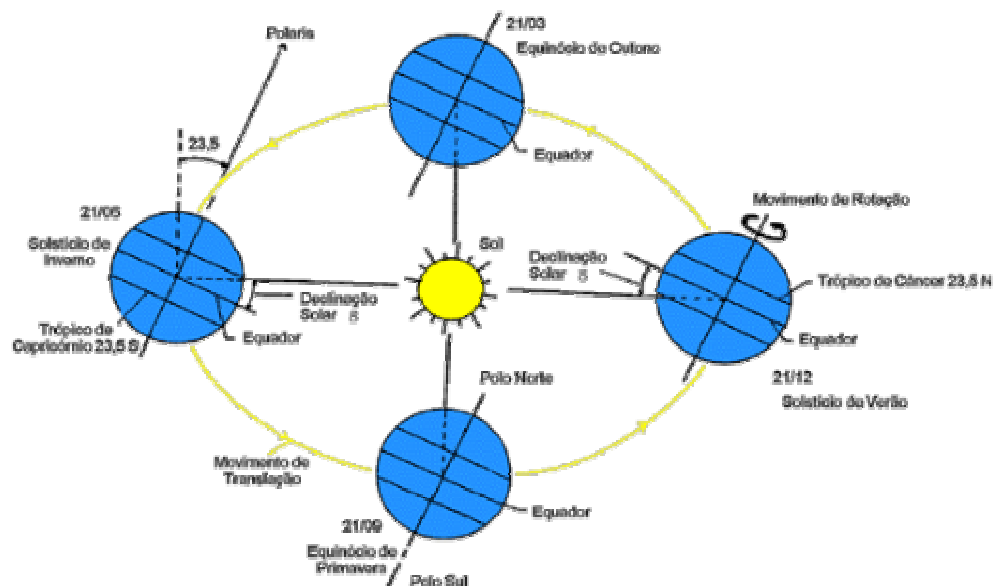


Figura 2.9: Órbita da Terra em torno do Sol com seu eixo N-S inclinado de um ângulo de 23,5° (CRESESB, 2003).

Além da declinação solar, outros ângulos são fundamentais para o cálculo da energia solar incidente sobre uma superfície e para a avaliação de possíveis problemas de sombreamento. Estes são:

Ângulo horário (ω): corresponde ao deslocamento angular do Sol em relação ao meridiano local devido ao movimento de rotação da Terra. Como a Terra completa 360° em 24 horas, tem-se um deslocamento de 15°/hora (Figura 2.10). Adota-se a seguinte convenção:

$\omega = 0$ às 12 horas;

$\omega > 0$ para o período da tarde;

$\omega < 0$ para o período da manhã.

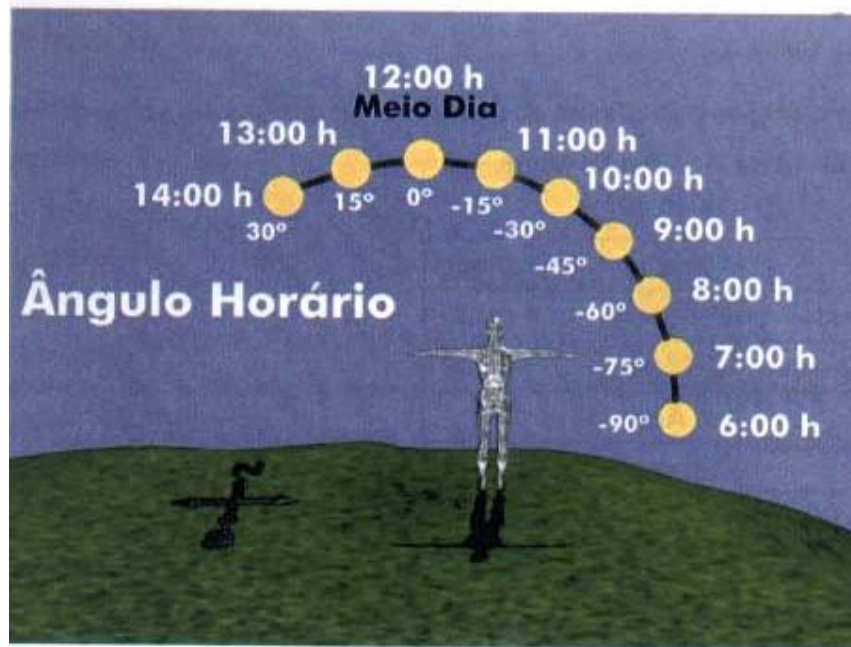


Figura 2.10: Ângulo horário (CEST, 2003).

Ângulo zenital (θ_z): ângulo formado entre a vertical e a direção do Sol, equivalente ao ângulo de incidência da radiação direta na superfície horizontal. O ângulo zenital varia entre 0° e 90° , sendo calculado pela seguinte equação:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (2.15)$$

Na hora do nascer e do pôr-do-sol, designada respectivamente pelos ângulos horários $-\omega_s$ e $+\omega_s$, o ângulo zenital é igual a 90° , ou seja, o cosseno do ângulo zenital é nulo. Assim, a Equação (2.15) reduz-se a:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (2.16)$$

Matematicamente, tem-se que o número teórico de horas de insolação (N) pode ser calculado pela seguinte equação:

$$N = \frac{2}{15} \omega_s \quad (2.17)$$

com ω_s em graus.

Ângulo de altitude solar (α_s): ângulo formado entre a horizontal e a direção do Sol, ou seja, o ângulo solar é o complemento do ângulo zenital (Figura 2.11).

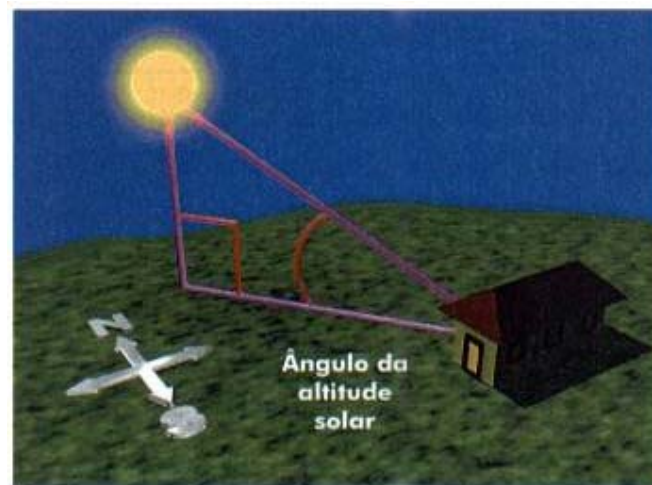


Figura 2.11: Ângulo de altitude solar (CEST, 2003).

Ângulo de incidência da radiação direta (θ): é o ângulo formado entre a normal à superfície e a reta determinada pela direção da radiação direta (Figura 2.12). Sua variação é: $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$. O ângulo de incidência da radiação direta sobre uma superfície com determinadas orientação e inclinação é calculado pela equação:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta) \text{sen}(\phi) \cos(s) - \text{sen}(\delta) \cos(\phi) \text{sen}(s) \cos(\gamma) + \\ & + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(s) \cos(\omega) + \cos(\delta) \text{sen}(\phi) \text{sen}(s) \cos(\gamma) \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \text{sen}(s) \text{sen}(\gamma) \text{sen}(\omega) \end{aligned}$$

(2.18)

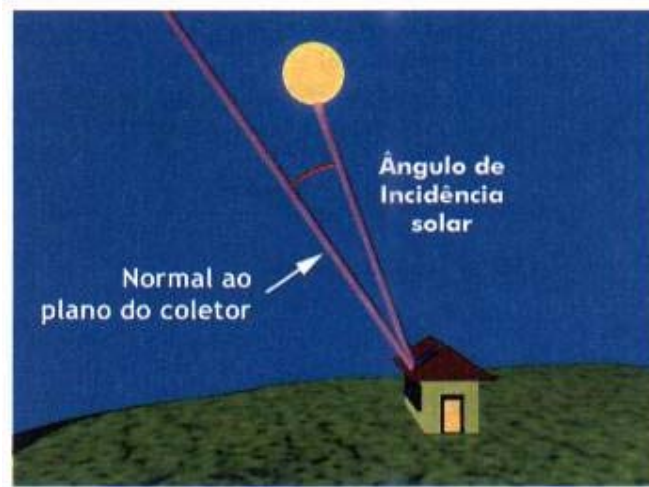


Figura 2.12: Ângulo de incidência da radiação direta (CEST, 2003).

Ângulo de azimute solar (γ_s): corresponde ao ângulo formado entre a direção norte-sul e a projeção no plano horizontal da radiação direta (Figura 2.13).



Figura 2.13: Ângulo de azimute solar (CEST, 2003).

A correta determinação do ângulo de azimute solar tem como primeiro passo a identificação do quadrante onde o Sol se encontra. O procedimento geral descrito a

seguir foi proposto por Braun e Mitchell (1983) e apresentado por Duffie e Beckman (1991).

O ângulo de azimute solar é dado pela equação:

$$\gamma_s = C_1 C_2 \gamma_s^* + C_3 \left(\frac{1 - C_1 C_2}{2} \right) 180 \quad (2.19)$$

onde γ_s^* corresponde ao pseudo ângulo azimutal de superfície, no primeiro ou quarto quadrante, calculado pela equação:

$$\text{sen } \gamma_s^* = \frac{\text{sen}(\omega) \cos(\delta)}{\text{sen}(\theta_z)} \quad (2.20)$$

$$\cos(\omega_{ew}) = \frac{\tan \delta}{\tan \phi} \quad (2.21)$$

$$C_1 = \begin{cases} 1 & \text{se } |\omega| \leq \omega_{ew} \\ -1 & \text{se } |\omega| > \omega_{ew} \end{cases} \quad (2.22)$$

$$C_2 = \begin{cases} 1 & \text{se } (\phi - \delta) \geq 0 \\ -1 & \text{se } (\phi - \delta) < 0 \end{cases} \quad (2.23)$$

$$C_3 = \begin{cases} 1 & \text{se } \omega \geq 0 \\ -1 & \text{se } \omega < 0 \end{cases} \quad (2.24)$$

2.3 Hora Solar

A hora solar baseia-se no movimento aparente do Sol no céu em uma determinada localidade para cada dia do ano, sendo o meio-dia solar considerado como o instante em que o Sol cruza o meridiano do observador, ou seja, quando o Sol se encontra na posição mais alta do céu. A hora solar é o tempo medido em relação ao meio dia solar cujo valor é utilizado em todas as relações trigonométricas da geometria solar.

Para se converter a hora padrão em hora solar são aplicadas duas correções. A primeira refere-se à diferença de longitude entre os meridianos do observador e aquele da cidade padrão, visto que um deslocamento angular de 1° é completado em 4 minutos (movimento de rotação da Terra). A segunda correção é dada pela equação do tempo (E), que leva em consideração as perturbações na rotação da Terra. Estas perturbações afetam o tempo que o Sol leva para atravessar o meridiano do observador, conforme apresentado por Duffie e Beckmann (1991):

$$E = 229,2[0,000075 + 0,001868\cos B - 0,032077\sin B - 0,014615\cos(2B) - 0,04089\sin(2B)] \quad (2.25)$$

onde:

$$B = (d - 1)\frac{2\pi}{365} \quad (2.26)$$

Assim, a diferença total em minutos entre hora solar (HS) e hora padrão (HP) pode ser calculada da seguinte forma:

$$HS - HP = 4(L_{ST} - L_{LOC}) + E \quad (2.27)$$

sendo:

L_{ST} : longitude do local onde é feita a medida da hora padrão (a longitude do Distrito Federal é igual a $47^\circ 56'$);

L_{LOC} : longitude da localidade em questão, expressa em graus, e disponível nas Normas Climatológicas do DNMET.

Uma análise dimensional da Equação (2.27) mostra que a diferença entre a hora solar e a padrão é obtida em minutos, visto que a constante que multiplica a diferença de longitudes está expressa em minutos por grau.

2.4 Ângulos Relativos à Instalação do Coletor Solar

Para que se possam instalar coletores solares com inclinação e orientação mais adequadas, cujos ângulos são conhecidos como *ângulos da instalação solar*, ou até mesmo compensar condições climáticas menos favoráveis, é imprescindível conhecer as relações geométricas que envolvem os ângulos solares. Estes ângulos, apresentados a seguir, referem-se a uma dada localidade, podendo-se definir condições otimizadas para a instalação de coletores solares.

Longitude geográfica (L): é o ângulo medido ao longo do Equador da Terra, tendo como origem o meridiano de Greenwich e extremidade o meridiano local. Na Conferência Internacional Meridiana foi definida sua variação de 0° a 180° (oeste de Greenwich) e de 0° a -180° (leste de Greenwich).

Latitude geográfica (Φ): corresponde à posição angular em relação à linha do Equador, observando-se a convenção Norte (positivo) e Sul (negativo). Seu valor varia na faixa $-90 < \Phi < 90$.

Ângulo azimutal de superfície (γ): corresponde ao ângulo formado entre a direção Norte-Sul e a projeção no plano horizontal da reta normal à superfície do coletor solar (Figura 2.14). Seu valor varia na faixa $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$, de acordo com a convenção:

$\gamma = 0$: para o Sul

$\gamma < 0$: a leste do Sul

$\gamma > 0$: a oeste do Sul

A grande importância do ângulo azimutal da superfície é permitir que se avalie a ocorrência de períodos no início da manhã ou final da tarde em que o coletor solar possa não “enxergar” o Sol. Em projeto de sistemas termossolares, os desvios relativos ao eixo norte-sul devem ser minimizados.

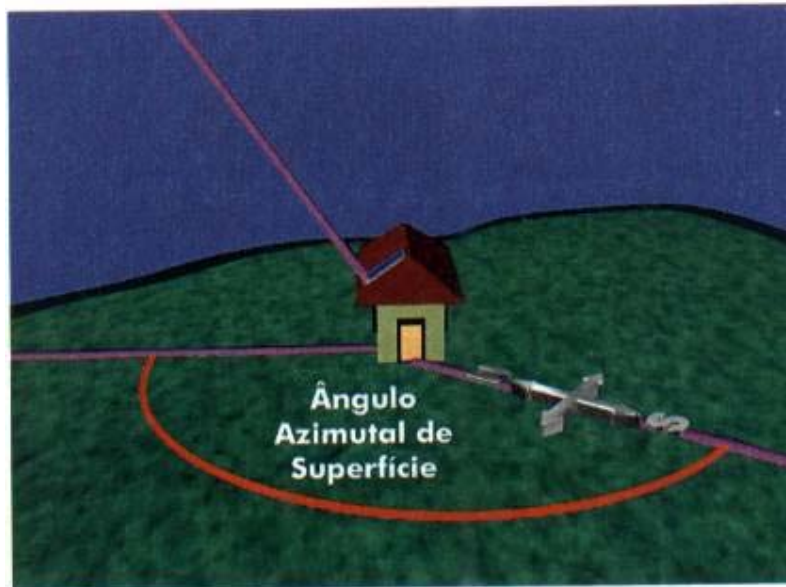


Figura 2.14: Ângulo azimutal de superfície (CEST, 2003).

Ângulo de inclinação do coletor (s): ângulo formado entre o plano inclinado do coletor solar e o plano horizontal (Figura 2.15)

A rigor, um coletor deveria ser orientado de modo a receber sempre normalmente a radiação solar. Como seria muito difícil variar continuamente a inclinação de uma bateria de coletores ao longo do ano devido à complexidade do próprio mecanismo rastreador do Sol e às conexões às tubulações de alimentação e retorno da água quente, utiliza-se uma inclinação média fixa (s_{med}). Na maioria das aplicações, esse valor coincide com a própria inclinação do telhado. Quando houver a possibilidade de escolha prévia dessa inclinação como parte do projeto arquitetônico, vários ângulos de inclinação dos coletores solares podem ser adotados. Estes são:

Média anual: média aritmética calculada a partir das inclinações ótimas nos solstícios de verão e inverno, cujo valor numérico coincide com a latitude da localidade de interesse. Ou seja:

$$s_{med} = |\phi| \quad (2.28)$$

Favorecimento do inverno: este critério é muitas vezes aplicado devido à maior demanda de água quente no período de inverno. Nesse caso, recomenda-se:

$$s_{\text{med}} = |\phi| + 10^\circ \quad (2.29)$$

onde ϕ é a latitude local.

Períodos críticos de insolação: quando for necessário minimizar a utilização do aquecimento auxiliar, devem-se inclinar os coletores solares de modo a maximizar a energia solar coletada nos períodos críticos de insolação para a localidade em questão.

Períodos de demanda de água quente: por exemplo, a demanda de água quente em hotéis na região nordeste do Brasil em geral tem seu pico nos meses de verão (alta temporada). Portanto, o projeto solar de aquecimento solar deverá levar em consideração esta especificidade.

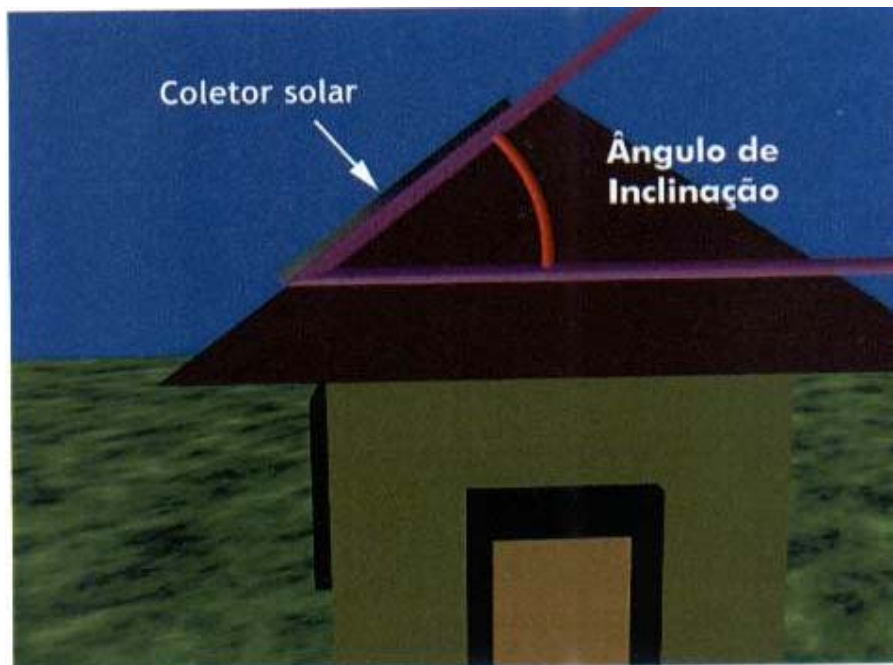


Figura 2.15: Ângulo de inclinação da superfície (CEST, 2003).

2.5 Solarimetria e Instrumentos de Medição

A medição da radiação solar, tanto a componente direta como a componente difusa na superfície terrestre é de importância crucial para os estudos das condições climáticas e atmosféricas. Com um histórico dessas medidas, pode-se viabilizar a operação de sistemas térmicos e fotovoltaicos em uma determinada região garantindo-se o máximo aproveitamento ao longo do ano, a despeito de variações da intensidade da radiação solar.

Os instrumentos solarimétricos medem a potência incidente por unidade de superfície, integrada ao longo dos diversos comprimentos de ondas. As medições usuais são a radiação total e a componente difusa no plano horizontal e a radiação direta normal. Habitualmente são utilizados instrumentos cujo sensor é uma termopilha, que mede a diferença de temperatura entre duas superfícies, uma pintada de preto e outra pintada de branco, igualmente iluminadas. A vantagem principal da termopilha é sua resposta uniforme em relação ao comprimento de onda. Há também sensores que funcionam pela expansão diferencial de um par bimetálico provocada por uma diferença de temperatura entre as duas superfícies de cor preto e branco. A expansão do sensor movimenta uma pena que registra o valor instantâneo da energia solar.

Utilizam-se atualmente, com bastante frequência, fotocélulas de silício monocristalino para coletar medidas solarimétricas. Seu custo é de 10 a 20 % do custo de instrumentos que usam termopilhas. Sua maior limitação é a não uniformidade da resposta espectral e a região relativamente limitada de comprimentos de onda à qual a fotocélula é sensível (0,4 a 1,1 μm com máximo em torno de 0,9 μm). Cerca de 99% do espectro solar estende-se entre 0,27 a 4,7 μm , enquanto no intervalo de sensibilidade das fotocélulas estão compreendidos apenas 66 % da radiação solar.

Fotocélulas e termopilhas realizam medidas essencialmente diferentes. O princípio de medida da fotocélula está ligado ao número de fótons com energia maior que a diferença existente entre as duas bandas de energia do material com o qual esses fótons interagem (banda de energia do silício). A energia em excesso dos

fótons é simplesmente dissipada sob a forma de calor. Uma termopilha mede a potência e, portanto, o momento de primeira ordem da distribuição espectral. Esta diferença dá origem a características espectrais qualitativamente diferentes que complicam a análise da interrelação entre estes dois tipos de sensores.

Se o espectro solar tivesse sempre a mesma distribuição, bastaria uma calibração destes sensores para que houvesse concordância entre suas respostas espectrais. No entanto, a distribuição espectral modifica-se com a massa de ar e cobertura de nuvens. Essa mudança afeta significativamente a componente direta normal da radiação e, principalmente, a componente difusa, levando a erros de medição desta última da ordem de 40 %.



Figura 2.16: Instrumentos solarimétricos (CRESESB, 2003).

A Figura 2.16 mostra outros tipos de instrumentos solarimétricos. Os heliógrafos tipo Campbell-Stokes produzem informações sobre a insolação diária. Nestes equipamentos, a convergência dos raios solares sobre uma faixa de papel queima, ao longo do dia, um certo comprimento, que é utilizado para quantificar as horas de brilho do Sol (horas de “sol forte”). A queima ocorre quando a radiação

solar direta supera um limiar variável de 100 a 200 W/m^2 , que depende da localização geográfica do equipamento, do clima e do tipo do papel utilizado para o registro. Quando o equipamento está adequadamente instalado, com a utilização de papel adequado, o limiar é de 120 W/m^2 . Mediante o uso de correlações simples, com coeficientes apropriados, as séries históricas da insolação podem ser utilizadas para estimar radiação solar diária, média mensal ou anual, com erros mínimos da ordem de 10 %.

O actinógrafo bimetalico é destinado à medição da radiação solar global sobre um plano horizontal. Consiste basicamente de uma barra bimetalica enegrecida, presa em um extremo e livre no outro. Quando iluminado, o par bimetalico absorve a luz e se curva na extremidade livre, devido à diferença no coeficiente de dilatação dos metais. Esta curvatura gera um movimento na extremidade livre, transmitido mecanicamente a uma pena, que risca uma faixa de papel enrolada num tambor que gira à velocidade constante, controlado e acionado por um mecanismo de relojoaria. Conforme diversos autores, os erros de medida para valores diários não são inferiores a 10 %, mesmo com calibração mensal. No entanto, erros da ordem de 15 % são bastante frequentes. Além disso, devem-se somar os erros de leitura das faixas de papel. Portanto, estes equipamentos geram dados de radiação solar global diária com erros no intervalo de 15 a 20 %, mesmo quando submetidos à manutenção regular.

3 METODOLOGIAS DE TRATAMENTO DE DADOS CLIMÁTICOS

3.1 Discussão Preliminar

O projeto e a análise de desempenho de sistemas de aquecimento solar requerem o conhecimento, para uma dada localidade, de dados da radiação solar, temperatura de bulbo seco e da magnitude e direção dos ventos. Obviamente, a radiação solar é a variável climática crucial, pois é a própria energia que se quer armazenar. A temperatura do ar é importante na medida em que influi diretamente nas perdas da energia solar armazenada para o ambiente. Os ventos têm uma importância relativamente menor, influenciando apenas o coeficiente de transferência de calor por convecção e, deste modo, as perdas de calor do sistema para o ambiente.

A fim de determinar o tratamento a ser dado às amostras de dados climáticos disponíveis para Itajubá, torna-se necessária uma revisão dos métodos de tratamento existentes para aplicação dos dados em projetos de sistemas que utilizem energia solar. Pretende-se desta maneira responder as seguintes perguntas:

1. Quais são os métodos de tratamento de dados climáticos recomendados para estas aplicações?
2. Quais são os requisitos relativos aos arquivos históricos de dados para aplicação dos métodos acima? Por exemplo, duração mínima do período de amostragem? Frequência de medição?
3. Caso os arquivos de dados disponíveis para Itajubá não cumpram os requisitos acima, ainda assim é possível a aplicação dos métodos ou uma adaptação deles?
4. No caso dos requisitos não serem cumpridos, quais são as implicações sobre a confiabilidade dos dados tratados?

As respostas a estas perguntas permitirão não somente definir o tratamento a ser dispensado aos dados em questão, mas também propor eventuais procedimentos de coleta de dados almejando o cumprimento dos requisitos estabelecidos pelos métodos tradicionais de tratamento.

3.2 Definições Estatísticas

Antes de passar à discussão dos métodos de tratamento propriamente ditos, é pertinente definir alguns parâmetros estatísticos usualmente utilizados em climatologia.

População: coleção completa de todos os elementos (por exemplo, medidas de temperatura) a serem estudados.

Amostra: subcoleção de elementos extraídos da população.

Assim é que os elementos de um arquivo histórico de dados climáticos constituem amostras e não populações. Teoricamente, seria possível fazer medidas de qualquer das grandezas de interesse continuamente de modo a obter todos os valores possíveis desta mesma grandeza no intervalo de tempo considerado (população). Porém, dada a inviabilidade prática de fazê-lo, fazem-se medidas separadas por intervalos de tempo definidos de modo a se obter uma amostra da população desta grandeza.

A seguir, depara-se com a questão de inferir da amostra coletada tendências ou características importantes da população. Um primeiro passo neste sentido é obter uma medida de tendência central da amostra. Definem-se:

Média aritmética amostral:

$$\bar{x} = \frac{\sum x}{n} \quad (3.1)$$

onde n é o número de elementos da amostra.

Mediana: é o valor do meio do conjunto de valores (amostra), sendo denotado por \tilde{x} .

Moda: é o valor que ocorre com maior frequência, sendo denotado por M .

A comparação entre a média, mediana e moda permite determinar a simetria ou assimetria da distribuição de dados amostrais (Figura 3.1). Por exemplo, para uma amostra de valores de temperaturas, tem-se:

Assimetria à esquerda: indica uma maior frequência de valores de temperatura mais elevados do que a média, porém o valor mais baixo de temperatura (limite inferior da amostra) tende a ser mais extremo do que o valor mais alto (limite superior).

Assimetria à direita: indica uma maior frequência de valores de temperatura menores do que a média, porém o valor mais alto de temperatura (limite superior da amostra) tende a ser mais extremo do que o valor mais baixo (limite inferior).

Distribuição simétrica: não há predominância de temperaturas nem mais altas nem mais baixas do que a média.

A quantificação do grau de assimetria de uma distribuição em torno de uma média é obtida calculando-se a sua distorção, dada por:

$$\text{Distorção} = \frac{n}{(n-1)(n-2)} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i - \bar{x}}{s} \right)^3 \quad (3.2)$$

onde s é o desvio padrão imparcial, discutido mais adiante.

Um valor positivo da distorção indica uma distribuição com uma ponta assimétrica que se estende em direção a valores mais altos (assimetria à direita), porém com uma maior concentração de valores abaixo da média. Inversamente, um valor baixo indica uma distribuição com uma ponta assimétrica que se estende em direção a valores mais negativos (assimetria à esquerda), porém com uma maior concentração de valores acima da média.

A amplitude de um conjunto de dados é a diferença entre o maior e o menor valor (limites superior e inferior da amostra). Ao se analisar dados meteorológicos, normalmente fala-se em amplitude diária de temperatura (diferença entre o maior e o

menor valor registrados em um mesmo dia) e temperaturas máximas e mínimas do período considerado (mês, ano, etc.).

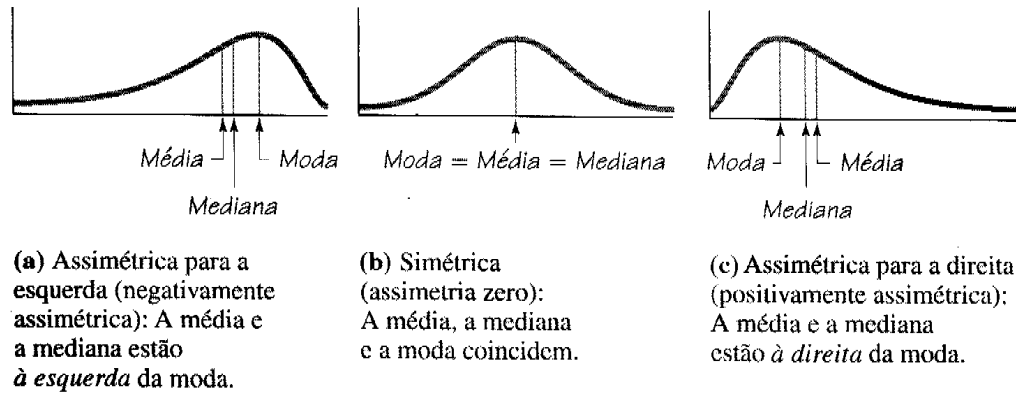


Figura 3.1: Distribuições simétrica, assimétrica à esquerda e assimétrica à direita (Triola, 1999).

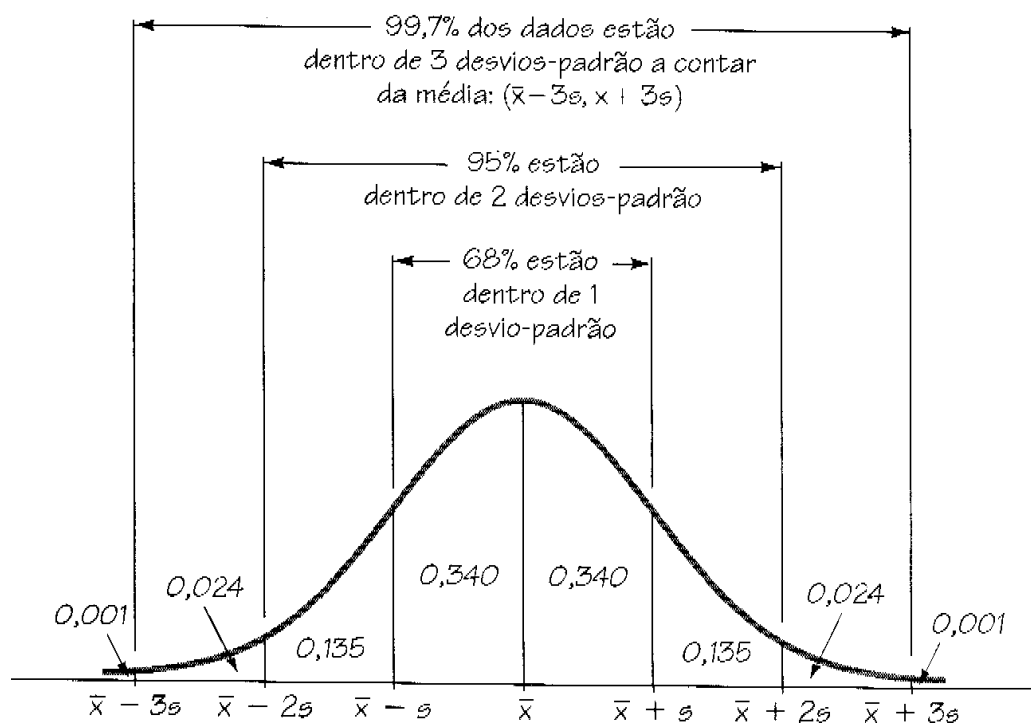


Figura 3.2: O desvio padrão como uma medida da dispersão dos dados (Triola, 1999).

De modo geral, o desvio padrão é a mais importante e a mais útil medida de variação de um conjunto de valores. Define-se o desvio padrão imparcial como:

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (3.3)$$

O desvio padrão fornece uma medida da dispersão dos dados em torno da média (Figura 3.2). Mesmo para conjuntos de dados que não apresentem uma distribuição aproximadamente simétrica em forma de sino, como aquela da Figura 3.1, é possível tirar conclusões semelhantes com base no desvio padrão.

Definem-se ainda:

Variância: é o quadrado do desvio padrão.

Curtose: representa o grau de “achatamento” de uma distribuição. Para dados com distribuição normal é igual a zero; valores positivos caracterizam uma distribuição acentuada no meio; valores negativos, uma distribuição achatada no meio.

3.3 Ano Meteorológico Típico ASHRAE

Para projetos de sistemas que utilizem energia solar diretamente, a *American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE) recomenda o “ano meteorológico típico” (*Typical Meteorological Year – TMY*). Estes arquivos foram preparados com base em dados horários do *U.S. Weather Services*, registrados em 249 estações no período de 1954 a 1972 (banco de dados SOLMET). O ano meteorológico típico (TMY) consiste de 8760 h de registros e é composto de nove variáveis climáticas:

1. Radiação total horizontal;
2. Temperatura de bulbo seco máxima;
3. Temperatura de bulbo seco mínima;

4. Temperatura de bulbo seco média;
5. Temperatura de orvalho máxima;
6. Temperatura de orvalho mínima;
7. Temperatura de orvalho média;
8. Velocidade do vento máxima;
9. Velocidade do vento média.

A escolha dos meses considerados típicos que compuseram o TMY se deu pela proximidade de suas funções de distribuição cumulativas daquelas de longo prazo. Eventuais descontinuidades entre os meses do TMY foram suavizadas pelo próprio algoritmo de programação.

Duffie e Beckman (1991) relatam uma pequena discrepância entre a simulação de um sistema de aquecimento solar utilizando o TMY e outra utilizando toda a base de dados climáticos. Os autores recomendam então que anos típicos sejam utilizados com cuidado quando o sistema solar responder por uma fração significativa da demanda total de energia. Uma abordagem alternativa seria a geração de seqüências sintéticas horárias e diárias de radiação solar e temperatura com a condição que as seqüências sintéticas tenham o mesmo valor médio, a mesma distribuição, a mesma autocorrelação e, em última instância, a mesma correlação cruzada (*cross correlation*) entre as variáveis climáticas que os dados reais.

3.4 Metodologias de Tratamento de Dados Climáticos do LabEEE-UFSC

3.4.1 Tratamento de Dados de Nebulosidade

Nem sempre dados de radiação solar são registrados nas estações meteorológicas e torna-se necessário estimar esta variável a partir de outros parâmetros meteorológicos. Segundo Rangarajan *et al* (1984), o parâmetro mais frequentemente utilizado para computar a radiação solar global e difusa, e que tem fornecido os melhores resultados, é a média diária de horas de sol. Ainda segundo

Rangarajan *et al* (1984), a relação mais adequada entre medidas de nebulosidade realizadas por observadores em terra e número de horas de sol é do tipo:

$$1 - \frac{n}{N} = p C_m + q (C_m)^2 + r (C_m)^3 \quad (3.4)$$

onde:

C_m : fração média do céu coberta por nuvens, em décimos;

n : horas de sol;

N : máximo número de horas de sol possível;

p, q, r : coeficientes determinados estatisticamente.

Uma vez determinada a relação n/N , a radiação solar global diária é determinada pela correlação de Angström:

$$\frac{H'}{H_0} = a + b \left(\frac{n}{N} \right) \quad (3.5)$$

onde:

H' : radiação global diária sem reflexões solo-nuvens-atmosfera;

H_0 : radiação extraterrestre diária;

a, b : coeficientes determinados estatisticamente.

Narciso Filho (citado por Goulart, 1993) desenvolveu uma correlação entre nebulosidade registrada por observadores e números de horas de sol obtidos por um heliógrafo Campbell-Stokes. A relação inversa entre o número de horas de sol e nebulosidade resulta do fato que as interrupções nos registros de luz solar são normalmente causadas pelo sol sendo obstruído por nuvens de opacidade mínima. Uma vez estabelecida esta relação, é possível deduzir os valores médios mensais de números de horas de sol a partir da quantidade média de nuvens e, então, calcular a

radiação solar global e difusa por meio de equações de Angström. Foram estimados valores de radiação global diária a partir da nebulosidade para o período em que foram medidos dados de radiação solar no LABSOLAR (UFSC) para a cidade de Florianópolis. Os coeficientes de Angström (a e b) foram determinados para cada mês com base nos dados de radiação do LABSOLAR e nos dados de horas de sol fornecidos pela EPAGRI, para o mesmo período.

$$H - H' = HR \left[0,25 \frac{n}{N} + 0,60 \left(1 - \frac{n}{N} \right) \right] \quad (3.6)$$

onde R é o albedo.

Os resultados da correlação apresentaram um erro médio, em módulo, de 29,0% e um erro médio, considerando-se os sinais, de $\pm 15,6\%$. Porém, os erros maiores foram observados para dias com radiação total baixa. Para os dias com radiação total diária maior ou igual a 2 kWh/m² (84,1% dos dias do período analisado), os erros médios resultaram muito menores.

3.4.2 Tratamento de Dados para o Vento

Goulart (1993) analisou os dados horários de magnitude e direção dos ventos na cidade de Florianópolis para um período de dez anos. Foram obtidas estatísticas (média, desvio padrão, variância, distorção, curtose e moda) para o comportamento dos ventos durante cada um dos meses do ano e, com base nesta análise, foram tiradas conclusões gerais acerca do regime dos ventos na cidade.

3.5 Análise do Comportamento dos Ventos

A maioria dos instrumentos para monitoramento dos ventos é projetada para medir somente o componente horizontal da velocidade já que este é normalmente consideravelmente maior do que o componente vertical. Somente no caso de algumas aplicações específicas, são utilizados instrumentos que medem também o componente vertical da velocidade. Alguns instrumentos para monitoramento do

vento são a biruta, o anemômetro de conchas, o anemômetro de fio quente e o sensor ultra-sônico.

A direção do vento é sempre aquela da qual sopra o vento. Assim, um vento soprando do leste em direção ao oeste é descrito como um vento leste. Medido no sentido horário a partir do norte verdadeiro, um vento leste é especificado como a 90°, um vento sul como a 180°, um vento oeste como 270° e um vento norte como a 360°. Um vento especificado como a 0° significa, segundo alguns autores, condições calmas.

A velocidade dos ventos pode ser inferida observando-se o seu efeito sobre a superfície de lagos e oceanos ou sobre objetos flexíveis em terra, como árvores. Estas observações formam a base da escala Beaufort, que é uma seqüência graduada da força do vento desde zero (condições calmas) até 12 (furacões). A Tabela 3.1 apresenta a escala Beaufort e os valores correspondentes da velocidade 10 m acima do solo.

Os valores acima correspondem à condição ideal de um instrumento para monitoramento do vento montado 10 m acima do solo em uma torre. Normalmente, deve ser evitada a colocação do sensor sobre tetos já que os ventos tendem a se acelerar sobre edificações. Além disso, o sistema de medição deve ser colocado distante de estruturas que possam “tapá-lo” ou quaisquer obstáculos que possam canalizar (e, portanto, acelerar) o vento.

Entende-se por *análise do comportamento dos ventos* um conjunto padronizado de procedimentos para tratamento de dados medidos e cálculo das grandezas estatísticas pertinentes. Com base nesta análise, pode-se então inferir o *regime dos ventos*, isto é, o comportamento esperado dos ventos no futuro (Hirata e Araújo, 2001). A frequência de amostragem utilizada depende da finalidade ou aplicação dos dados tratados. Por exemplo, se o levantamento dos dados de vento tem como finalidade as aplicações da energia eólica, é usual utilizar períodos de amostragem de dez minutos e, preferencialmente, de um minuto. Para aplicações mais refinadas, onde os efeitos da turbulência atmosférica são importantes, os períodos de amostragem costumam ser ainda menores.

Tabela 3.1: Escala Beaufort e os valores correspondentes da velocidade do vento 10m acima do solo.

Número Beaufort	Descrição Geral	Observações em Terra e Água	Velocidade do Vento 10 m acima do Solo (km/hr)
0	Calmo	Fumaça sobe verticalmente. Mar como um espelho.	Menos de 1
1	Ar leve	Fumaça, mas não a biruta, mostra a direção do vento. Superfície do mar levemente encrespada.	1 – 5
2	Brisa leve	Vento sentido no rosto, folhas tremulam, biruta se move. Ondulações pequenas e curtas na superfície da água.	6 – 11
3	Brisa agradável	Folhas e brotos nos ramos se movem constantemente, pequenas bandeiras se desenrolam. Ondulações maiores com algumas cristas brancas.	12 – 19
4	Brisa moderada	Poeira e papel se levantam, pequenos ramos se movem. Ondas pequenas, cristas freqüentes.	20 – 28
5	Brisa refrescante	Copas de pequenas. Ondas médias.	29 – 38
6	Brisa intensa	Ramos maiores se movimentam, “assobio” ouvido em fios da rede elétrica. Ondas grandes, alguma arrebentação.	39 – 49
7	Vento	Toda a árvore se move. Espuma branca produzida na arrebentação.	50 - 61
8	Vento forte	Pequenos ramos são arrancados. Ondas já altas e de grande comprimento.	62 - 74
9	Vendaval	Danos estruturais leves. Cristas das ondas se “enrolam”. Arrebentação já impede visibilidade.	75 – 88
10	Tempestade	Árvores caídas, danos estruturais consideráveis. Mar revolto e esbranquiçado pela espuma.	89 – 102
11	Tempestade violenta	Danos estruturais generalizados. Ondas de altura incomum.	103 – 118
12	Furacão	Visibilidade muito reduzida pela espuma e água.	119 ou mais

Sejam dados coletados de modo a fornecer valores médios horários, armazenados conforme mostra a Tabela 3.2. Aqui, $V(H,D)$ representa o valor médio de um período de amostragem de, por exemplo, dez minutos associados à hora H do dia D . Uma planilha como esta é construída para cada mês do período amostrado e são então calculados os seguintes parâmetros estatísticos:

Velocidade média diária, V_{md} : valor médio das velocidades acumuladas durante um dia. Em geral, este valor é muito pouco utilizado por não ter representatividade prática.

Velocidade média mensal, V_m : valor médio das velocidades acumuladas durante um mês, igual à média das velocidades médias diárias. A velocidade média mensal é uma grandeza importante porque o conjunto das velocidades médias mensais fornece uma indicação bastante clara da distribuição da velocidade do vento ao longo do ano.

Velocidade média horária, V_{mh} : também conhecida como *velocidade representativa horária*, trata-se de um valor da velocidade mensal para cada hora do dia.

Tabela 3.2: Medidas da velocidade dos ventos.

H \ D	1	2	3	4	...	31	V_{mh}
1	$V(1,1)$	$V(1,2)$	$V(1,3)$	$V(1,4)$...	$V(1,31)$	$V_{mh}(1)$
2	$V(2,1)$	$V(2,2)$	$V(2,3)$	$V(2,4)$...	$V(2,31)$	$V_{mh}(2)$
3	$V(3,1)$	$V(3,2)$	$V(3,3)$	$V(3,4)$...	$V(3,31)$	$V_{mh}(3)$
4	$V(4,1)$	$V(4,2)$	$V(4,3)$	$V(4,4)$...	$V(4,31)$	$V_{mh}(4)$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮		⋮	⋮
24	$V(24,1)$	$V(24,2)$	$V(24,3)$	$V(24,4)$...	$V(24,31)$	$V_{mh}(24)$
V_{md}	$V_{md}(1)$	$V_{md}(2)$	$V_{md}(3)$	$V_{md}(4)$...	$V_{md}(31)$	V_m

O gráfico $V_{mh} \times$ Hora do dia é conhecido como *dia representativo* ou *dia típico*. Ele é bastante ilustrativo porque mostra a distribuição média da velocidade do

vento ao longo do dia. Na planilha obtêm-se os dados para o traçado do dia representativo mensal; os dias representativos sazonais e anuais são obtidos de maneira análoga. O conhecimento do dia típico é de extrema importância, por exemplo, para a operação de sistemas de distribuição de energia abastecidos pela energia dos ventos.

É possível também definir uma velocidade média anual. Embora pouco representativa do ponto de vista de aplicações, a sua evolução ao longo dos anos, sem um caráter nitidamente monotônico (crescente ou decrescente), é um indício de que não houve problemas na medida e aquisição dos dados e de que o regime dos ventos permanece estacionário. Isto é, não se observam alterações climáticas resultantes da ação do homem ou de causas naturais.

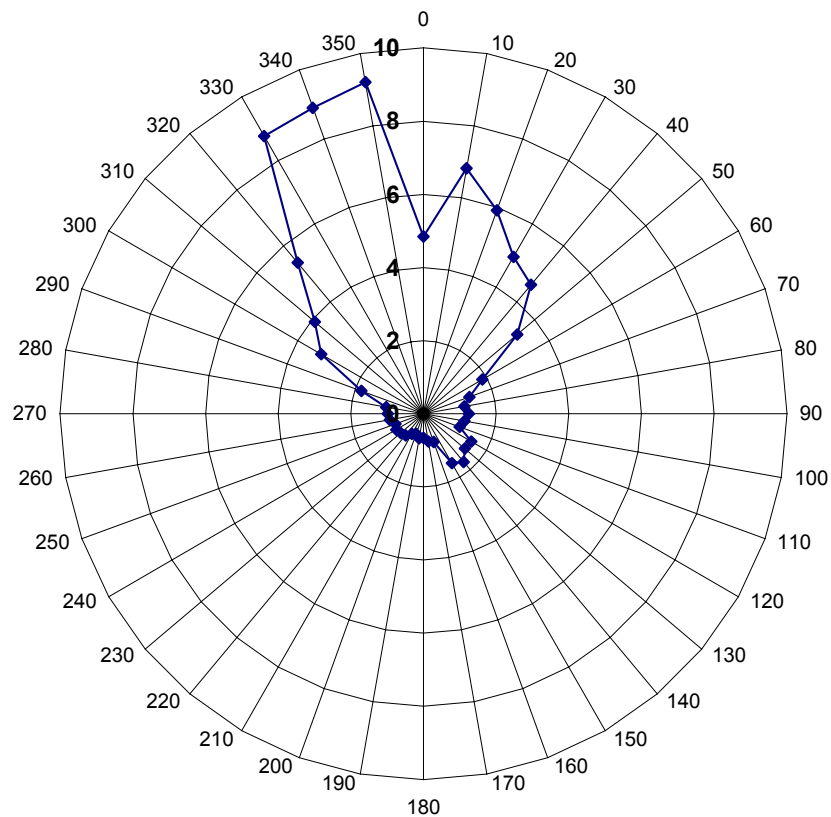


Figura 3.3: Rosa dos ventos da frequência de ocorrência em porcentagem por setor.

Obviamente, a descrição do comportamento dos ventos requer não apenas a análise da magnitude de sua velocidade mas também de sua direção. Uma maneira bastante comum de fazê-lo é traçar a *rosa dos ventos*. Para tal, os quatro quadrantes são divididos em setores e se identificam as mediatrizes destes setores. Às circunferências concêntricas são associados valores da frequência relativa de ocorrência de velocidades (f_{r1} , f_{r2} , f_{r3} , etc.) e, sobre cada mediatriz, marca-se o valor correspondente da frequência relativa de ocorrência de leituras naquele setor. A união dos pontos marcados sobre todas as mediatrizes forma uma curva fechada, a rosa dos ventos (Figura 3.3). Podem então ser prontamente identificadas as direções predominantes do vento para a localidade em questão. Contudo, há ainda a necessidade de se identificar valores médios (magnitude) da velocidade em cada setor da rosa dos ventos. Pode-se então construir uma segunda rosa dos ventos onde são traçadas circunferências concêntricas de valores médios de velocidade em vez de frequências relativas de ocorrência (Figura 3.4). Os dois tipos de rosa dos ventos permitem então identificar a frequência relativa do vento em uma dada direção e o valor médio de sua velocidade nesta mesma direção.

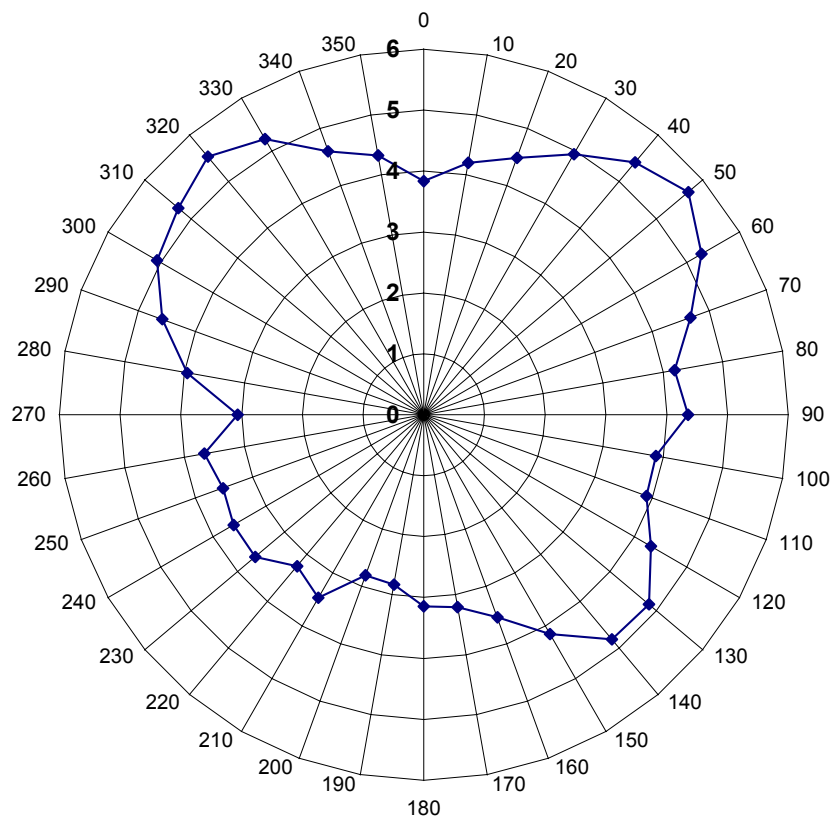


Figura 3.4: Rosa dos ventos da velocidade média em m/s por setor.

Tratados os dados do vento pela magnitude e direção, podem-se elaborar as planilhas correspondentes ao assim chamado *regime mensal dos ventos*. Isto é, as informações são primeiramente organizadas por setor direcional e, para cada setor, são calculados parâmetros estatísticos para cada mês do ano (Tabela 3.3).

Conforme mencionado anteriormente, seqüências de velocidades médias anuais permitem verificar se o regime dos ventos permaneceu estacionário, isto é, sem uma tendência determinística crescente ou decrescente. Verificada a ausência deste tipo de comportamento, as planilhas discutidas acima podem ser refeitas com base no período global de amostragem. Deste modo, a confiabilidade estatística das distribuições obtidas será maior.

Tabela 3.3: Regime mensal dos ventos para o setor 0.

Mês	VelVent medidas [-----]	VelVent média [m/s]	Desv. Padr. [m/s]	VelVent mín. [m/s]	VelVent máx. [m/s]	Var. [m/s] ²	Méd. [m/s]	Dist. [-----]	Curt. [-----]	Moda [m/s]
JAN	93	19,73	6,57	5,62	30,70	43,12	20,70	-0,71	0,10	19,25
FEV	84	18,87	6,00	7,77	28,57	35,95	19,68	-0,42	-0,88	22,50
MAR	92	18,02	5,69	7,98	31,27	32,35	19,05	0,67	2,94	21,00
ABR	88	18,97	3,27	9,27	23,20	10,67	19,85	-1,60	2,88	20,00
MAI	92	14,93	3,60	7,72	18,83	12,95	16,35	-1,39	1,67	16,50
JUN	87	13,56	2,96	5,50	16,60	8,75	14,50	-1,36	1,31	16,50
JUL	86	14,25	2,97	4,93	17,55	8,80	15,25	-1,51	3,05	16,30
AGO	62	16,77	3,97	3,75	20,73	15,78	17,90	-1,62	2,82	18,50
SET	60	17,53	5,93	4,43	18,31	35,13	19,00	-0,89	-0,27	20,50
OUT	79	18,36	7,49	4,00	28,77	56,06	21,25	-0,79	-0,61	23,75
NOV	90	19,77	7,03	4,93	33,72	49,43	21,40	-0,23	0,18	26,25
DEZ	92	18,75	7,49	4,50	17,70	56,17	18,45	-0,20	-1,17	26,25

3.6 Metodologias de Tratamento de Dados de Radiação Solar para Projeto e Análise de Equipamentos Solares

Conforme visto anteriormente, o ano meteorológico típico (TMY) da ASHRAE apresenta dados de radiação solar juntamente com dados de outras variáveis climáticas. Todavia, em vista da exigüidade de medidas horárias diretas da radiação solar, são continuamente pesquisados e aperfeiçoados métodos de obtenção de perfis horários a partir, por exemplo, de valores médios diários de radiação ou alguma outra medida meteorológica a ela relacionada. Por esta razão, dados de radiação solar, embora apresentados de diversas formas, devem sempre incluir as seguintes informações (Duffie e Beckman, 1974):

1. Se trata-se de medidas instantâneas ou de valores integrados ao longo de um determinado intervalo de tempo (geralmente uma hora ou um dia);
2. O instante ou o intervalo de tempo associado às medidas;
3. Se trata-se de medidas de radiação direta, difusa ou total e os instrumentos usados nas medidas;
4. A orientação da superfície receptora da radiação (geralmente horizontal, normal à radiação ou alguma inclinação fixa);
5. Se tratar-se de valores médios, o intervalo de tempo usado para a obtenção da média (por exemplo, médias mensais de radiação diária).

Para fins de projeto e análise de desempenho de equipamentos que utilizem radiação solar, geralmente necessita-se de dados horários ou tomados em intervalos de tempo não muito maiores. Quando não se dispuser de dados horários, devem-se estimar valores horários a partir de dados, por exemplo, diários. Duffie e Beckman (1974) discutem detalhadamente um destes métodos.

Na ausência de dados de radiação solar para uma determinada localidade, é possível *estimar-se* a radiação com base em outras medidas meteorológicas a ela relacionadas. Por exemplo, prestam-se a este fim dados de horas diárias de sol,

valores médios de horas de sol em um dado período (por exemplo, valores médios mensais) e nebulosidade.

Uma outra alternativa para se estimar a radiação solar incidente em uma determinada localidade é utilizar dados de radiação de outras localidades de clima, topografia e latitude semelhantes. Todavia, deve-se sempre ter em mente que dados de radiação solar para a localidade de interesse são a fonte mais confiável de informação e as alternativas aqui discutidas só se justificam na ausência destes.

Há várias maneiras de se utilizar dados de radiação solar:

- Usar valores médios da radiação solar para um dado período, por exemplo, um mês. Esta abordagem, entretanto, não é satisfatória já que o desempenho de muitos equipamentos envolvendo energia solar não é uma função linear da radiação recebida e a utilização de valores médios pode levar a sérios erros.
- Utilizar dados passados obtidos hora a hora ou diariamente e, admitindo-se a repetibilidade futura destes dados, estimar o desempenho esperado de determinados equipamentos.
- Tratar dados de radiação solar segundo métodos estatísticos de forma a se obter distribuições no tempo que mais facilmente se prestem à estimativa de desempenho de equipamentos.

3.7 Geração de Sequências Sintéticas de Radiação Solar e Temperatura

A análise de inúmeros equipamentos e processos de engenharia requer informações detalhadas e confiáveis sobre o clima local. Mais ainda, a modelagem de processos e fenômenos ambientais requer dados climáticos completos dos pontos de vista temporal e/ou espacial. Infelizmente, os registros de dados climáticos tipicamente apresentam os seguintes problemas (Jeffrey *et al*, 2001):

- Em geral, restringem-se a períodos discretos que não cobrem todo o período de interesse.
- Apresentam falhas de dados em períodos curtos e intermitentes.

- Contêm erros sistemáticos e aleatórios.

Se as dificuldades acima se referem apenas aos aspectos temporais de dados medidos, existe ainda o problema inevitável da distribuição espacial das plataformas e estações de coleta de dados. A simulação de dados climáticos para uma localidade que não disponha de plataforma ou estação depende, em uma primeira instância, da disponibilidade de dados para uma outra localidade a uma distância aceitável da primeira e, idealmente, de idêntica climatologia. Entretanto, a distância da estação ou plataforma pode ser de muitas centenas de quilômetros e, conseqüentemente, os dados disponíveis podem não ser representativos da localidade de interesse.

Previsões de desempenho de longo prazo de equipamentos que utilizem energia solar normalmente requerem somente valores médios mensais, ou até mesmo anuais, do fluxo radiante na localidade em questão. Todavia, a otimização do projeto de componentes de equipamentos solares ou a análise do seu desempenho ao longo do dia requer o conhecimento da probabilidade de ocorrência de valores possíveis de radiação ou a seqüência real destes valores. Depara-se aqui com três sérios obstáculos:

1. Em geral, seqüências de radiação obtidas de medições só existem para um pequeno número de localidades.
2. Seqüências de radiação medidas ao longo de um número de anos grande o suficiente para torná-las estatisticamente confiáveis são ainda mais raras e de manipulação matemática trabalhosa.
3. Muitas vezes, as seqüências medidas apresentam falhas de dados e, por esta razão, os métodos estatísticos usuais para tratamento de séries temporais não podem ser aplicados.

Assim é que foram desenvolvidos métodos para a geração de seqüências sintéticas diárias e horárias de radiação e de temperatura. Os principais tipos de métodos são:

- Métodos ARMA (Auto Regressive Moving Average);

- Métodos baseados na técnica de matrizes de transição markoviana (MTM), utilizando-se análises de primeira ordem (Aguiar *et al.*, 1988);
- Modelos aleatórios de primeira ordem (Exell, 1981);
- Métodos baseados na interpolação temporal e espacial de dados medidos (Jeffrey *et al.*, 2001; Crow, 1980).

Muitos pesquisadores utilizaram modelos ARMA para a geração de seqüências sintéticas diárias de radiação, e até horárias. Podem ser citados os trabalhos de Brinkworth (1979), Boileau (1983), Gerrier *et al.* (1980) e Bartolli *et al.* (1983).

Segundo Aguilar *et al.* (1988), os modelos ARMA apresentam duas falhas:

1. Não reproduzem alguns aspectos básicos da probabilidade de ocorrência de radiação. A função de probabilidade da seqüência sintética é normal enquanto a função de distribuição de probabilidade de dados reais geralmente é bimodal.
2. Não permitem obter seqüências de radiação para localidades que disponham somente de valores mensais de insolação (horas de “sol forte”) ou, na melhor das hipóteses, valores mensais de radiação.

O método de mapeamento gaussiano pode ser utilizado para se resolver a primeira dificuldade ao custo de uma maior complexidade da modelagem. Uma tentativa de resolver a segunda dificuldade foi feita por Graham *et al.* (1985). Estes autores desenvolveram um método para a geração de seqüências de radiação com base em valores médios mensais de radiação e no parâmetro autoregressivo de primeira ordem, r_1 . Porém, uma vez que este parâmetro não é conhecido para localidades que não disponham de seqüências prévias de radiação, o modelo torna-se dependente de uma estimativa, até certo ponto arbitrária, de r_1 baseada no índice de limpidez atmosférica, K_t .

Aguilar *et al.* (1988) desenvolveram um método para a geração de seqüências de radiação com base em valores médios de radiação utilizando uma abordagem completamente distinta daquela utilizada por Gaham *et al.* (1985). O método de

Aguiar *et al.* (1988) é baseado em duas observações cruciais tiradas de arquivos históricos de radiação de muitos anos para localidades em todo o planeta:

- Em uma seqüência de dados de radiação, um valor diário qualquer parece ter uma correlação significativa somente com o valor que o precede.
- O perfil da função de probabilidade de radiação para um dado período parece estar associado apenas ao valor médio do índice de limpidez atmosférica, K_t , para aquele período.

A primeira observação levou os autores a se decidirem por uma análise markoviana de primeira ordem baseada em uma matriz markoviana de transição. A segunda observação levou à obtenção de um conjunto de dez matrizes, cada uma correspondendo a um intervalo estreito de valores médios de K_t obtidos de dados reais. Estas matrizes permitem então gerar seqüências de radiação para qualquer localidade.

Price *et al.* (2000) afirmam que os vários tipos de vegetação que ocorrem naturalmente em regiões montanhosas apontam para a altitude como um parâmetro chave a influenciar o clima local. Krenzinger e Macagnan (1988) adaptaram o método das matrizes markovianas de Aguiar *et al.* (1988) de modo que a geração de seqüências diárias sintéticas de radiação se baseie nos valores médios de radiação solar e na altitude local. Estes autores propuseram matrizes markovianas elaboradas parcialmente com dados de radiação solar para localidades no Brasil.

A fim de gerar seqüências horárias de radiação solar a partir de seqüências diárias, pode-se usar o modelo de Collares-Pereira e Rabl (1979). Estes autores desenvolveram uma equação que correlaciona a radiação solar horária e a radiação solar diária em função da hora solar e do ângulo solar ao pôr-do-sol. Uma vez que esta equação fornece bons resultados somente para condições de céu limpo, Krenzinger (1994) e Krenzinger e Rauter (1998) propuseram adicionar à equação um componente estocástico para a previsão da radiação em dias parcialmente nublados.

A temperatura do ar é variável, flutuando de uma hora a outra, de um dia a outro, com as estações do ano e de uma localidade a outra. O influxo de energia

radiante e o movimento de massas de ar determinam a temperatura do ar em uma dada localidade em um dado instante. O ciclo anual de temperatura, também chamado de “marcha das temperaturas médias mensais”, reflete claramente a variação sistemática no influxo de radiação solar ao longo do ano. Hokor *et al.* (1991) desenvolveram modelos para a radiação solar (ARMA) levando em consideração a correlação entre estas variáveis. A ausência de radiação solar durante a noite foi tratada como falha nos dados. Uma vez que os métodos usuais de estimativa de parâmetros de séries temporais não admitem falhas nos dados, os autores desenvolveram um método de estimativa baseado no filtro de Kalman.

O programa computacional METEONORM (Remund *et al.*, 1998) utiliza um modelo para a geração de seqüências horárias de temperatura baseado na hipótese de que a amplitude da temperatura durante o dia é aproximadamente proporcional à amplitude diária de radiação solar global. Do pôr-do-sol ao amanhecer, o perfil de temperatura é obtido por interpolação. Fatores de conversão para cada situação climática devem ser determinados individualmente e o perfil de temperatura resultante é então sujeito a um procedimento de perturbação auto-regressivo de primeira ordem. Este procedimento é função da radiação total diária e da época do ano. Por outro lado, o modelo de METEONORM (Remund *et al.*, 1998) não faz uso de dados climáticos importantes como as médias das temperaturas máximas e as médias das temperaturas mínimas para uma dada localidade.

Krenzinger e Farenzena (2003) desenvolveram um modelo para a geração de seqüências sintéticas de temperatura com base em seqüências sintéticas horárias de radiação e nos seguintes dados climáticos: altitude, temperatura média mensal, média mensal das temperaturas máximas, média mensal das temperaturas mínimas, radiação solar diária máxima e duração do dia. As seqüências sintéticas apresentaram boa concordância com as seqüências reais (ano climático de referência) para as oito cidades brasileiras utilizadas para testar o modelo. Dados os climas e latitudes muito diferentes das cidades testadas, concluiu-se pela universalidade do modelo.

Jeffrey *et al.* (2001) desenvolveram uma base de dados sintéticos do clima australiano a partir de dados medidos por plataformas e estações terrestres. As variáveis climáticas constituintes da base de dados são: precipitação pluviométrica

diária, temperaturas máxima e mínima, evaporação, radiação solar e pressão de vapor. Os autores utilizaram interpolação espacial explícita para estimar falhas nos dados reais, obtendo assim seqüências diárias contínuas. Uma combinação de *kriging* e curvas spline (*smoothing splines*) foi então utilizada para gerar superfícies interpoladas cobrindo todo o território australiano. Estas superfícies foram geradas utilizando-se incrementos de $0,05^\circ$ e estendendo-se entre as latitudes 10°S e 44°S e as longitudes 112°L e 154°L . Valores interpolados para localidades de interesse sem plataforma ou estação de coleta de dados foram então obtidos, perfazendo cerca de 4600 conjuntos de dados sintéticos (*patched datasets*) para localidades em todo o país.

Excetuando-se a precipitação pluviométrica, todas as variáveis climáticas foram interpoladas utilizando-se a técnica de suavização por curvas spline (*thin plate smoothing spline* — Wahba e Wendelberger, 1980) sendo a latitude, a longitude e a altitude as variáveis independentes. As superfícies de interpolação foram ajustadas pela minimização do erro generalizado de validação cruzada (*generalized cross validation error*). O processo de interpolação foi realizado em duas etapas de maneira a se identificar e remover, ainda que parcialmente, dados espúrios. Na primeira etapa, procedeu-se a uma interpolação dos dados medidos e calcularam-se os resíduos (diferença entre valores medidos e interpolados). Foram então estabelecidos patamares para a exclusão de pontos com grandes resíduos, por exemplo, $1,4^\circ\text{C}$ para a temperatura máxima. Estes valores limites foram escolhidos de modo a remover em média cerca de 1 a 2% dos dados medidos e nunca mais de 5% de qualquer conjunto de dados. Na segunda etapa, o conjunto de dados filtrados foi utilizado para a geração da superfície climática final. Segundo os autores, este procedimento de interpolação em duas etapas, revelou-se muito eficaz para a determinação e remoção de dados flagrantemente espúrios. Mais ainda, mesmo que alguns dados corretos sejam eventualmente removidos, os autores consideraram tratar-se de um custo pequeno frente ao dano que seria causado pelos dados errôneos.

As estimativas de radiação solar foram feitas utilizando-se dados medidos de radiação, registros de horas de insolação e de nebulosidade. Todos os dados de radiação foram convertidos em porcentagens da radiação extraterrestre de maneira a

remover a influência da latitude e época do ano dos dados tratados. Assim, dados para várias localidades e datas podem ser combinados nas tabelas de dados tratados. A interpolação destes dados é feita por meio de uma superfície spline (*three-dimensional smoothing spline*) onde a latitude, a longitude e a altitude são as variáveis independentes. A incorporação desta última se deve ao fato da transmitância atmosférica da radiação solar ser afetada pela nebulosidade e massa de ar ótica, ambos dependentes da altitude. Não são utilizados dados medidos de radiação no processo interpolativo, já que esta variável depende explicitamente da latitude e, portanto, introduziria nos cálculos o componente da variação espacial associado ao ângulo solar. O processo de normalização pela radiação extra-terrestre remove explicitamente este componente, contribuindo assim para a redução do erro de interpolação.

A confiabilidade dos dados interpolados requer uma estimativa precisa dos erros de interpolação. Assim é que Jeffrey *et al.* (2001) usaram a técnica de validação cruzada independente para avaliar o erro da interpolação nos seus dados sintéticos. Esta técnica consiste em suprimir temporariamente do conjunto de dados medidos um certo valor e utilizar então o algoritmo de interpolação para estimar, com base nos dados restantes, o valor suprimido. Posteriormente, um outro valor é suprimido e o processo, repetido, necessitando-se, portanto, de “n” valores medidos e seus respectivos valores interpolados. Esta técnica de validação, embora amplamente utilizada, em geral leva a uma superestimativa do erro de interpolação. Por outro lado, este problema tende a diminuir à medida que cresce o número de dado no conjunto testado. Quando forem disponíveis conjuntos múltiplos de dados, a série temporal dos erros de interpolação ilustrará a sua variação devido a fatores associados à passagem do tempo, como as estações do ano. Por outro lado, dados de diferentes estações permitirão avaliar a variação espacial do erro devido a fatores como a topografia e a não uniformidade na distribuição das estações. Finalmente, a quantificação dos erros para as diferentes variáveis climáticas foi feita em termos dos seguintes parâmetros estatísticos: erro na raiz média quadrática (*rms*), erro médio absoluto, erro médio ou desvio (*bias*) e coeficiente de determinação (r^2).

Price *et al.* (2000) compararam dois interpoladores de dados climáticos visando a sua aplicação a problemas ambientais. Mais especificamente, os autores estavam interessados em avaliar o desempenho destes interpoladores de maneira a refinar a modelagem de efeitos do clima (e suas variações) sobre os diversos ecossistemas bem como antecipar possíveis impactos de mudanças climáticas. Os dois métodos comparados realizam a interpolação espacial de dados climáticos tendo a altitude como uma das variáveis independentes. O primeiro interpolador, denominado ANUSPLIN (Hutchinson, 1995; Hutchinson, 1999) foi desenvolvido e testado ao longo de muitos anos, sendo atualmente amplamente utilizado. O programa é baseado em curvas spline e contém também sub-rotinas para a geração de superfícies de interpolação e, portanto, mapas climáticos digitais. O segundo interpolador, *Gradient plus Inverse-Distance-Squared* (GIDS) (Nalder e Wein, 1998), é menos conhecido, porém é simples e aparentemente fornece resultados satisfatórios para a modelagem da resposta de ecossistemas de florestas ao clima — pelo menos de florestas de regiões não acidentadas.

O programa utiliza regressão linear múltipla para a estimativa de gradientes regionais de temperatura e precipitação pluviométrica em função da latitude, longitude e altitude. O programa foi originalmente desenvolvido para a interpolação de dados climáticos de rede de estações esparsas no noroeste canadense e, assim, permitir a geração de dados sintéticos para vários pontos de monitoração da floresta boreal. Os resultados obtidos apontam favoravelmente para a utilização deste método interpolativo frente a outros métodos, incluindo *kriging* universal, havendo ainda as vantagens de implementação e operação mais fáceis.

Ao final do estudo comparativo, os autores concluíram que o programa ANUSPLIN é geralmente superior ao programa GIDS. Tanto uma avaliação subjetiva como a análise dos resultados estatísticos mostraram que ANUSPLIN forneceu resultados mais precisos para a previsão de variáveis climáticas em localidades que não dispõem de estação de coleta de dados. Além disso, ANUSPLIN gera gradientes mais suaves e confiáveis nas fronteiras das regiões estudadas e em áreas de baixa densidade de estações de coleta (principalmente regiões de grande altitude). Por outro lado, GIDS é uma ferramenta útil já que é relativamente intuitivo,

objetivo, fácil de ser implementado e fornece bons resultados em comparação com outros métodos de interpolação espacial. Por conseguinte, GIDS pode se constituir em um padrão contra o qual podem-se comparar interpoladores mais sofisticados como o ANUSPLIN. Finalmente, os autores afirmam que a decisão por um ou outro interpolador deve levar em conta a aplicação final. Por exemplo, em vastas áreas de relevo baixo e uniforme, a diferença de precisão entre os dois métodos é mínima.

3.8 Metodologias Utilizadas para Tratamento de Dados para Itajubá

Estabelecem-se aqui procedimentos padronizados de organização e tratamento de dados climáticos. O INPE foi escolhido como ponto de partida para este estudo pelo fato de sua rede de coleta de dados ser toda informatizada e os dados coletados nos serem disponíveis por meio de uma cooperação UNIFEI/INPE.

3.8.1 Organização Geral e Tratamento dos Dados de Temperatura

A Figura 3.5 mostra a organização geral dos dados de temperatura e os tipos de tratamento realizados. Planilhas do tipo RESUMO referem-se ao tratamento inicial dos dados brutos tendo o dia como unidade de registro, isto é, cada linha das várias planilhas refere-se a um dia específico. Além disso, para a compreensão imediata do seu significado e facilidade de uso, cada planilha de uma determinada pasta refere-se a um mês específico de um dado ano. Finalmente, a pasta (arquivo) contendo as doze planilhas tem no seu nome o ano a que se refere, ou seja, a denominação do arquivo foi também elaborada de modo a refletir as informações nele encerradas. Por exemplo, um arquivo de dados de temperatura do tipo RESUMO para Itajubá receberia a seguinte denominação:

32512-DTT-RESUMO-DD-1999

na qual:

32512: código identificador atribuído pelo INPE à PCD localizada em Itajubá;

DTT: indicação de pasta de Dados Tratados de Temperatura;

RESUMO: indicação de planilhas do tipo RESUMO;

DD: indicação do dia como unidade de registro;

1999: especificação do ano a que se referem os dados tratados.

Neste tipo de arquivo, o tratamento realizado dos dados brutos é elementar, consistindo essencialmente da obtenção da média diária e dos valores máximos e mínimos da variável tratada para aquele dia.

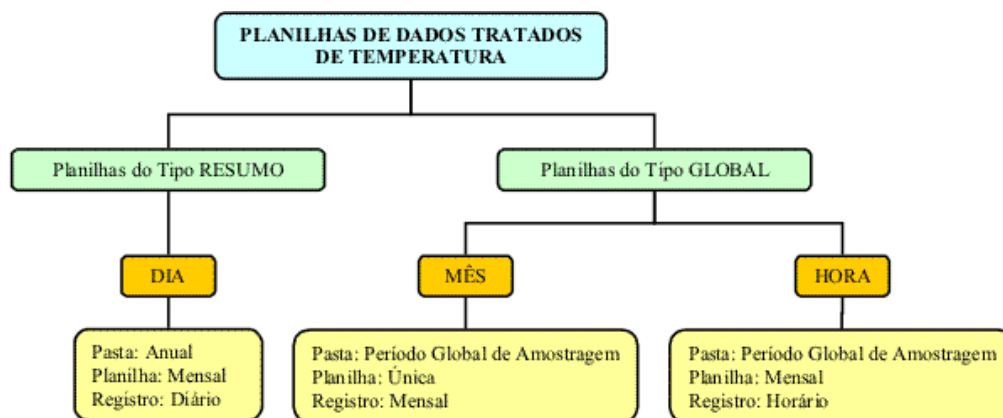


Figura 3.5: Organograma dos dados tratados de temperatura.

Mês	Tbs_medidas	Tbs_média	Desv. Padr.	Tbs_min.	Tbs_máx.	Var.	Mediana	Distorção	Curt.	Moda
JAN	727	22,5	4,23	13,5	35,5	17,89	21,50	0,46	-0,84	20,0
FEV	675	22,3	4,18	12,5	33,5	17,46	21,50	0,41	-0,87	19,0
MAR	729	21,7	4,18	11,5	32,5	17,45	21,00	0,36	-0,63	19,5
ABR	479	19,7	5,46	6,0	33,0	29,80	19,50	0,07	0,74	19,5

Figura 3.6: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTT-GLOBAL-MM.

Dados do tipo GLOBAL são aqueles cujos parâmetros estatísticos foram calculados com base em todo o período amostrado (período global de amostragem). Há três tipos de arquivos de dados de temperatura na categoria GLOBAL dependendo de qual seja a unidade de registro. Seja primeiramente o arquivo denominado 32512-DTT-GLOBAL-MM, onde se tem:

GLOBAL: indicação de planilhas do tipo GLOBAL;

MM: indicação do mês como unidade de registro.

A Figura 3.6 mostra a tela do programa Excel quando este mesmo arquivo foi aberto. As explicações dadas acima agora se tornam evidentes. Observa-se que cada linha corresponde a um mês (unidade de registro mensal) e que a planilha se refere à variável climática que está sendo tratada (temperatura de bulbo seco, T_{bs} , neste caso). As planilhas encerram vários parâmetros estatísticos, tendo estes parâmetros sido calculados com base no período global de amostragem. Assim, durante todos os meses de janeiro do período amostrado foram feitas 727 medidas da temperatura de bulbo seco cuja média e demais estatísticas são mostradas na planilha.

3.8.2 Organização Geral e Tratamento dos Dados de Radiação Solar

Conforme visto anteriormente, para fins de projeto e análise de desempenho de equipamentos que utilizam radiação solar, geralmente necessita-se de dados horários ou tomados em intervalos de tempo não muito maiores. Por outro lado, para a caracterização do clima de uma determinada localidade seria conveniente dispor de valores de radiação mais facilmente entendidos, por exemplo, a radiação média diária para cada mês do ano. Em vista destas considerações, os dados brutos de radiação solar foram agrupados como foram os dados de temperatura (Figura 3.7). O método de tratamento é descrito a seguir:

1. Os dados brutos de radiação acumulada colhidos a cada três horas foram somados de modo a fornecer a radiação solar acumulada em um dia (RadSoldia).

2. Os dados tratados conforme descrito acima foram organizados em planilhas do tipo RESUMO, isto é, cada linha das planilhas corresponde a um dia. Há uma planilha para cada mês e um arquivo (pasta) para cada ano do período amostrado.
3. Os arquivos gerados no passo anterior foram nomeados conforme codificação análoga àquela já descrita no caso da temperatura de bulbo seco. As únicas colunas existentes nestas planilhas são as do dia e da variável RadSolDia. Um arquivo contendo dados de radiação solar de Itajubá receberia a denominação 32512-DTR-RESUMO-DD-1999. Os vários códigos identificadores já foram discutidos anteriormente exceto DTR (pasta de Dados Tratados de Radiação).
4. Uma vez tendo-se obtido as planilhas do tipo RESUMO, pode-se proceder facilmente à caracterização da radiação solar no período global de amostragem. Mais uma vez, um arquivo contendo médias mensais de radiação solar diária (RadSolDia) em Itajubá receberia a denominação 32512-DTR-GLOBAL-MM. Ou seja, cada linha corresponde a um mês (registro mensal) e o arquivo refere-se ao período global de amostragem (analogamente à pasta denominada “32512-DTT-GLOBAL-MM” ilustrada na Figura 3.6).
5. Dispondo-se de médias mensais da radiação solar diária, é possível obter perfis horários de radiação típicos de cada mês por meio de métodos estatísticos. O programa computacional RADIASOL (UFRS, 2002) foi utilizado para gerar estes perfis horários e os arquivos correspondentes foram nomeados seguindo codificação já discutida. Assim, para Itajubá tem-se 32512-DTR-GLOBAL-HH (Figura 3.8); isto é, cada linha corresponde a uma hora do dia (registros horários da radiação acumulada durante o intervalo de uma hora precedendo o registro — RadSolHora), cada planilha corresponde a um mês e o arquivo (pasta) refere-se ao período global de amostragem.

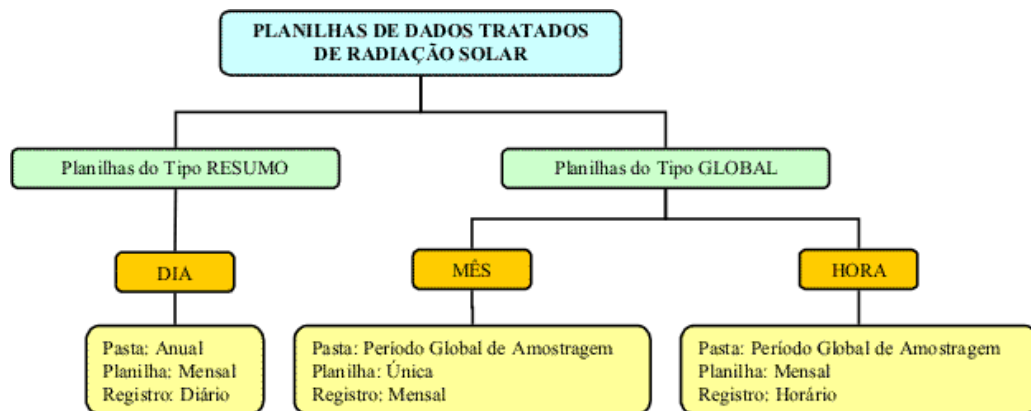


Figura 3.7: Organograma dos dados tratados de radiação solar.

Microsoft Excel - 32512-DTR-GLOBAL-HH

Arquivo Editar Exibir Inserir Formatar Ferramentas Dados Janela Ajuda

Horário [hh:mm:ss]	RadSolAcum [MJ/m ² h]
06:00:00	0
07:00:00	0,382
08:00:00	0,915
09:00:00	1,441

Janeiro / Fevereiro / Abril / Março / Maio / Junho / Julho

Figura 3.8: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTR-GLOBAL-HH.

3.8.3 Organização Geral e Tratamento dos Dados de Magnitude e Direção dos Ventos

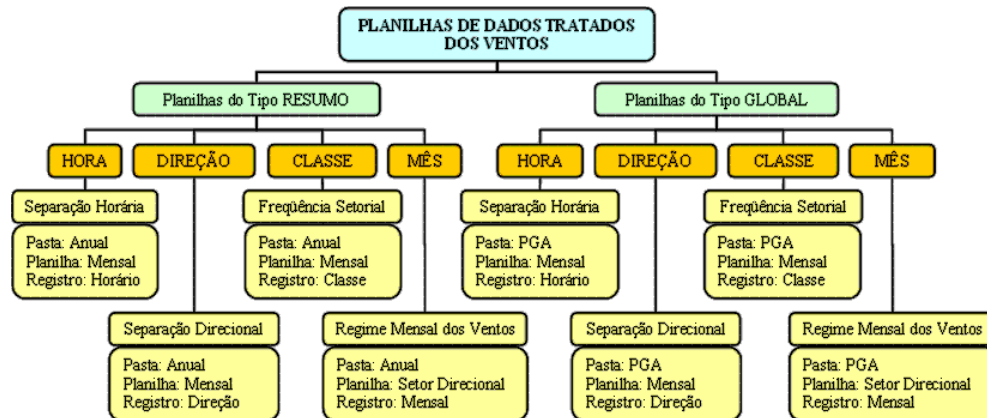


Figura 3.9: Organograma de dados tratados de magnitude e direção dos ventos.

O tratamento de dados para vento foi aquele discutido na Seção 3.4.2. A Figura 3.9 mostra como foram organizados os dados tratados. Planilhas do tipo RESUMO correspondem ao tratamento inicial dos dados brutos, mas que já permitem construir gráficos referentes ao comportamento mensal e anual dos ventos. Além disso, estas planilhas são necessárias à elaboração das planilhas do tipo GLOBAL, onde se identifica o comportamento dos ventos no período global de amostragem e calculam-se vários parâmetros estatísticos.

Seja primeiramente a *separação horária* dos dados de magnitude dos ventos independentemente da direção. Um arquivo de dados do tipo RESUMO para Itajubá com registros horários de velocidade recebe a denominação 32512-DTMV-RESUMO-HH-1999 na qual DTMV indica pasta de Dados Tratados de Magnitude dos Ventos. A Figura 3.10 mostra a tela do programa Excel quando este mesmo arquivo foi aberto. Deve-se observar que esta planilha corresponde à Tabela 3.2. Ou seja, $V(H,D)$ representa o valor da magnitude da velocidade do vento registrado pelo INPE para a hora H do dia D . Uma planilha como esta é construída para cada mês do período amostrado e são então calculadas a velocidade média diária, V_{md} , velocidade média mensal, V_m , e a velocidade média horária, V_{mh} .

Microsoft Excel - 32512-DTMV-RESUMO-HH-1999

Mês: Janeiro
Ano: 1999

Dia Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	Vmh [m/s]	
00:00	3,0	3,1	2,2	2,1	3,0	2,8	1,9	2,2	2,9	3,4	3,0	3,3	2,5	3,2	2,7	2,9	3,1	3,0	3,2	2,3	3,3	2,6	2,6	2,9	4,0	3,3	2,8	2,3	2,9	2,6	3,9	2,9	
03:00	2,7	2,9	1,3	2,7	3,6	2,1	1,6	2,5	3,0	3,4	2,0	3,3	3,2	1,7	2,8	3,4	3,2	2,8	2,6	2,2	3,2	2,8	3,3	3,3	2,2	3,0	2,4	2,6	2,7	1,8	3,7	2,7	
06:00	3,0	1,6	3,1	2,7	2,6	1,1	1,8	3,7	2,7	3,3	2,9	2,6	3,0	4,0	2,8	3,1	2,5	2,4	3,3	2,2	2,9	3,2	4,1	2,4	3,1	1,1	2,1	3,7	1,7	2,9	1,0	2,7	
09:00	2,8	3,2	2,8	2,7	2,7	2,5	2,7	3,2	2,2	2,4	2,5	1,4	3,2	2,6	2,6	3,2	2,7	2,6	2,7	2,8	3,7	2,6	2,3	3,1	2,8	2,7	2,1	2,9	3,2	4,3	3,8	3,0	
12:00	3,5	2,5	2,5	4,9	4,6	2,4	4,6	4,0	5,3	2,4	3,9	4,4	2,3	3,4	4,0	2,4	2,7	4,1	3,1	3,0	4,1	3,9	3,3	3,1	3,9	2,3	2,7	4,3	3,7	3,0	4,6	3,5	
15:00	5,3	2,4	2,3	2,8	2,3	3,4	5,2	4,4	4,7	2,9	4,5	4,8	4,1	2,8	4,3	3,2	2,8	3,7	3,9	3,3	3,4	3,9	3,5	2,4	4,2	4,4	2,6	4,3	4,5	3,3	4,4	3,7	
18:00	5,2	2,9	2,0	3,2	3,0	2,9	2,4	2,0	3,3	4,4	5,7	4,6	1,9	3,4	3,8	2,4	3,5	1,1	2,4	2,7	3,3	4,5	2,7	3,4	2,9	2,8	2,5	3,9	3,2	4,6	3,1	3,2	
21:00	2,7	4,0	2,5	3,5	1,8	4,1	2,2	3,1	3,0	3,1	1,4	3,7	2,7	3,6	4,1	3,2	3,2	3,0	2,1	1,3	1,3	3,6	2,6	4,1	2,7	3,2	3,4	2,6	2,5	3,3	2,6	2,3	3,0
Vmd [m/s]	3,5	2,8	2,3	3,1	3,0	2,7	2,8	3,1	3,4	3,2	3,2	4,4	2,9	3,1	3,4	3,0	3,0	2,8	2,9	2,7	3,4	3,3	3,2	2,9	3,3	2,9	2,5	3,3	3,2	3,1	3,4	3,1	

Figura 3.10: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-HH-1999.

Microsoft Excel - 32512-DTMV-RESUMO-DIR-1999

Mês: Janeiro
Ano: 1999

Ntot = 245
Nfr = 100,0

Setor [°]	Ocorrência [-----]	Frequência [%]	Vm [m/s]	Velocidades do Vento [m/s]
0	13	5,3	2,8	3,0 2,2 2,9 3,7 2,3 2,7 2,9 3,1 1,1 2,2 3,3 4,4
10	20	8,2	2,4	2,4 2,2 1,3 2,3 2,1 1,9 1,6 1,8 2,2 2,0 3,0 2,7
20	13	5,3	2,6	3,5 2,1 2,7 2,6 3,2 1,7 3,2 3,1 2,1 2,6 2,4 2,9
30	10	4,1	3,2	2,8 3,2 2,8 3,2 2,7 2,8 3,9 3,6 2,8 3,7
40	20	8,2	3,5	2,5 4,9 3,2 4,6 5,7 3,2 4,0 3,6 3,8 4,1 3,1 3,2
50	11	4,5	3,2	2,7 3,1 3,2 2,7 3,2 3,7 3,3 3,1 3,0 3,3 3,9
60	4	1,6	3,4	2,8 3,4 3,2 4,2
70	4	1,6	4,1	3,1 5,2 4,1 3,9
80	0	0,0	0,0	
90	2	0,8	2,7	2,7 2,6

Figura 3.11: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-DIR-1999.

Microsoft Excel - 32512-DTMV-RESUMO-CLA-1999

Mês: Janeiro Ntot = 245
Ano: 1999 Nfr = 100,0

Setor	Ocorrência	Frequência	Vm	Classe	Velocidades do Vento								
[°]	[----]	[%]	[m/s]	[m/s]	[m/s]								
0	0	0,0	0,0	0,1-1,0									
	1	0,4	1,1	1,1-2,0	1,1								
	8	3,3	2,6	2,1-3,0	3,0	2,2	2,9	2,3	2,7	2,9	2,2	2,9	
	3	1,2	3,4	3,1-4,0	3,7	3,1	3,3						
	1	0,4	4,4	4,1-5,0	4,4								
10	0	0,0	0,0	0,1-1,0									
	6	2,4	1,7	1,1-2,0	1,3	1,9	1,6	1,8	2,0	1,7			
	11	4,5	2,6	2,1-3,0	2,4	2,2	2,3	2,1	2,2	3,0	2,7	3,0	
	4	1,6	3,3	3,1-4,0	3,1	3,0	3,1	3,0					

Figura 3.12: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-CLA-1999.

Microsoft Excel - 32512-DTMV-RESUMO-MM-1999

Ano: 1999

Mês	VelVento_medidas	VelVento_média	Desv. Padr.	VelVento_min.	VelVento_máx.	Var.	Mediana	Distorção	Curt.	Moda	c	k
	[----]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]		
JAN	93	19,73	6,57	5,62	30,70	43,12	20,70	-0,71	0,10	19,25		
FEV	84	18,87	6,00	7,77	28,57	35,95	19,68	-0,42	-0,88	22,50		
MAR	92	18,02	5,69	7,98	31,27	32,35	19,05	0,67	2,94	21,00		
ABR	88	18,97	3,27	9,27	23,20	10,67	19,85	-1,60	2,88	20,00		
MAY	90	14,02	2,60	7,73	19,92	12,05	16,26	1,20	1,67	16,50		

Figura 3.13: Tela do programa EXCEL exibindo o arquivo 32512-DTMV-RESUMO-MM-1999.

A fim de construir os gráficos das rosas dos ventos, foram elaboradas primeiramente planilhas do tipo RESUMO de separação setorial (direcional) dos dados. Com este fim, os dados de magnitude foram separados segundo os diversos setores direcionais em que ocorrem. Assim, um arquivo deste tipo para Itajubá receberia a denominação 32512-DTMV-RESUMO-DIR-1999 (Figura 3.11), na qual DIR indica setor direcional como unidade de registro. Tendo-se obtido estas planilhas, pode-se agora realizar facilmente a separação por classes, isto é, os dados

contidos em cada setor direcional são separados por faixas de magnitude de velocidade, podendo-se então calcular a frequência de ocorrência em cada classe. Obtêm-se deste modo as planilhas de frequência setorial. Um arquivo deste tipo para Itajubá receberia a denominação 32512-DTMV-RESUMO-CLA-1999 (Figura 3.12), na qual CLA indica faixa de magnitudes de velocidade (classe) como unidade de registro.

Estas são pastas desenvolvidas para auxiliar no processamento matemático dos dados. Elas permitem elaborar as planilhas das quais se poderá inferir o *regime mensal dos ventos*. A denominação de um destes arquivos para Itajubá é 32512-DTMV-RESUMO-MM-1999 (Figura 3.13), cujos indicadores já foram todos comentados anteriormente. As explicações acima agora se tornam evidentes.

Conforme mencionado anteriormente, seqüências de velocidades médias anuais permitem verificar se o regime dos ventos permaneceu estacionário, isto é, sem uma tendência determinística crescente ou decrescente. Verificada a ausência deste tipo de comportamento, as planilhas discutidas acima podem ser refeitas com base no período global de amostragem. Deste modo, a confiabilidade estatística das distribuições obtidas será maior. Exemplos destes arquivos para a cidade de Itajubá são:

32512-DTMV-GLOBAL-HH: regime mensal dos ventos, sem distinção do setor direcional;

32512-DTMV-GLOBAL-DIR: separação direcional da velocidade do vento;

32512-DTMV-GLOBAL-CLASSE: frequência setorial da velocidade do vento;

32512-DTMV-GLOBAL-MM: comportamento mensal dos ventos por setor direcional.

Observa-se que as denominações dos arquivos são como nos casos anteriores, tendo-se apenas substituído a palavra RESUMO pela palavra GLOBAL.

3.9 Considerações Finais

No próximo capítulo serão apresentados os resultados do tratamento dos dados de radiação solar, temperatura de bulbo seco e velocidade dos ventos para a cidade de Itajubá, MG. Os dados tratados serão usados para a simulação da operação, nesta localidade, de sistemas solares de aquecimento de água com circulação natural. Além disso, será feita uma análise técnico-econômica destes sistemas.

4 TRATAMENTO DE DADOS CLIMÁTICOS PARA ITAJUBÁ

4.1 O Sistema Brasileiro de Coleta de Dados do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

No dia 09 de fevereiro de 1993, entrou em órbita o primeiro satélite brasileiro. O *Satélite de Coleta de Dados 1* (SCD-1) foi desenvolvido pelo Instituto Nacional de Pesquisa Espaciais (INPE) e tem capacidade para coletar registros de até 500 Plataformas de Coleta de Dados (PCDs). Estas plataformas abrigam instrumentos como termômetros, pluviômetros e anemômetros e possuem um dispositivo automático que transmite ao satélite as informações coletadas. A partir de 01 de março de 1993, a estação do INPE localizada em Cuiabá (Estação Terrena de Cuiabá) começou a receber os dados transmitidos ao SCD-1 pelas várias PCDs espalhadas pelo Brasil. Tornou-se assim possível obter dados meteorológicos de locais de difícil acesso como o interior da floresta amazônica. O SCD-1 passa pelo Brasil cerca de oito vezes ao dia, coletando os dados ambientais gerados pelas PCDs. Estes dados são então transmitidos para a Estação Terrena de Cuiabá que, por sua vez, os envia ao Centro de Missão de Coleta de Dados (CMCD-INPE) localizado em Cachoeira Paulista, SP. O CMCD em seguida processa e distribui os dados a usuários em todo o País.

AS PCDs que integram o assim chamado Sistema Brasileiro de Coleta de Dados, e que utilizam satélites para a transmissão dos dados coletados, apresentam inúmeras vantagens com relação àquelas que se utilizam de transmissores de rádio para o envio das informações registradas. As transmissões por rádio, em função da distância, muitas vezes requerem antenas grandes e onerosas e altos valores de potência para a sua operação. Este último fator é limitante da vida útil das baterias. As transmissões por satélite, por outro lado, requerem potência substancialmente mais baixa uma vez que a comunicação se dá em linha reta e é relativamente livre de obstáculos. Além disso, as modernas PCDs para instalação em locais remotos são equipadas com células solares para o recarregamento das baterias, o que estende indefinidamente a sua vida útil. Os seguintes sensores podem ser instalados nas PCDs do INPE:

- Sensores de temperatura e umidade relativa do ar;
- Sensor de precipitação (pluviômetro);
- Sensor de pressão atmosférica (barômetro);
- Sensor ultra-sônico de vento;
- Sensores de radiação solar global e radiação fotossintética ativa;
- Sensor de radiação total líquida (saldo radiômetro);
- Sensor de temperatura do solo;
- Sensor de fluxo de calor no solo.

Somente serão discutidos aqui os sensores que interessam diretamente ao presente trabalho.

Sensores de Temperatura e Umidade Relativa do Ar

Esta combinação de sensores foi projetada especialmente para aplicações meteorológicas. Os elementos sensores são colocados dentro de um invólucro único protegido por um filtro poroso, o qual garante que ambos estejam amostrando as mesmas condições e protegidos contra poeira e água (Figura 4.1). A fim de evitar a exposição direta dos sensores à chuva e aos raios solares, mas ao mesmo tempo garantir que os mesmos recebam ventilação adequada para permitir o equilíbrio com a atmosfera à sua volta, o conjunto é protegido por uma espécie de chapéu de plástico ou alumínio. O elemento sensor da temperatura do ar é um resistor de platina, que apresenta uma relação precisa e estável entre resistência elétrica e temperatura. O sensor é alimentado de modo a fornecer em sua saída uma tensão contínua de 1,0 Volt representando $+70^{\circ}\text{C}$ e 0,0 Volt representando -30°C . A precisão do sensor é de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ para temperaturas na faixa de -10° a 60°C . Por outro lado, os dados de temperatura do ar fornecidos pelo INPE têm incrementos de $0,5^{\circ}\text{C}$.

O elemento sensor de umidade relativa do ar é um filme higroscópico posicionado entre dois eletrodos, constituindo um capacitor. A capacitância depende da umidade absorvida pelo filme higroscópico (o dielétrico do capacitor) e é função da umidade relativa do ar. A capacitância medida é convertida em tensão contínua com correção automática do efeito da temperatura. A saída de tensão é 0,0 Volt e 1,0

Volt para 0% e 100% de umidade relativa, respectivamente. A precisão do sensor é de $\pm 1\%$ para umidades relativas na faixa de 0 a 100%. Os dados de umidade relativa do ar fornecidos pelo INPE têm incrementos de 1%.



Figura 4.1: Sensor de temperatura e umidade relativa do ar utilizado nas PCDs do INPE.

Sensor Ultra-Sônico de Vento

Trata-se este de um instrumento que determina a direção e a velocidade horizontal do vento. O sensor é composto por três transdutores ultra-sônicos que formam um triângulo equilátero no plano horizontal (Figura 4.2). O princípio de medida se baseia no tempo de trânsito, isto é, no tempo que a onda de ultra-som leva para se deslocar de um transdutor a outro. O tempo de trânsito é medido em ambos os sentidos, denominados então tempos de trânsito direto e reverso.



Figura 4.2: Sensor ultra-sônico do vento utilizado nas PCDs do INPE.

O tempo de trânsito depende da velocidade do vento ao longo do caminho da onda de ultra-som. Para velocidade nula do vento, os tempos de trânsito direto e reverso são iguais; porém, se o vento estiver soprando na direção da onda de ultra-som, o tempo de trânsito direto é menor do que o tempo de trânsito reverso e vice-versa. O instrumento possui um micro-controlador que capta os sinais e calcula a velocidade do vento por meio da seguinte fórmula:

$$V = 0,5L \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_r} \right) \quad (4.1)$$

onde:

L: distância entre dois transdutores;

t_d : tempo de trânsito direto;

t_r : tempo de trânsito reverso.

Os três transdutores ultra-sônicos constituem três caminhos de medidas dos tempos de trânsito da onda de ultra-som, espaçados de 120° um do outro. A velocidade V que for mais afetada pelo erro de turbulência é descartada, sendo a velocidade e direção do vento calculadas com base nos dois melhores vetores. As velocidades do vento computadas são independentes da altitude, temperatura e umidade. Leituras errôneas, que podem ocorrer devido à forte chuva ou granizo, são eliminadas por meio de uma técnica especial de processamento de sinais.

A precisão do sensor é de $\pm 0,135$ m/s ou $\pm 3\%$ da leitura (o que for maior) para velocidades até 49,5 m/s. Acima desta velocidade, a precisão é $\pm 5\%$. As medidas de direção do vento têm precisão de ± 2 graus. Os dados de velocidade e direção do vento fornecidos pelo INPE têm, respectivamente, incrementos de 0,1 m/s e 10 graus.

Sensor de Radiação Solar

Trata-se de um instrumento que fornece uma corrente elétrica proporcional à radiação recebida do hemisfério centrado na direção perpendicular ao eixo de montagem do sensor propriamente dito (Figura 4.3). O elemento sensor é uma junção semicondutora *p-n* formada por um material com deficiência de elétrons (semicondutor *n*) e outro material com excesso de elétrons (semicondutor *p*). Quando a radiação solar incide sobre a junção semicondutora, uma corrente elétrica proporcional à intensidade desta radiação é produzida nos seus terminais. O sensor é aferido para medir a radiação solar total recebida (direta mais difusa) na faixa de comprimentos de onda de 0,4 a 1,1 μm . O sensor possui ainda correção de co-seno de modo a torná-lo insensível à direção da radiação incidente. O sensor tem uma precisão típica de $\pm 3\%$. Os dados de radiação solar fornecidos pelo INPE têm incrementos de 0,25 MJ/m².



Figura 4.3: Sensor de radiação solar global utilizado nas PCDs do INPE.

4.2 A Plataforma de Coleta de Dados INPE-UNIFEI

A PCD existente no campus da UNIFEI integra a rede de plataformas do INPE. Dados meteorológicos desta plataforma somente tornaram-se disponíveis a partir de maio de 1998, sendo os seguintes os dados coletados:

- Temperatura de bulbo seco (TempAr)
- Temperatura de bulbo seco máxima (TempMax)
- Temperatura de bulbo seco mínima (TempMin)
- Umidade relativa do ar (UmidRel)
- Velocidade do vento máxima (VelVentoMax)
- Velocidade do vento a 10m do solo (VelVento10m)
- Direção do vento (DirVento)
- Direção da velocidade máxima do vento (DirVelVentoMax)
- Precipitação acumulada (Pluvio)
- Radiação solar acumulada (RadSolAcum)
- Radiação solar global (RadSolGlob)

Os dados coletados segundo procedimentos específicos para cada uma das variáveis acima são transmitidos ao satélite em intervalos de três horas. O Apêndice I apresenta uma listagem de dados da PCD INPE–UNIFEI tal como fornecida pelo INPE. Os horários indicados são GMT (*Greenwich Mean Time*), um padrão utilizado internacionalmente em meteorologia. Portanto, a análise correta dos dados requer a conversão dos horários indicados para a hora solar em Itajubá.

A hora oficial do Brasil é a hora do fuso horário de Brasília, cujo meridiano central se localiza a 45° a oeste de Greenwich. Por conseguinte, a hora oficial do Brasil corresponde à hora GMT menos três horas (durante o horário de verão, menos duas horas). A PCD INPE–UNIFEI se localiza a 45 27' longitude oeste e 22 26' latitude sul, ou seja, a longitude da PCD-UNIFEI é de 45,443° e a hora solar correspondente é calculada como se segue:

$$45,443^\circ - 45^\circ = 0,443^\circ$$

Uma vez que cada grau de longitude equivale a 4 minutos na hora solar, vem:

$$0,443^\circ \times 4 \text{ min} = 1,772 \text{ min} = 1 \text{ min e } 46,3 \text{ seg.}$$

de onde:

$$\text{Hora solar local} = \text{Hora GMT} - 3 \text{ horas} - 1 \text{ min} - 46,3 \text{ seg.}$$

$$\text{Hora solar local} = \text{Hora oficial local} - 1 \text{ min} - 46,3 \text{ seg.}$$

Ou, durante o horário de verão:

$$\text{Hora solar local} = \text{Hora oficial local} - 1 \text{ hora} - 1 \text{ min} - 46,3 \text{ seg.}$$

A seguir, descrevem-se os procedimentos de coleta de dados de cada variável climática listada anteriormente desde a instalação da PCD INPE–UNIFEI em 1998.

Temperatura de Bulbo Seco (TempAr)

Temperatura do ar em graus Celsius, coletada instantaneamente a cada três horas.

Temperaturas Máximas e Mínimas (TempMax e TempMin)

Temperaturas máximas e mínimas, em graus Celsius, coletadas segundo três procedimentos diferentes:

De 13/08/1998 a 15/10/1988 – as temperaturas são coletadas de 0 a 12 horas e de 12 a 0 hora, com amostragem em intervalos de 30 minutos e atualização às 12 e 0 hora. Ou seja, os valores listados nestes horários representam o máximo e o mínimo registrados nas 12 horas precedentes.

De 15/10/1998 a 01/12/1999 – as temperaturas são coletadas a cada um minuto com atualização às 12 e 0 hora. Porém, contrariamente ao caso anterior, os valores registrados correspondem à máxima e à mínima das 24 horas precedentes.

De 04/12/1999 até o presente – as temperaturas são coletadas a cada um minuto com atualização a cada três horas. Mais uma vez, os valores registrados correspondem à máxima e à mínima das 24 horas precedentes.

Umidade Relativa (UmidRel)

Umidade relativa do ar, em porcentagem (%), medida instantaneamente a cada três horas. Em vista da geometria do sensor discutida anteriormente, conclui-se que se trata da umidade relativa coincidente com a temperatura de bulbo seco.

Velocidade e Direção do Vento (VelVento10m e DirVento)

Os valores registrados de velocidade e direção do vento representam a média de 600 medidas com um segundo de intervalo entre as mesmas, coletadas durante os dez minutos que precedem a hora inteira, a cada três horas. A velocidade é dada em m/s e a direção em graus no sentido horário com relação ao norte verdadeiro. O sensor é posicionado a dez metros acima do solo.

Velocidade Máxima do Vento e Direção da Velocidade Máxima (VelVentoMax e DirVelVentoMax)

Velocidade máxima do vento (rajada), em m/s, e direção correspondente, entre medidas feitas com intervalos de um segundo, nas últimas três horas precedendo o registro.

Radiação Solar Global (RadSolGlob)

Radiação Solar Global Máxima em W/m^2 : Máximo valor instantâneo de um conjunto de três amostras tomadas em torno da hora inteira GMT, a cada três horas de intervalo (H-15 min, H e H+15 min).

Radiação Solar Global Média em W/m^2 : Valor médio de um conjunto de 1080 amostras tomadas a cada dez segundos durante as últimas três horas.

Radiação Solar Acumulada (RadSolAcum)

Radiação solar acumulada em MJ/m^2 . Há dois tipos de medida:

Da entrada em operação até 03/12/1999 – valores parciais diários a cada três horas, inicializando-se o acumulador uma vez ao dia às 05:00 GMT.

De 04/12/1999 até o presente – valores totais a cada três horas, ou seja, inicializa-se o acumulador a cada três horas.

4.3 Análise dos Dados Tratados de Temperatura

O período amostrado para a caracterização do clima de Itajubá vai de 07/04/1998 a 06/04/2004. Os dados de temperatura para este período encontram-se organizados em planilhas no Apêndice II. Destes dados foi possível elaborar a Figura 4.4, que mostra as temperaturas de bulbo seco médias mensais em Itajubá calculadas com base nos dados para todo o período amostrado. A Tabela 4.1 mostra as estatísticas correspondentes. Podem ser feitos os seguintes comentários:

- De maneira geral, as temperaturas médias mensais apresentaram o comportamento esperado, isto é, mais altas nos meses de verão, mais baixas nos meses de inverno e intermediárias nos meses de outono e primavera. A temperatura média mais baixa ($13,1^{\circ}\text{C}$) se deu em junho e a temperatura média mais alta ($22,4^{\circ}\text{C}$) se deu em janeiro.
- Em geral, os meses mais frios apresentaram valores maiores do desvio padrão. O maior valor se deu em junho ($7,81^{\circ}\text{C}$) e o menor valor se deu em janeiro ($4,10^{\circ}\text{C}$). Pode-se então dizer que as temperaturas são mais estáveis nos meses de verão, distanciando-se menos do valor médio.
- A temperatura máxima registrada no período amostrado ocorreu em outubro ($36,5^{\circ}\text{C}$), um resultado consistente com o comportamento da temperatura média mensal. Por outro lado, é um pouco surpreendente o fato de todos os meses do ano, mesmo os meses de inverno, terem registrado temperaturas máximas elevadas. A menor temperatura máxima se deu em junho e julho, mas mesmo assim um valor bastante alto ($29,5^{\circ}\text{C}$). De qualquer modo, este comportamento está de acordo com o alto valor do desvio padrão nos meses de inverno, discutido acima.

- Contrariamente às temperaturas máximas, as temperaturas mínimas apresentaram uma distinção clara entre os valores registrados para as várias estações do ano. O maior valor da temperatura mínima se deu nos meses de janeiro e fevereiro ($12,0^{\circ}\text{C}$) e o menor valor se deu em junho e julho ($0,0^{\circ}\text{C}$).
- Os resultados para a mediana também seguiram o comportamento esperado, isto é, valores consistentes com a estação em curso (Figura 4.5).
- Os resultados para a distorção são, na sua grande maioria, positivos, ou seja, os meses correspondentes apresentaram distribuições com uma ponta assimétrica que se estende em direção a valores mais altos de temperatura. Somente o mês de junho exibiu valor ligeiramente negativo de distorção. A Figura 4.6 e a Figura 4.7 permitem comparar-se as distribuições de temperatura para dois valores extremos da distorção. O mês de janeiro, que apresentou o maior valor para a distorção ($0,49$), tem uma distribuição caracterizada por um pico bastante deslocado para a esquerda. O mês de maio, que apresentou o menor valor para a distorção ($0,042$), tem uma distribuição próxima da normal (curva normal teórica para temperatura média e desvio padrão calculados).
- Os resultados para a curtose foram todos negativos. Isto significa que as distribuições de temperatura tendem a ser “achatadas”, ou seja, a probabilidade de ocorrência de valores em torno da média não é muito maior do que a probabilidade de ocorrência de valores mais afastados desta. No mês de março (Figura 4.8), a curtose ($-10,32$) mostra realmente uma distribuição afastada da normalidade. O mês de fevereiro (Figura 4.9), que apresentou o menor valor para a curtose ($-6,19$), mostra uma distribuição também afastada da normalidade, porém o valor central tem uma frequência de ocorrência muito mais elevada que os demais.
- Os resultados para a moda são em geral consistentes com a estação em curso. Entretanto, conforme mostra a Tabela 4.1, o mês de março apresentou uma moda elevada ($19,5^{\circ}\text{C}$), superior mesmo àquelas dos meses típicos de verão. Porém, trata-se de um “pico isolado”, sendo valores em torno de 16 a 19°C mais representativos da frequência máxima.

- Os meses de dezembro a março foram os mais quentes do período amostrado e os meses de maio a julho foram os mais frios.

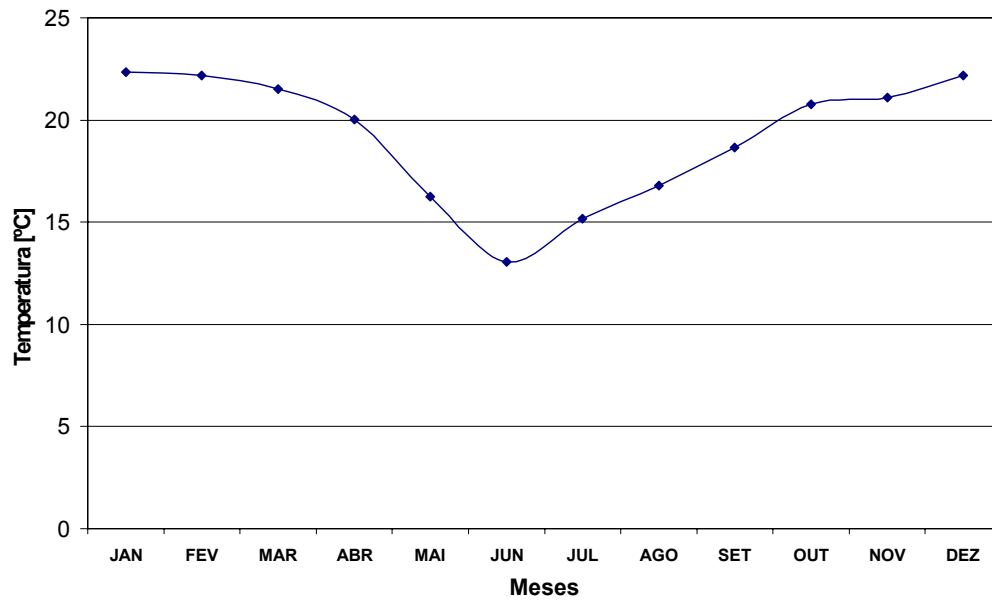


Figura 4.4: Temperaturas médias mensais em Itajubá.

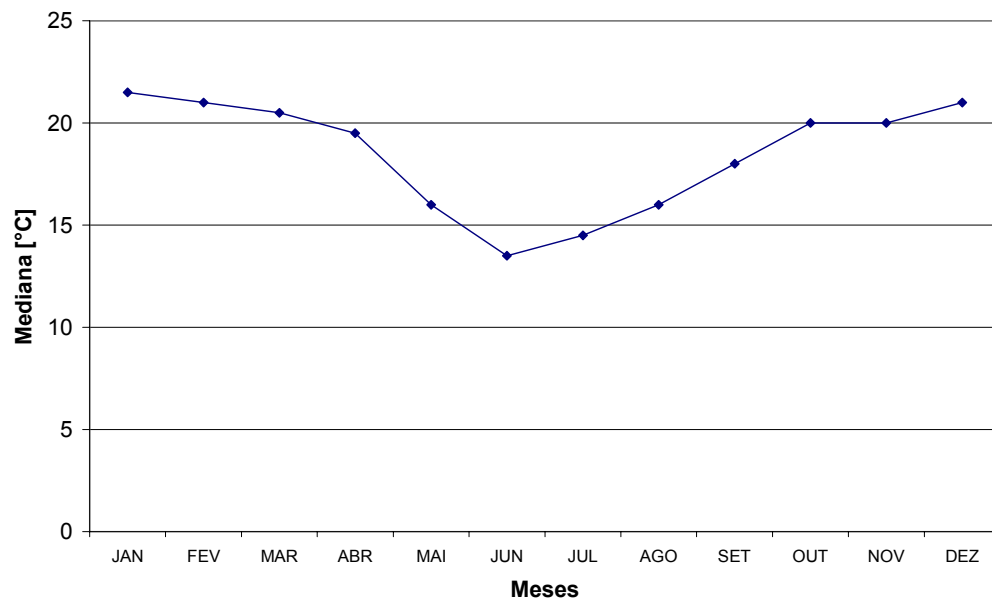


Figura 4.5: Gráfico das medianas de temperatura ao longo do ano em Itajubá.

Tabela 4.1: Comportamento da temperatura de bulbo seco durante o período global de amostragem.

Mês	Medidas [-----]	Média [°C]	Máx. [°C]	Mín. [°C]	Desv. Padr. [°C]	Var. [°C ²]	Mediana [°C]	Distorção [-----]	Curt. [-----]	Moda [°C]
Janeiro	1479	22,4	35,5	12,0	4,10	16,77	21,50	0,49	-9,89	18,5
Fevereiro	1356	22,2	35,0	12,0	4,31	18,58	21,00	0,44	-6,19	19,0
Março	1481	21,5	34,0	10,5	4,38	19,15	20,50	0,31	-10,32	19,5
Abril	1410	20,0	33,0	6,0	5,34	28,52	19,50	0,14	-7,22	16,0
Mai	1435	16,2	30,5	1,0	5,63	31,72	16,00	0,04	-8,30	14,5
Junho	1409	13,1	29,5	0,0	7,81	61,05	13,50	-0,15	-7,20	0,0
Julho	1441	15,2	29,5	0,0	5,93	35,17	14,50	0,27	-8,22	14,0
Agosto	1452	16,8	32,0	2,5	6,07	36,86	16,00	0,25	-8,80	16,0
Setembro	1402	18,7	35,5	1,5	5,54	30,72	18,00	0,22	-7,82	16,0
Outubro	1442	20,8	36,5	8,0	5,24	27,50	20,00	0,40	-8,66	18,0
Novembro	1433	21,1	34,0	8,0	4,55	20,66	20,00	0,34	-8,17	18,5
Dezembro	1470	22,2	34,5	8,0	4,15	17,20	21,00	0,38	-9,63	18,5

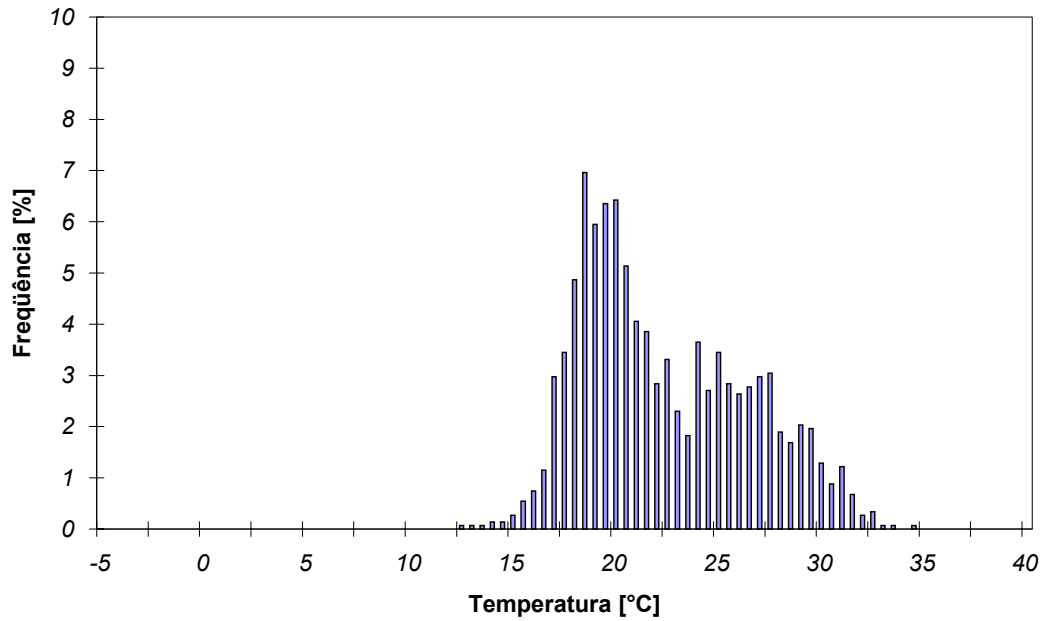


Figura 4.6: Frequência total de valores de temperatura para os meses de janeiro do período amostrado.

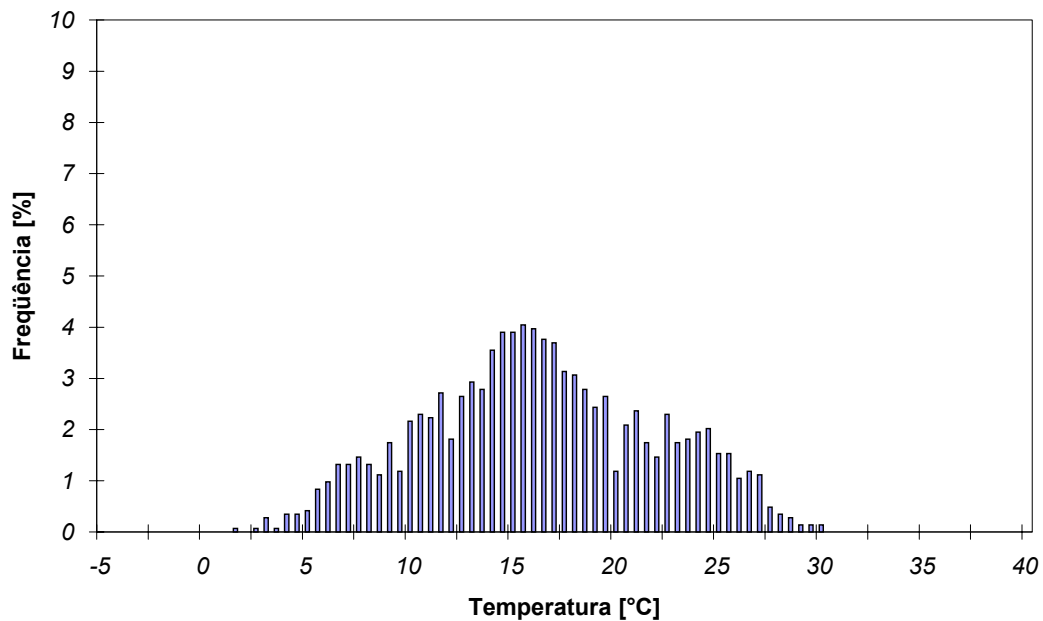


Figura 4.7: Frequência total de valores de temperatura para os meses de maio do período amostrado.

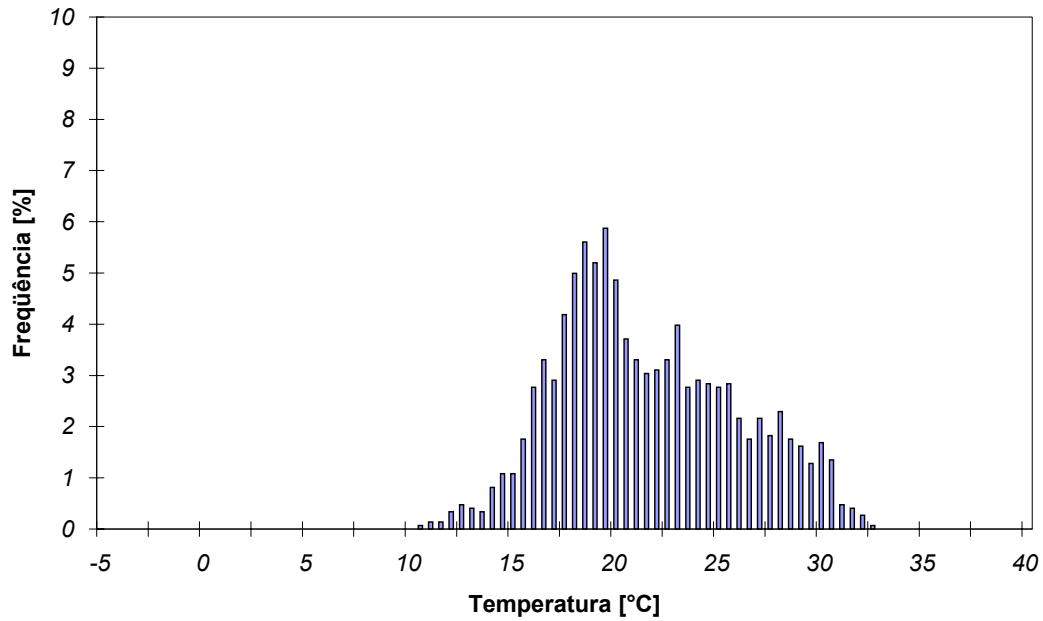


Figura 4.8: Frequência total de valores de temperatura para os meses de março do período amostrado.

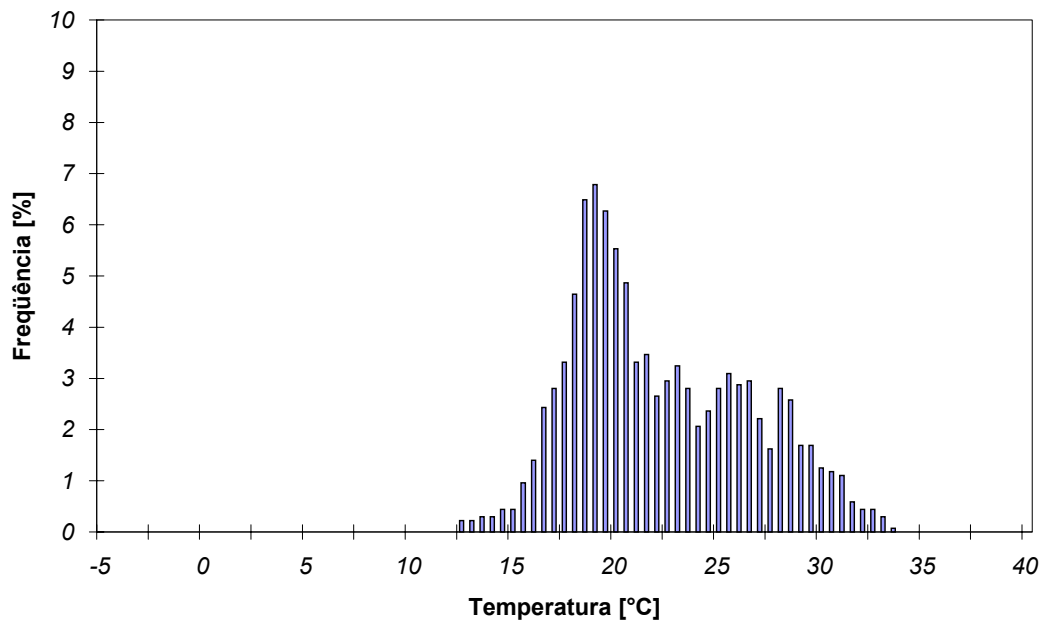


Figura 4.9: Frequência total dos valores de temperatura para os meses de fevereiro do período amostrado.

4.4 Análise dos Dados Tratados de Radiação Solar

Conforme discutido na Seç. 4.2, os dados de radiação solar acumulada (RadSolAcum) fornecidos pelo INPE referem-se a valores parciais diários obtidos a cada três horas. Isto é, trata-se da radiação solar acumulada, em MJ/m^2 , no intervalo de três horas anteriores à medição.

A fim de se obter uma visão mais geral do comportamento da radiação solar ao longo de um dado mês, raciocinou-se que seria mais representativo tomar-se a radiação acumulada em um dia, e não a cada três horas, como “unidade estatística”. Estes valores foram então traçados dia a dia, para cada mês, parametrizados pelo ano a que se referem (Figura 4.10 a Figura 4.21). Os valores mínimo, máximo e médio de RadSolDia para cada mês, em todo o período amostrado, são mostrados na Tabela 4.2, onde N refere-se ao número de dias do mês para os quais há dados disponíveis. Os valores médios mensais de RadSolDia para cada mês, com base no período global de amostragem, são mostrados na graficamente na Figura 4.22.

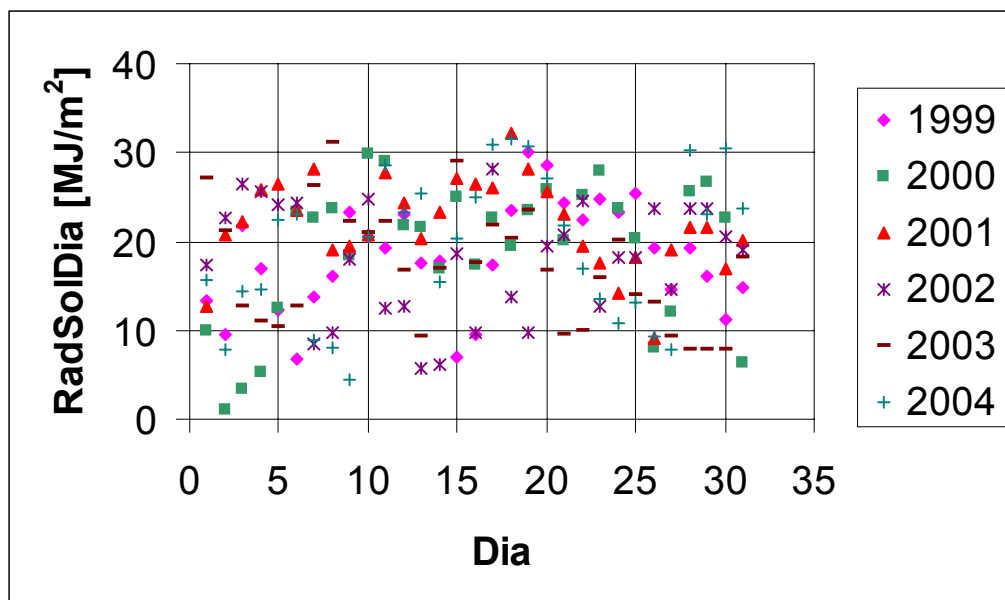


Figura 4.10: Variação de RadSolDia durante os meses de janeiro do período amostrado.

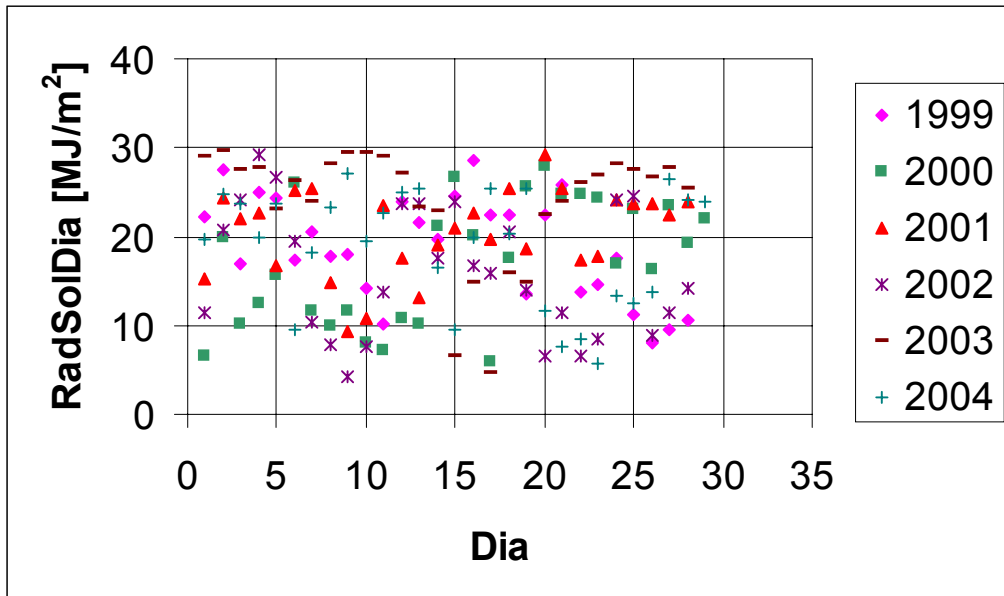


Figura 4.11: Variação de RadSolDia durante os meses de fevereiro do período amostrado.

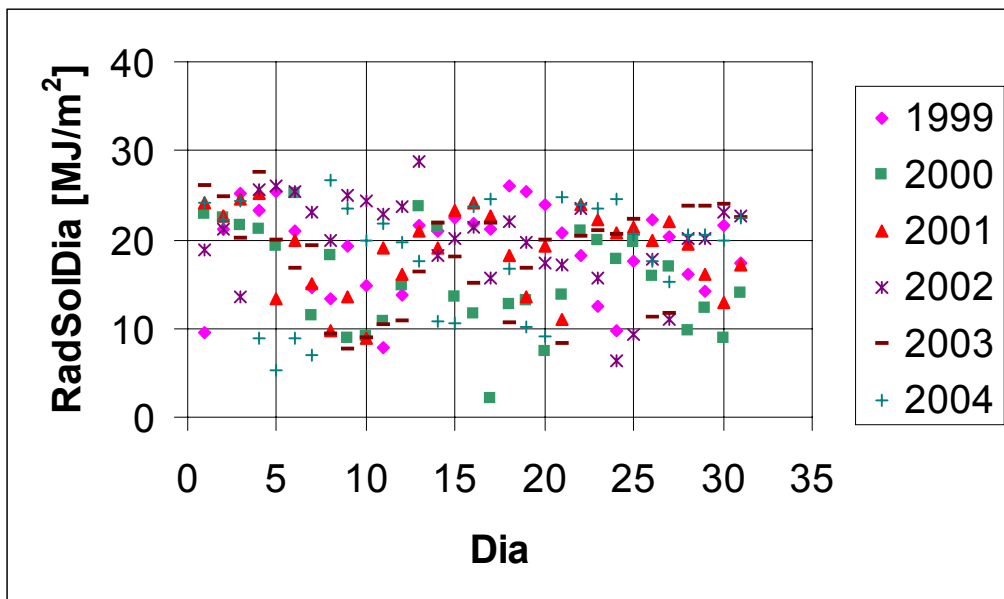


Figura 4.12: Variação de RadSolDia durante os meses de março do período amostrado.

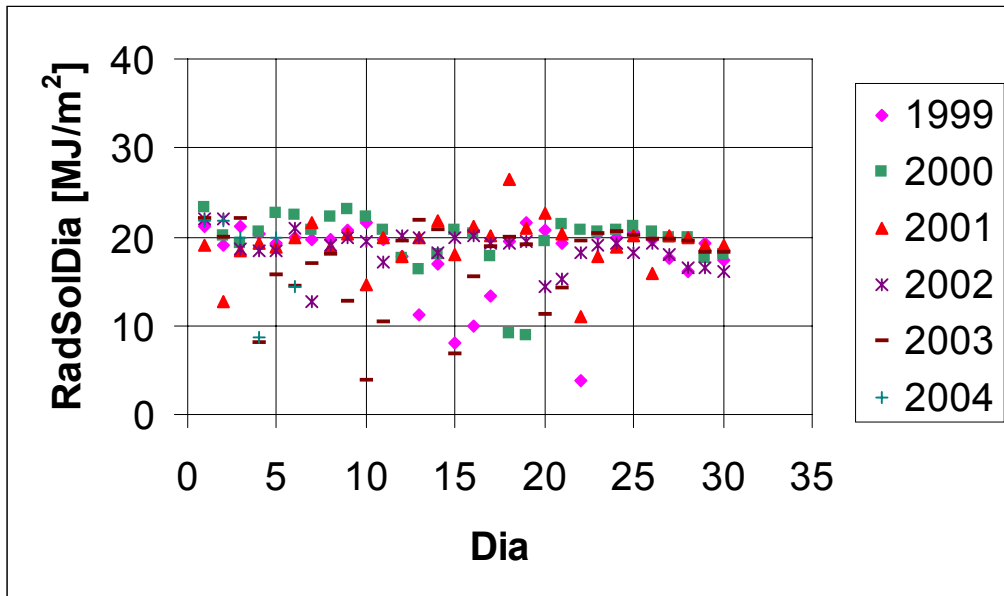


Figura 4.13: Variação de RadSolDia durante os meses de abril do período amostrado.

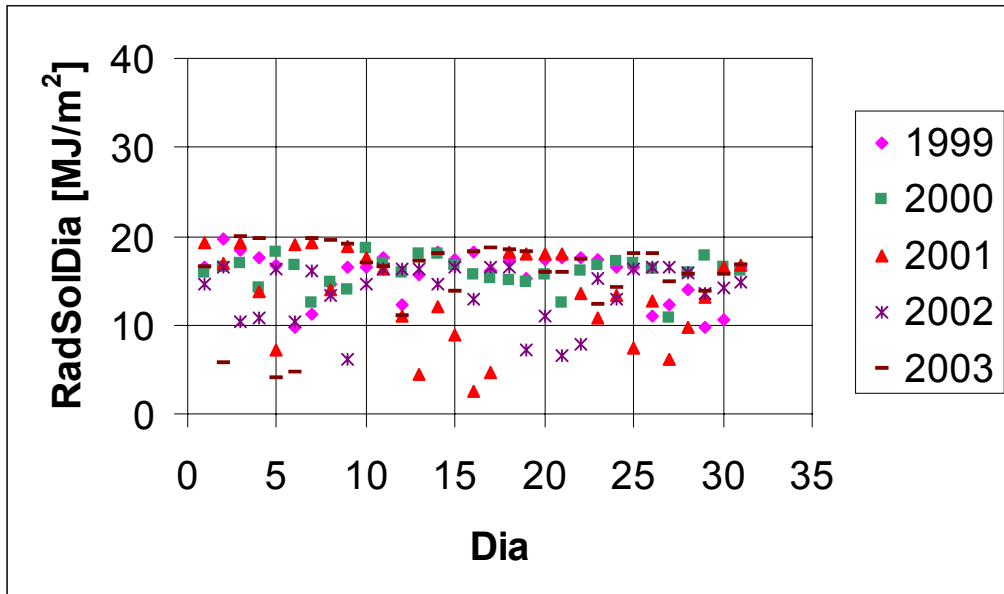


Figura 4.14: Variação de RadSolDia durante os meses de maio do período amostrado.

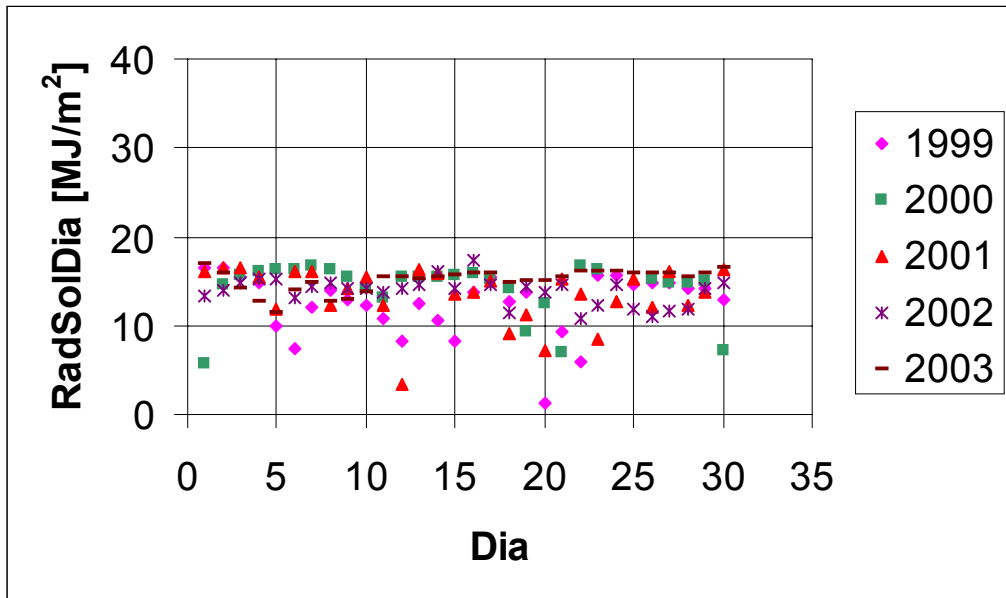


Figura 4.15: Variação de RadSolDia durante os meses de junho do período amostrado.

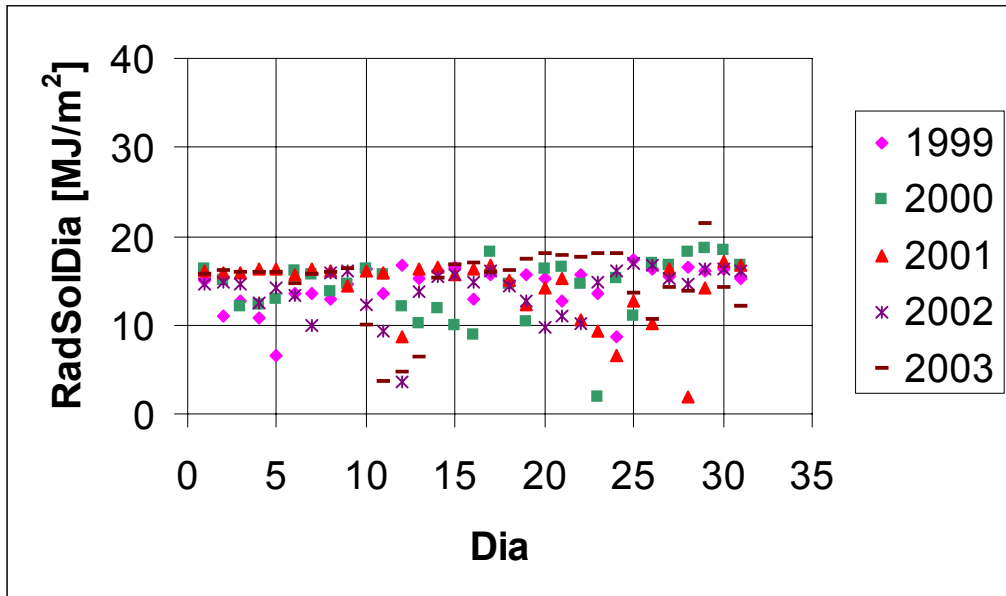


Figura 4.16: Variação de RadSolDia durante os meses de julho do período amostrado.

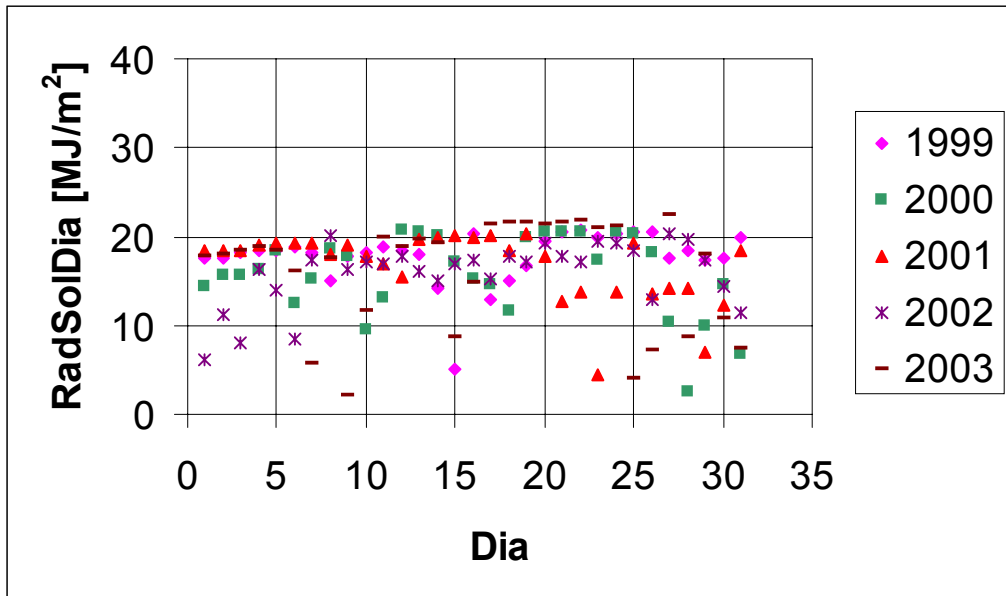


Figura 4.17: Variação de RadSolDia durante os meses de agosto do período amostrado.

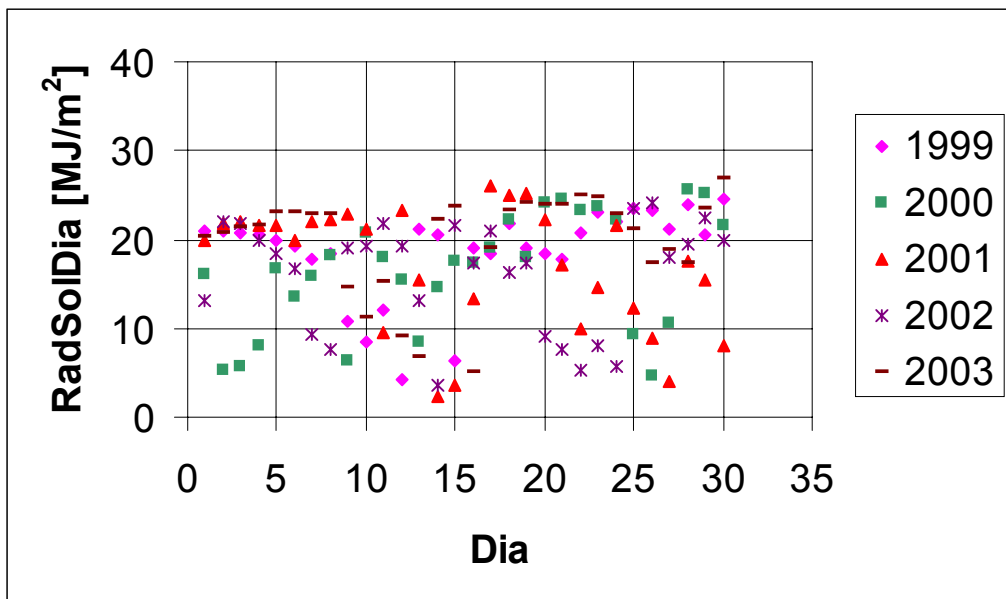


Figura 4.18: Variação de RadSolDia durante os meses de setembro do período amostrado.

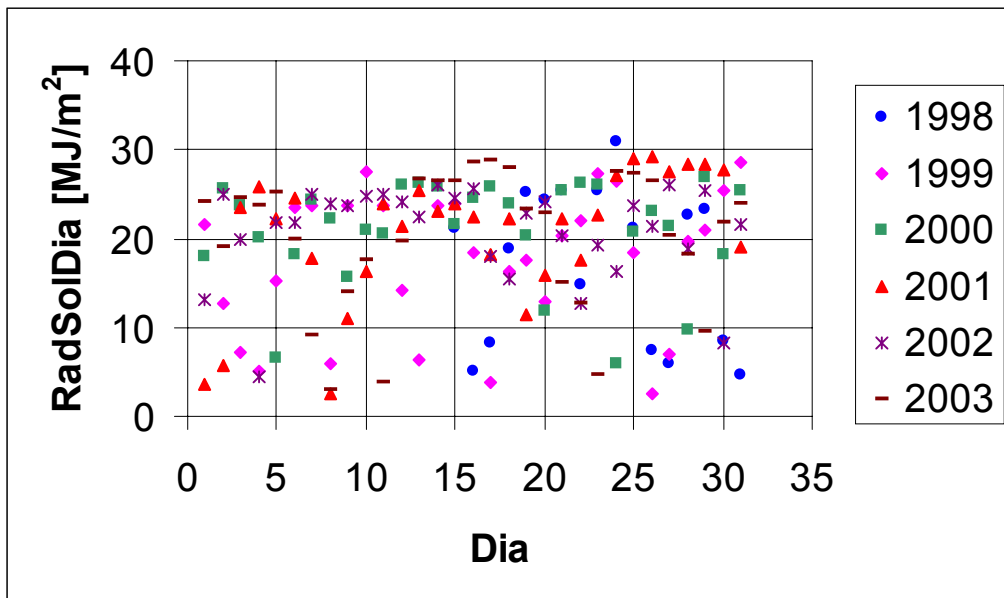


Figura 4.19: Variação de RadSolDia durante os meses de outubro do período amostrado.

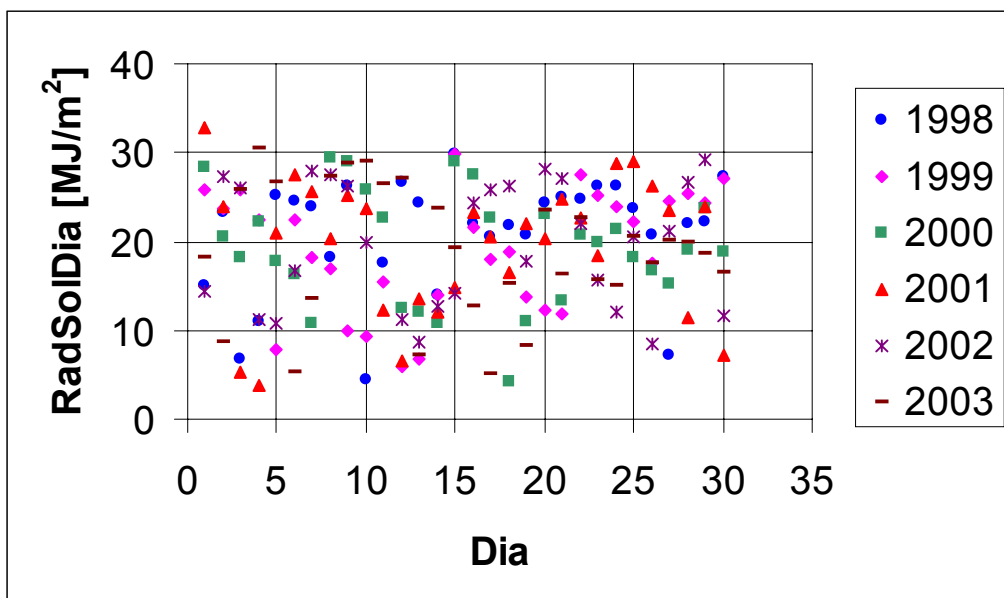


Figura 4.20: Variação de RadSolDia durante os meses de novembro do período amostrado.

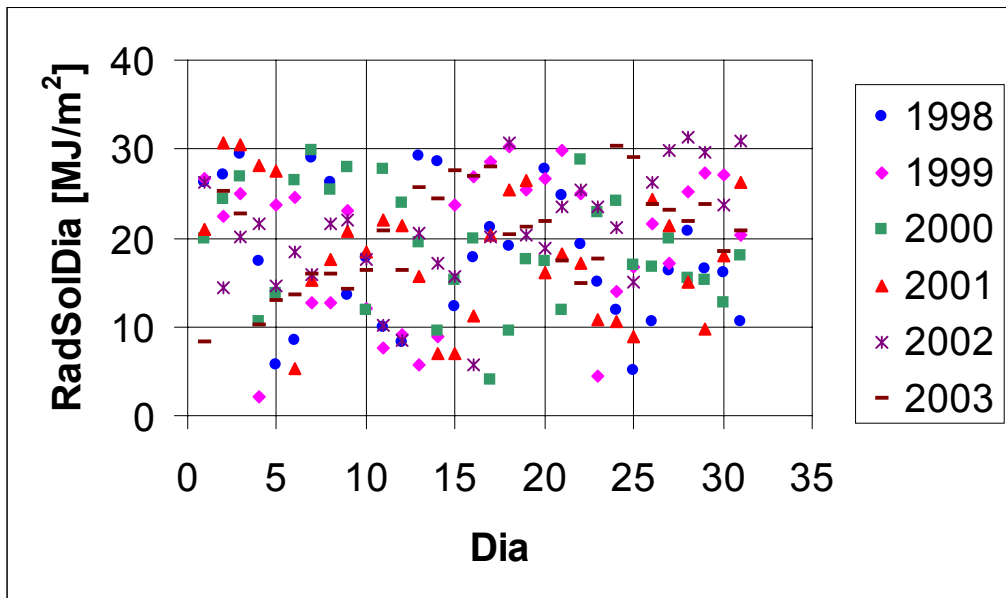


Figura 4.21: Variação de RadSolDia durante os meses de dezembro do período amostrado.

Tabela 4.2: Comportamento da Radiação Solar Diária (RadSolDia) durante o período global de amostragem.

Mês	N [-----]	Média [MJ/m ²]	Desv. Padr. [MJ/m ²]	Mínimo [MJ/m ²]	Máx. [MJ/m ²]	Var. [MJ/m ²] ²	Mediana [MJ/m ²]	Distorção [-----]	Curt. [-----]	Moda [MJ/m ²]
JAN	186	18,90	6,88	5,83	30,48	47,27	20,05	-0,32	-0,70	27,10
FEV	170	19,19	6,78	6,32	28,62	45,93	20,55	-0,44	-0,97	25,50
MAR	186	18,18	5,55	6,31	26,53	30,78	19,80	-0,56	-0,63	8,90
ABR	156	18,53	3,72	8,82	23,85	13,82	19,40	-1,15	3,43	20,00
MAI	155	14,83	3,70	6,69	18,85	13,66	16,10	-1,29	1,22	16,50
JUN	148	13,77	2,77	6,47	16,79	7,65	14,60	-1,84	4,00	15,40
JUL	155	14,20	3,29	3,50	18,23	10,79	15,25	-1,57	2,94	16,00
AGO	155	16,43	4,36	4,04	20,91	19,00	17,80	-1,36	1,37	18,50
SET	150	17,59	6,17	3,97	25,44	38,02	19,28	-0,86	-0,38	22,80
OUT	172	19,76	7,11	3,89	28,38	50,54	21,95	-0,96	-0,11	25,50
NOV	179	19,55	6,88	5,35	30,22	47,27	20,70	-0,48	-0,73	20,50
DEZ	185	19,28	6,98	5,03	30,30	48,74	20,00	-0,28	-0,76	23,60

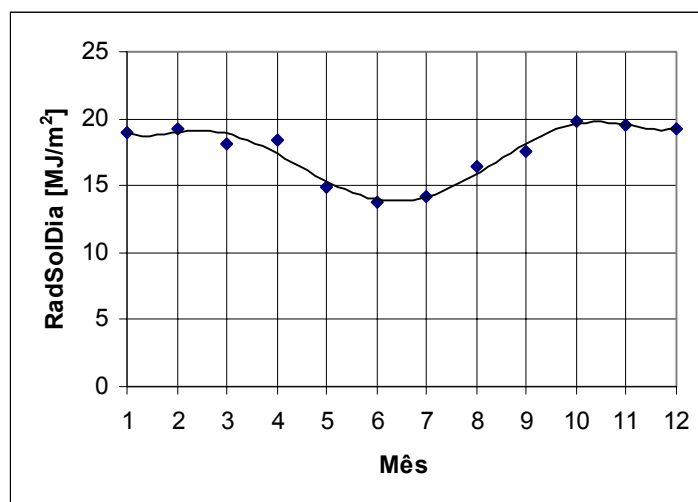


Figura 4.22: Valores médios mensais de RadSolDia com base no período global de amostragem.

Podem ser feitos os seguintes comentários:

- Há uma grande variação de RadSolDia nos meses quentes do ano (janeiro a março, setembro a dezembro) e pouca variação nos meses frios (junho a agosto). Este comportamento pode ser verificado pelos valores correspondentes do desvio padrão, maiores nos meses quentes e menores nos meses frios. Isto se deve à nebulosidade variável nos meses quentes do ano e à limpidez do céu nos meses de inverno.
- No período amostrado, a variação máxima de RadSolDia foi verificada em outubro ($\sigma = 7,11 \text{ MJ/m}^2$) e a variação mínima em junho ($\sigma = 2,77 \text{ MJ/m}^2$).
- Apesar da limpidez do céu nos meses de inverno, os valores da radiação nesta época do ano são substancialmente mais baixos do que no verão. Isto se deve à maior atenuação da radiação solar pela atmosfera nos meses frios. No período amostrado, foi verificado um máximo para o mês de outubro (RadSolDia = 19,76 MJ/m²) e um mínimo para o mês de junho (RadSolDia = 13,77 MJ/m²).
- Os valores da mediana e da moda confirmam esta tendência: o mês de outubro apresenta o valor mais alto para a mediana (21,95 MJ/m²); o mês de janeiro

apresenta o maior valor para a moda (27,10 MJ/m²), seguido dos meses de fevereiro e outubro, com modas iguais a 25,5 MJ/m². O mês de junho apresenta o valor mais baixo de mediana (14,6 MJ/m²). Em março tem-se o menor valor de moda (8,9 MJ/m²), seguido do mês de junho (15,4 MJ/m²).

- Os resultados para a distorção foram todos negativos. Portanto, há uma maior frequência de valores de radiação mais altos do que a média do mês.
- Os resultados para a curtose foram negativos nos meses mais quentes e positivos nos meses mais frios. Isto significa uma maior probabilidade de ocorrência de valores próximos à média nos meses mais frios. Mesmo em módulo, os valores maiores da curtose ocorreram no inverno e os valores menores ocorreram no verão. Este comportamento é compatível com a limpidez do céu e a nebulosidade variável nas respectivas épocas do ano, conforme discutido acima.

4.5 Análise das Seqüências Horárias Sintéticas de Radiação Solar e Temperatura

Radiação Solar

Há situações em que é necessário dispor-se de dados horários de radiação solar para simulação de um determinado sistema. Por exemplo, quando se considera a demanda de água ao longo do dia em um sistema solar de aquecimento de água, a simulação deve ser feita com base em seqüências horárias de radiação solar.

Uma vez que os dados de radiação solar fornecidos pelo INPE foram coletados em intervalos de três horas, foi utilizado o programa RADIASOL para determinar o valor esperado da radiação solar em um horário definido, a partir da radiação solar diária. Este programa se baseia no procedimento desenvolvido por Collares-Pereira e Rabl (1979), que distribui a radiação ao longo do dia segundo uma função co-seno, sendo os parâmetros empíricos da função obtidos de médias de inúmeras medidas realizadas nos Estados Unidos. O procedimento é ideal para representar o valor médio da radiação naquela hora em períodos de vários dias, mas não é adequado para representar seqüências horárias de radiação solar em dias

parcialmente nublados. Normalmente é sugerida a utilização da distribuição por valores médios para dimensionamento de sistemas solares e a utilização de distribuição por valores estocásticos para trabalhos de simulação. Os procedimentos para determinação de seqüências horárias estocásticas de radiação solar permitem estabelecer valores de radiação solar mais semelhantes às seqüências reais observadas, provocando alternância de horas de sol e horas nubladas, como ocorre em dias parcialmente nublados. O programa RADIASOL incorpora o modelo para radiação horária estocástica chamado de modelo do peixe (Krenzinger, 1994).

As seqüências horárias de radiação solar em Itajubá, para dias limpos, geradas pelo programa RADIASOL, são mostradas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Seqüências horárias de radiação solar em Itajubá [kJ/m²].

HORA	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
05:30	36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	58
06:30	440	367	245	116	0	0	0	48	181	333	427	466
07:30	922	884	768	688	470	392	422	568	704	881	936	951
08:30	1431	1440	1342	1333	1033	940	975	1164	1286	1474	1476	1460
09:30	1900	1957	1885	1954	1583	1480	1519	1742	1839	2030	1976	1929
10:30	2262	2358	2309	2444	2021	1912	1953	2199	2274	2462	2361	2290
11:30	2458	2577	2542	2714	2264	2152	2194	2452	2513	2698	2571	2486
12:30	2458	2577	2542	2714	2264	2152	2194	2452	2513	2698	2571	2486
13:30	2262	2358	2309	2444	2021	1912	1953	2199	2274	2462	2361	2290
14:30	1900	1957	1885	1954	1583	1480	1519	1742	1839	2030	1976	1929
15:30	1431	1440	1342	1333	1033	940	975	1164	1286	1474	1476	1460
16:30	922	884	768	688	470	392	422	568	704	881	936	951
17:30	440	367	245	116	0	0	0	48	181	333	427	466
18:30	36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	58

Temperatura

Conforme citado na Seq. 3.7, Krenzinger e Farenzena (2003) desenvolveram um modelo para a geração de seqüências sintéticas de temperatura com base em seqüências sintéticas horárias de radiação. Este modelo será utilizado no programa AMBIENTE, um dos programas que compõem o pacote SOLARCARD desenvolvido pelo Laboratório de Energia Solar – UFRGS. Uma vez que o programa ainda não está disponível, fez-se uma interpolação entre os dados de temperatura obtidos pelo INPE a cada três horas a fim de se obter os perfis horários mensais de

temperatura para Itajubá. As Figuras 4.23 a 4.34 mostram os perfis horários obtidos para todos os meses.

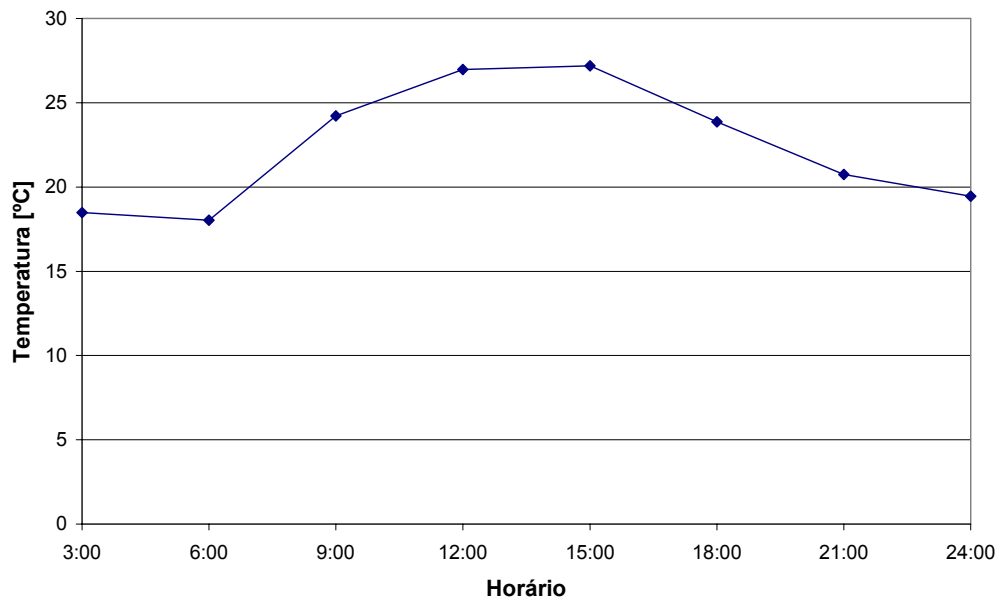


Figura 4.23: Perfil horário de temperatura para o mês de janeiro em Itajubá.

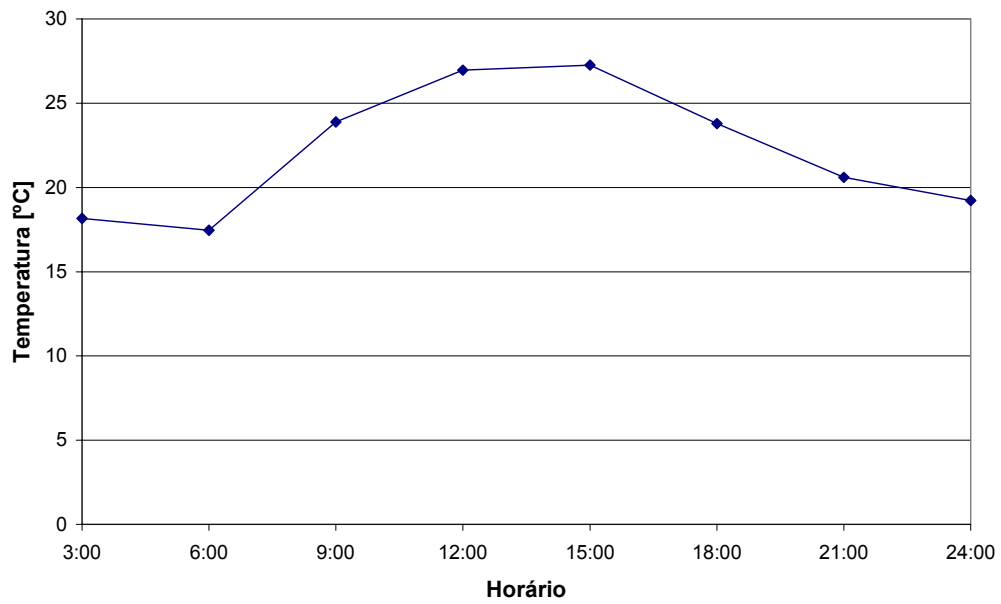


Figura 4.24: Perfil horário de temperatura para o mês de fevereiro em Itajubá.

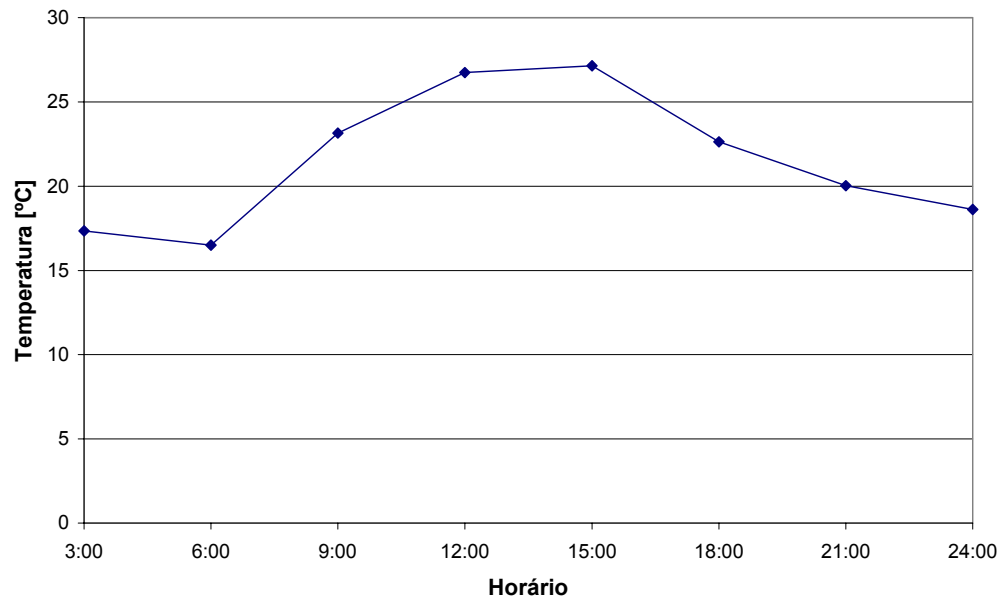


Figura 4.25: Perfil horário de temperatura para o mês de março em Itajubá.

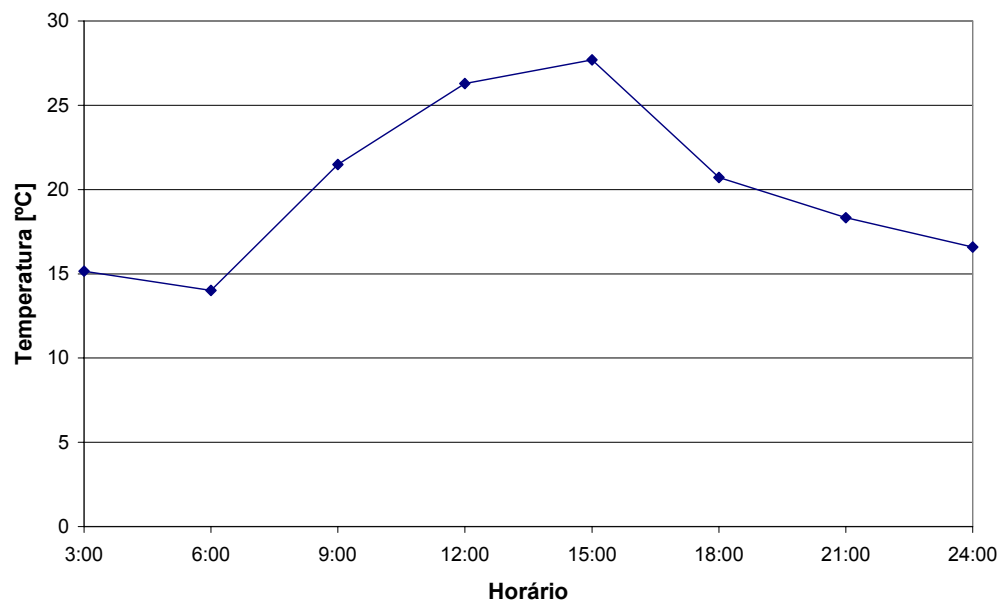


Figura 4.26: Perfil horário de temperatura para o mês de abril em Itajubá.

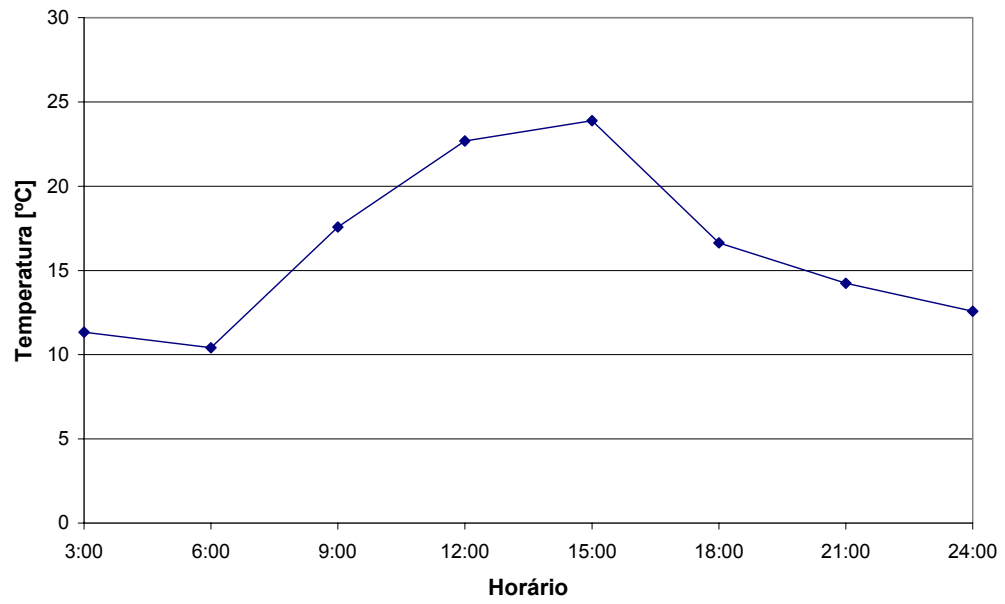


Figura 4.27: Perfil horário de temperatura para o mês de maio em Itajubá.

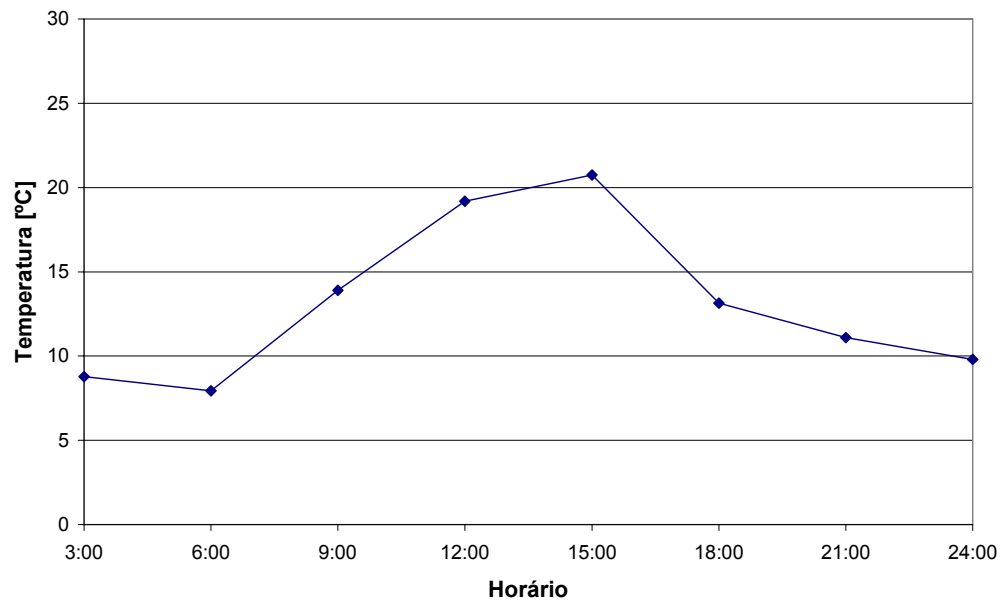


Figura 4.28: Perfil horário de temperatura para o mês de junho em Itajubá.

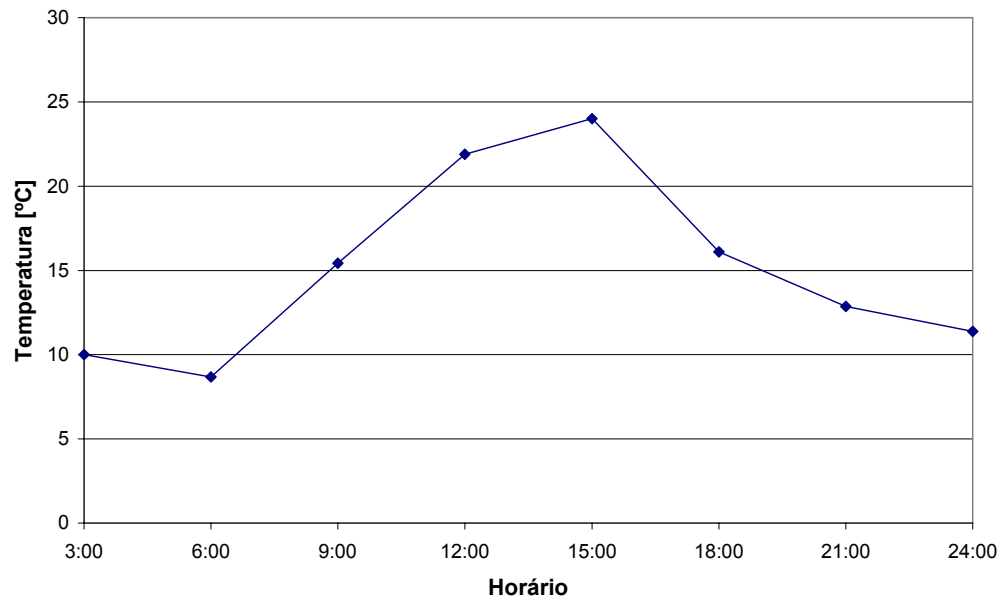


Figura 4.29: Perfil horário de temperatura para o mês de julho em Itajubá.

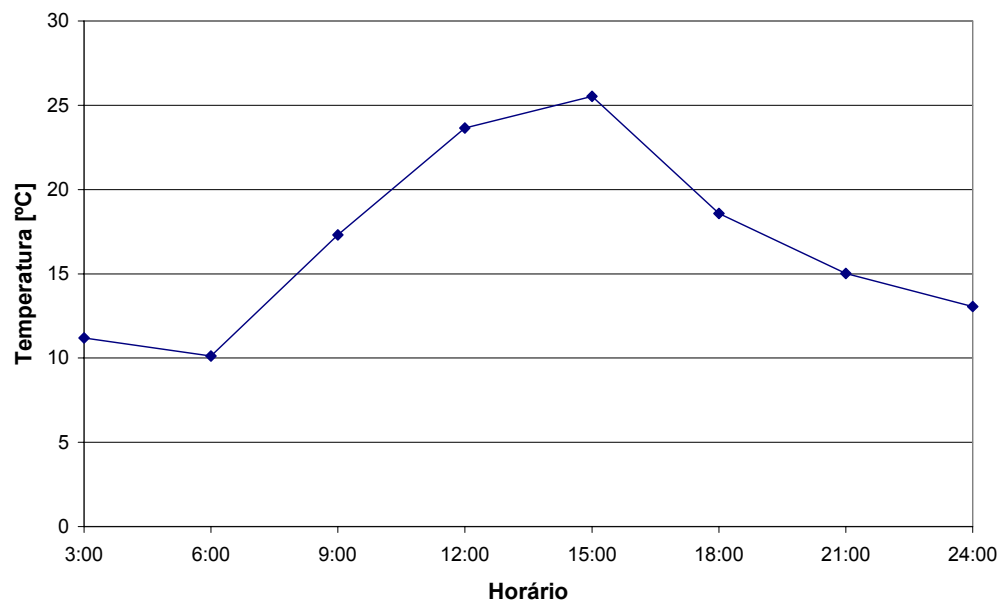


Figura 4.30: Perfil horário de temperatura para o mês de agosto em Itajubá.

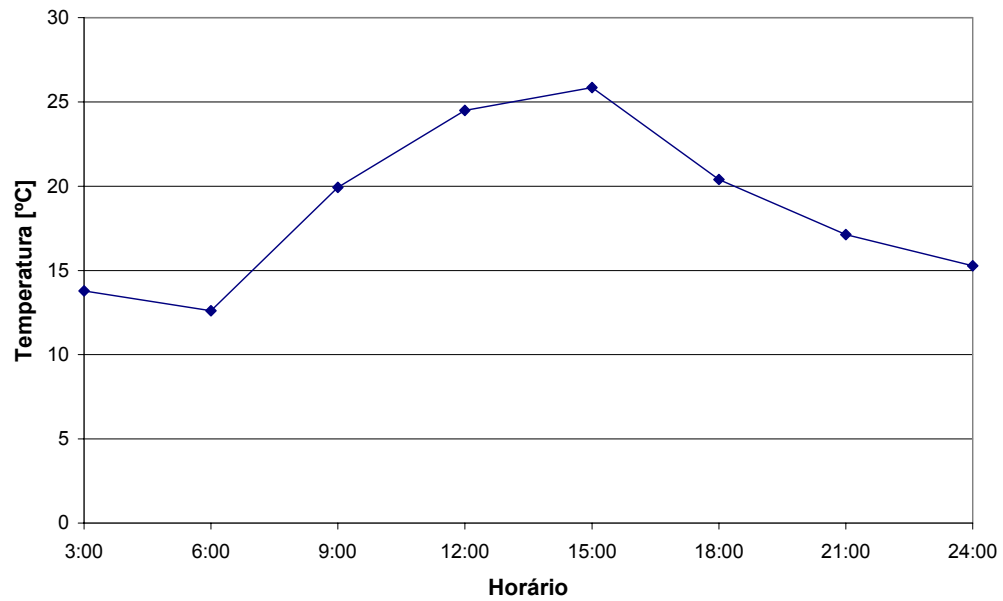


Figura 4.31: Perfil horário de temperatura para o mês de setembro em Itajubá.

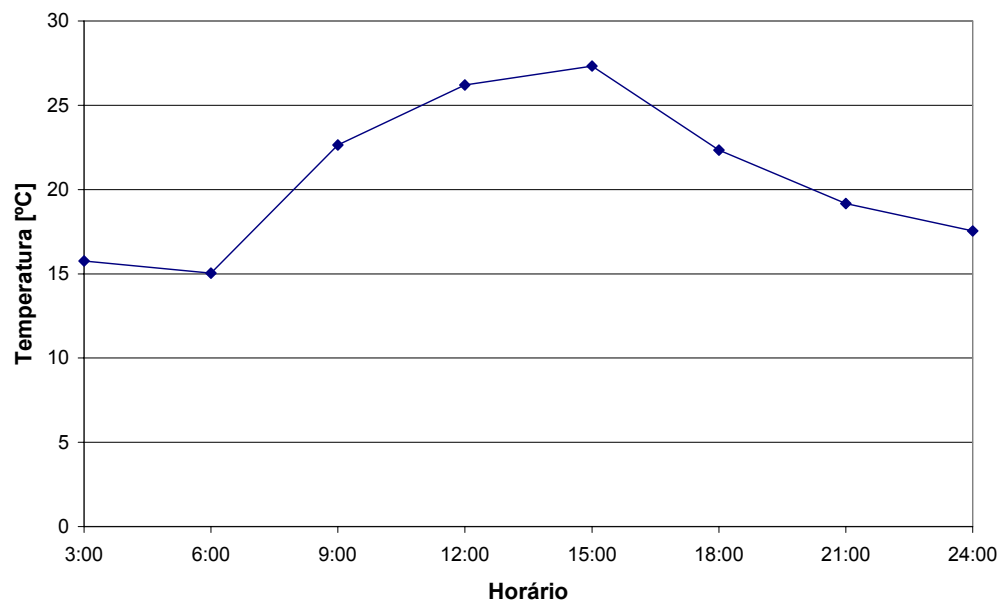


Figura 4.32: Perfil horário de temperatura para o mês de outubro em Itajubá.

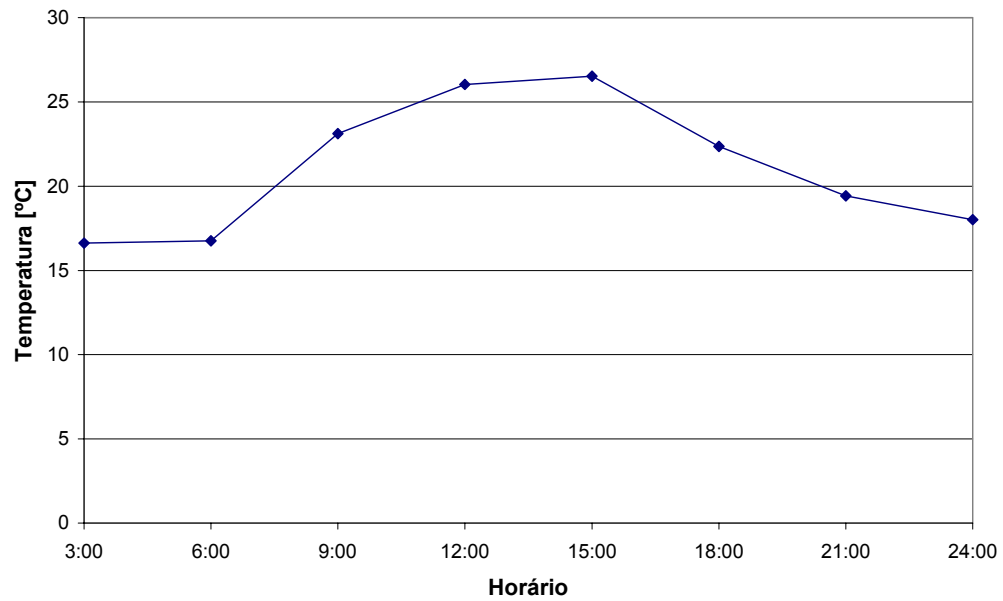


Figura 4.33: Perfil horário de temperatura para o mês de novembro em Itajubá.

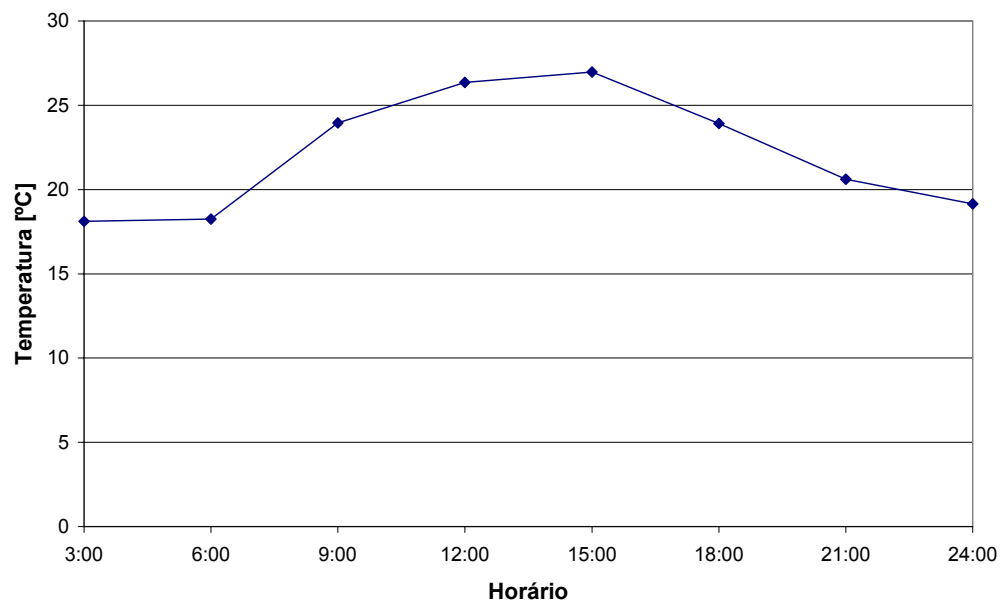


Figura 4.34: Perfil horário de temperatura para o mês de dezembro em Itajubá.

4.6 Análise dos Dados Tratados de Magnitude e Direção dos Ventos

4.6.1 Velocidade dos Ventos

Para cada mês do período de amostragem considerado no presente estudo, foi construída uma planilha de valores médios conforme discutido na Seç. 3.5. A Tabela 4.4 mostra a planilha obtida para o mês de setembro de 2000 e a Figura 4.35 mostra os valores de V_{mh} ao longo do dia em forma gráfica (dia típico). A Figura 4.36 à Figura 4.47 mostram os dias típicos para os vários meses do período amostrado. Deve-se observar, todavia, que os dados não são horários, mas obtidos a cada três horas. A Tabela 4.5 resume os valores das velocidades médias mensais e velocidades médias anuais para todos os meses do período amostrado; a Figura 4.48 apresenta estes mesmos resultados em forma gráfica.

Tabela 4.4: Valores médios da velocidade do vento, em m/s, em Itajubá durante o mês de setembro de 2000.

HORA	DIA																														Vmh
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
00:00	2,8	4,6	2,5	2,9	2,7	3,2	3,1	2	2,4	2	1,8	2,6	2,7	2,9	3,1	3	3	2,7	3,1	3,4	2,1	9,3	3,6	2,6	3,8	5,2	3,2	2,5	3,2	2,4	3,1
03:00	3,4	2,6	3	2,8	3,5	2,3	3,4	2,5	3,2	2,3	3	3,1	2,2	3,1	3,6	3,5	2,5	3,5	3,1	1,7	3,1	3	3	2,5	3,4	5	3,8	2,7	1,6	2,5	3,0
06:00	3,2	2,3	2,6	3,3	2,6	2,8	2,9	2,6	3,7	2,7	2	2,9	3,7	2,7	2,1	3,1	2,3	2,6	3,2	2,8	2,1	2,8	2,5	2,7	3,5	4,9	2,6	3,1	2,5	3,3	2,9
09:00	2,6	2,8	2,8	2,2	2,2	2,6	2,8	2,5	3,1	2,6	2,5	2,9	2,6	2,6	2,4	2,6	2,4	2,6	3,2	2,8	2,6	2	2,4	2,7	3	4,7	4,3	2,6	2,5	2,7	2,7
12:00	3,6	2,8	4,4	3,1	2,6	2,1	2,4	4,9	5,1	3,8	4,4	3,2	4,1	2,2	4,5	3,9	5,2	3,5	2,3	2,8	3,8	3,8	4,2	3,2	4,1	3,4	3,3	3,6	3	2,7	3,5
15:00	2,8	4,1	2,4	3,7	4,1	4,5	2,5	4,3	2,2	3,4	5	5,3	3,7	3,7	3,2	3,7	3,6	4,5	3,1	3,9	3,3	4,4	2,9	3,4	4,6	3,5	2,9	4,6	2,7	2,3	3,6
18:00	2,5	3,1	3,3	3,1	3,1	2,8	3,4	3,8	1	3,2	3,1	3,5	3,2	2,7	2,5	2,9	3,9	3	3,5	3	1,7	5,5	2,7	2,2	4,2	2,9	3,6	4,2	3,6	4,2	3,2
21:00	3,7	2,5	2,5	2,8	2,8	3,1	3,6	2,2	3,6	3	2,7	2,9	2,3	3,2	2,8	3,8	3,9	3,4	3,1	3	3,7	3,5	2,4	2,6	4,6	2,5	3	2,5	3,3	3,2	3,1
Vmd	3,1	3,1	2,9	3,0	3,0	2,9	3,0	3,1	3,0	2,9	3,1	3,3	3,1	2,9	3,0	3,3	3,4	3,2	3,1	2,9	2,8	4,3	3,0	2,7	3,9	4,0	3,3	3,2	2,8	2,9	3,1

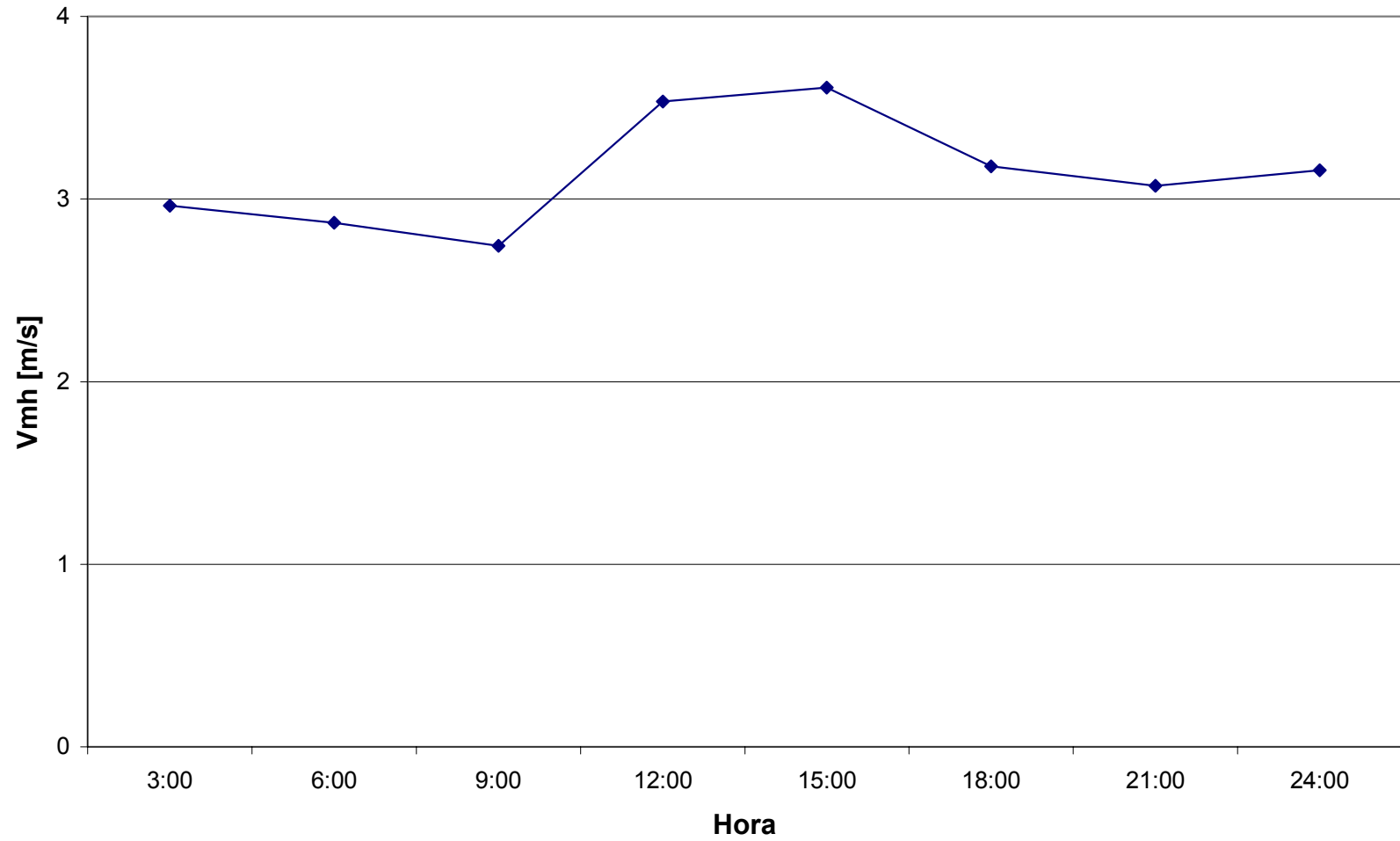


Figura 4.35: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante o mês de setembro de 2000.

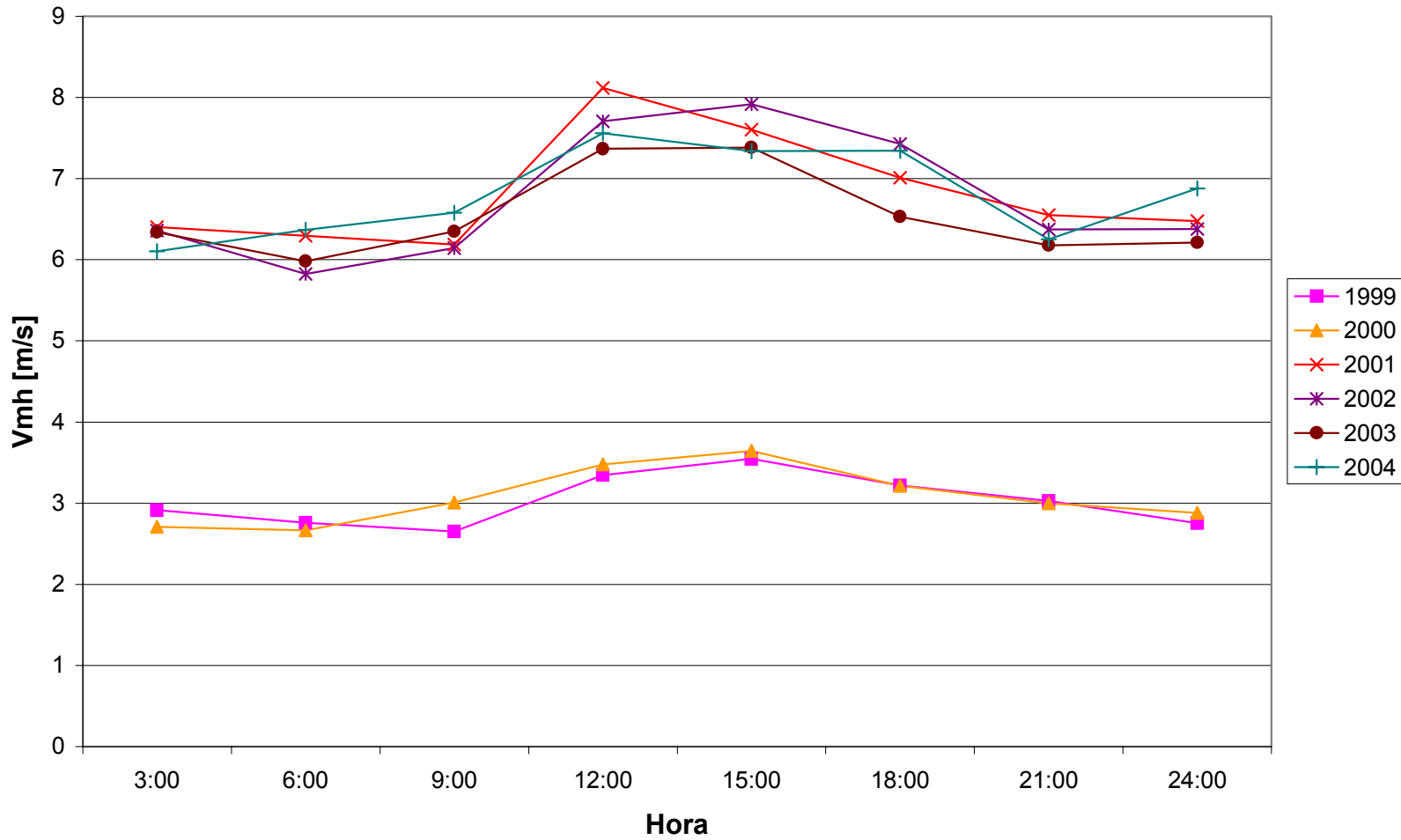


Figura 4.36: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de janeiro do período amostrado.

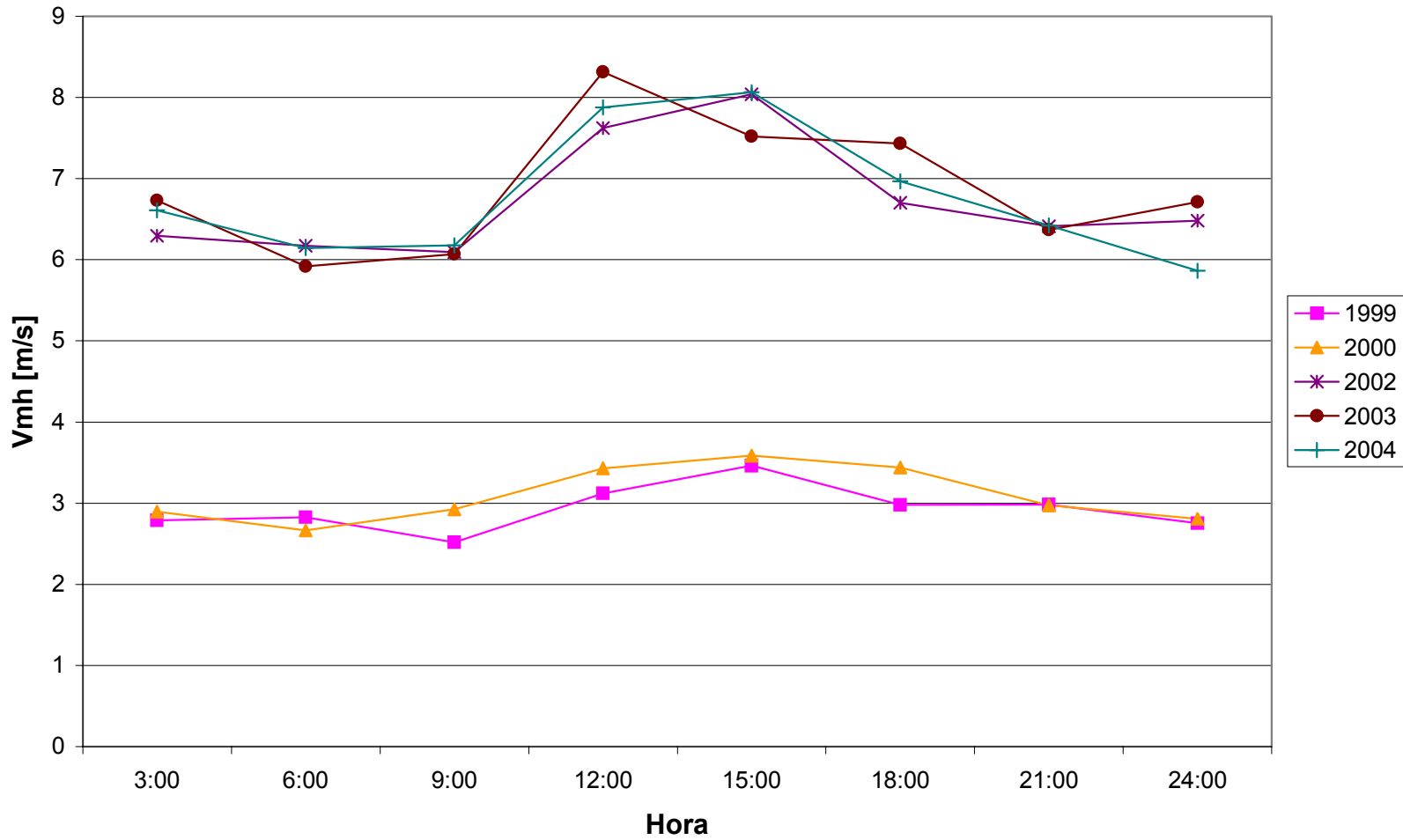


Figura 4.37: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de fevereiro do período amostrado.

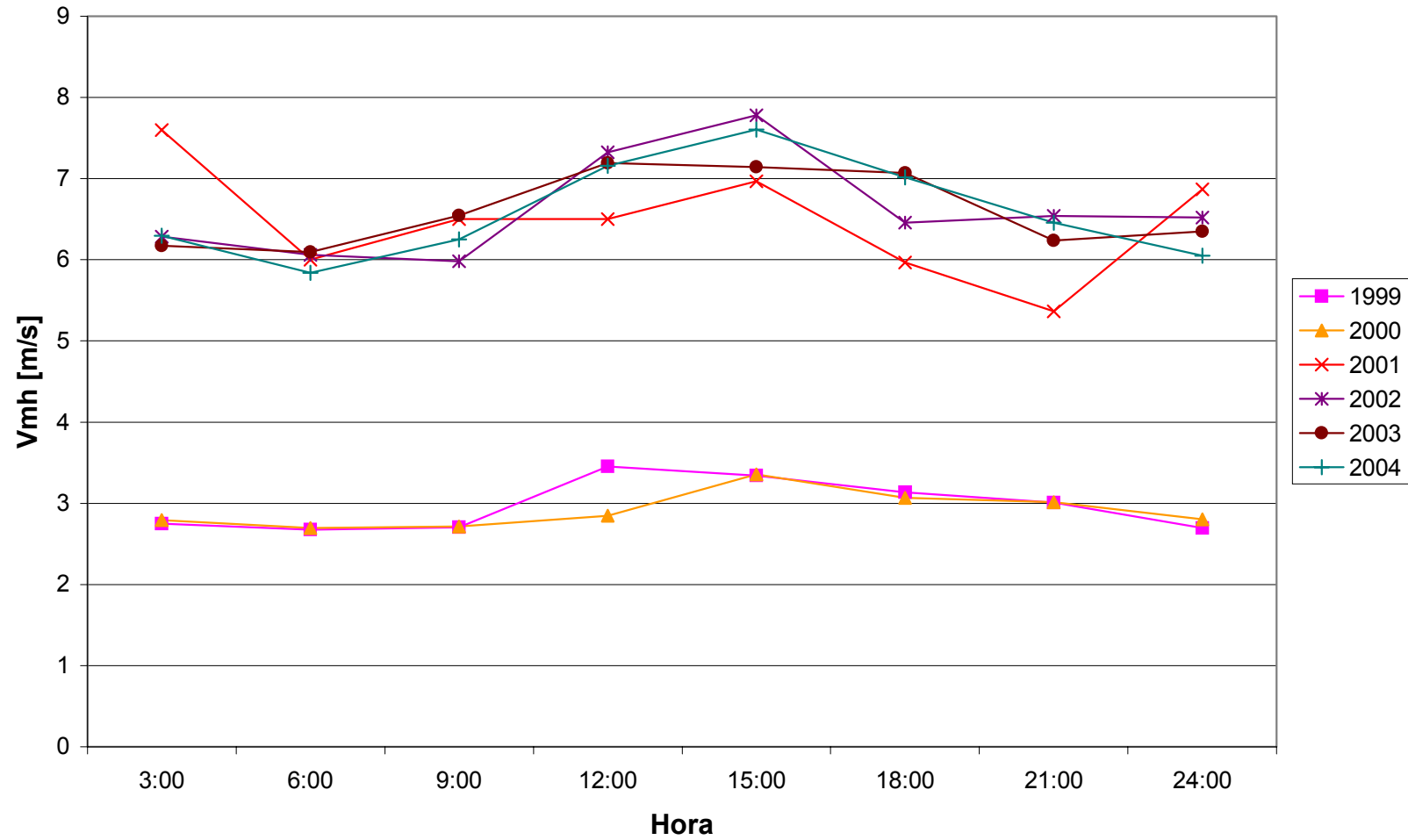


Figura 4.38: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de março do período amostrado.

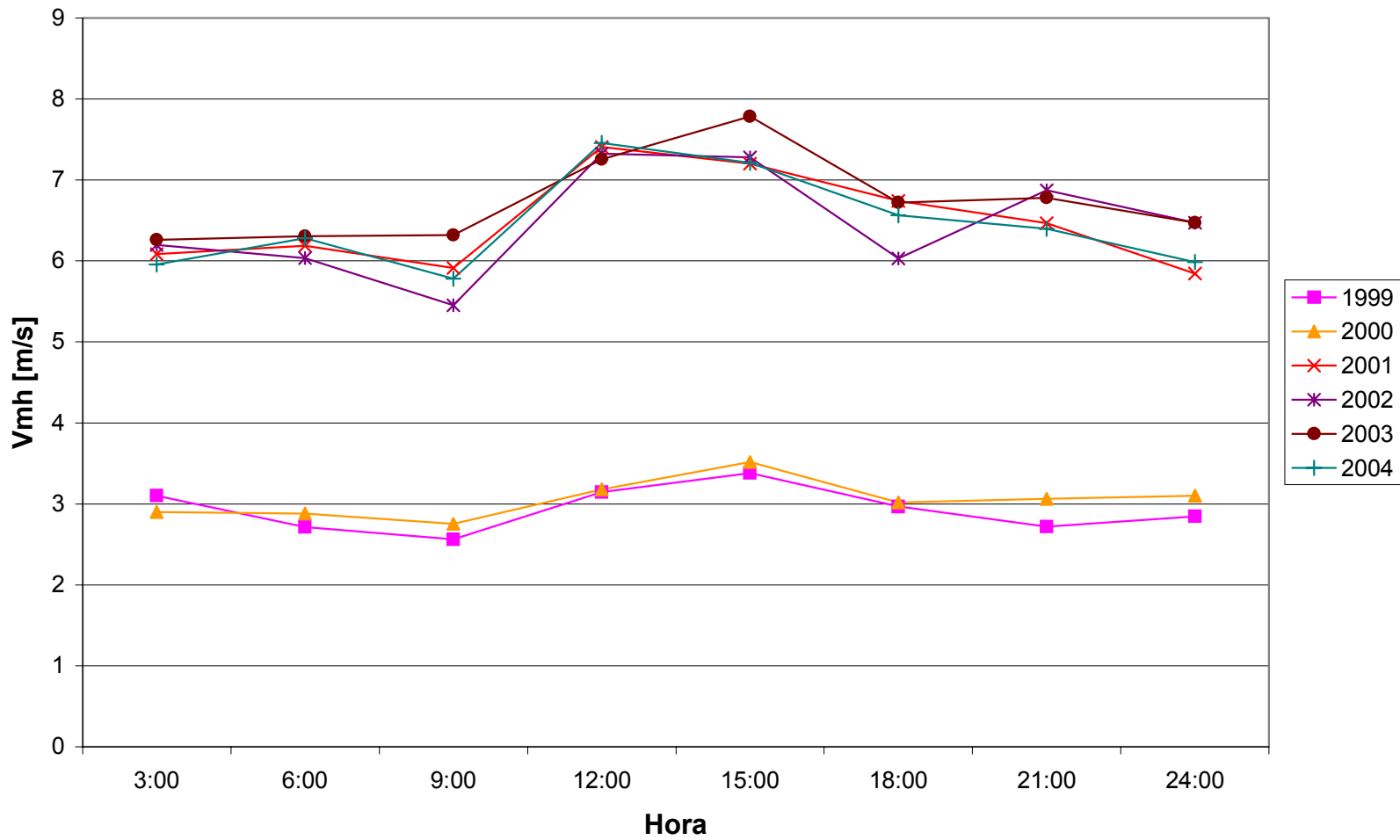


Figura 4.39: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de abril do período amostrado.

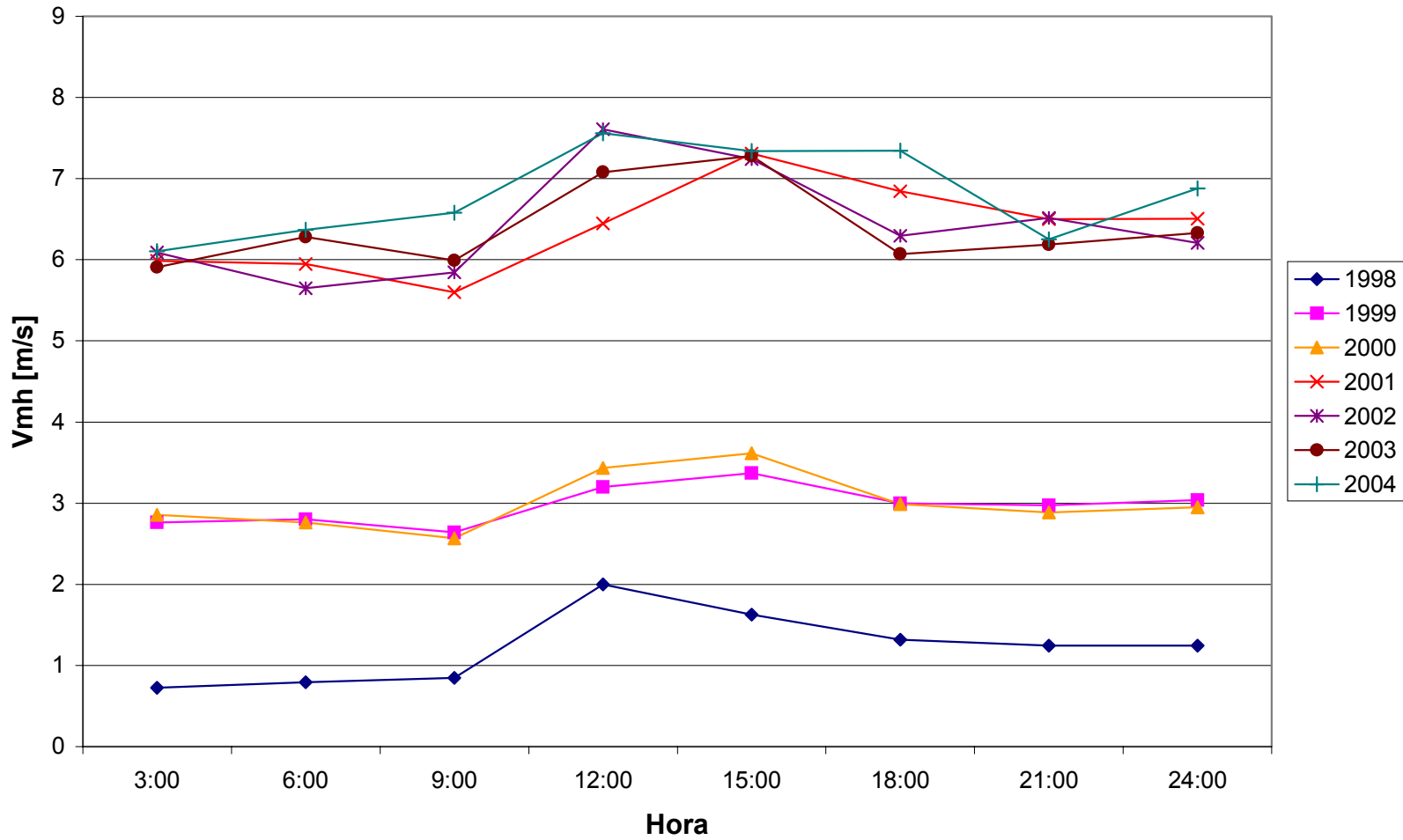


Figura 4.40: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de maio do período amostrado.

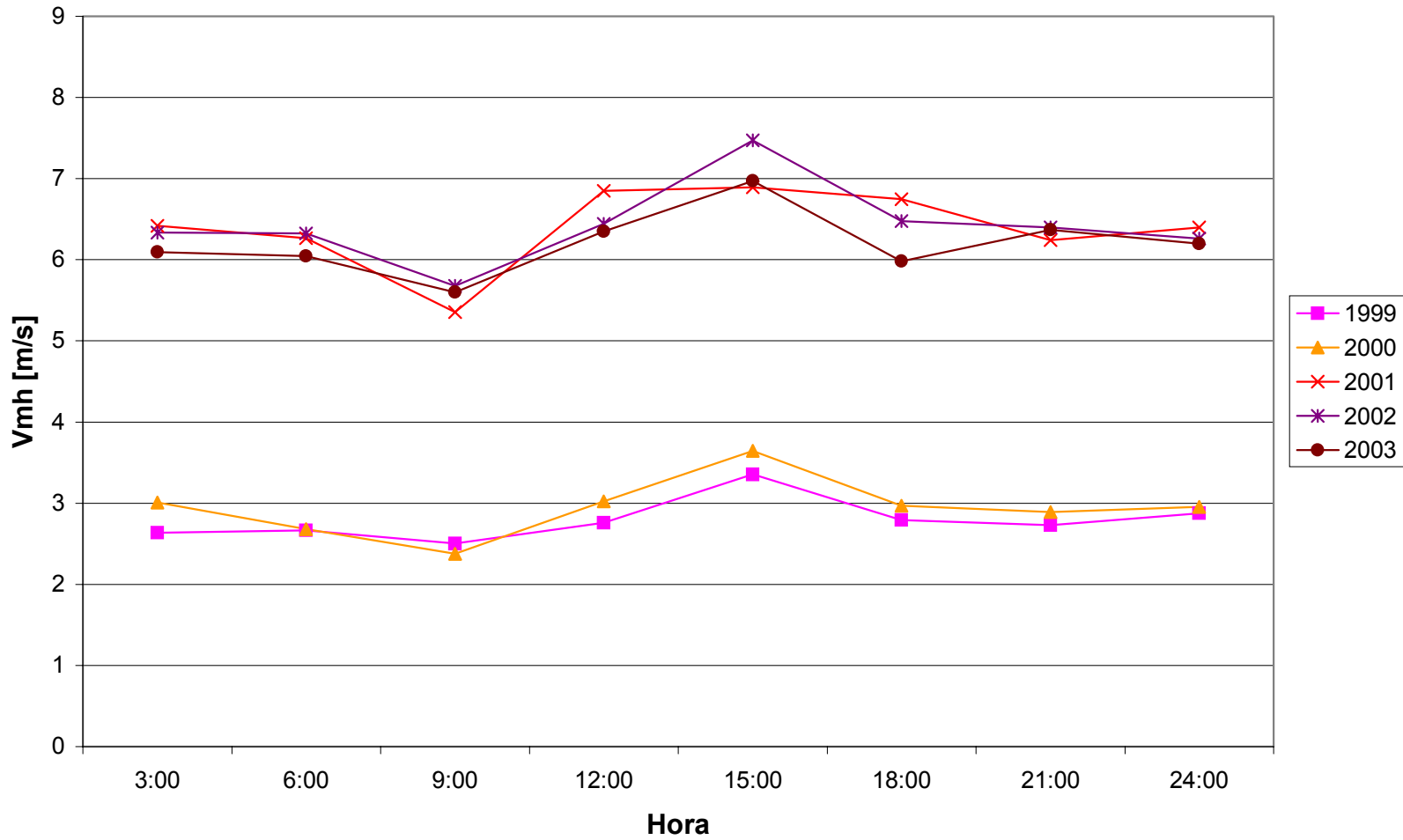


Figura 4.41: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de junho do período amostrado.

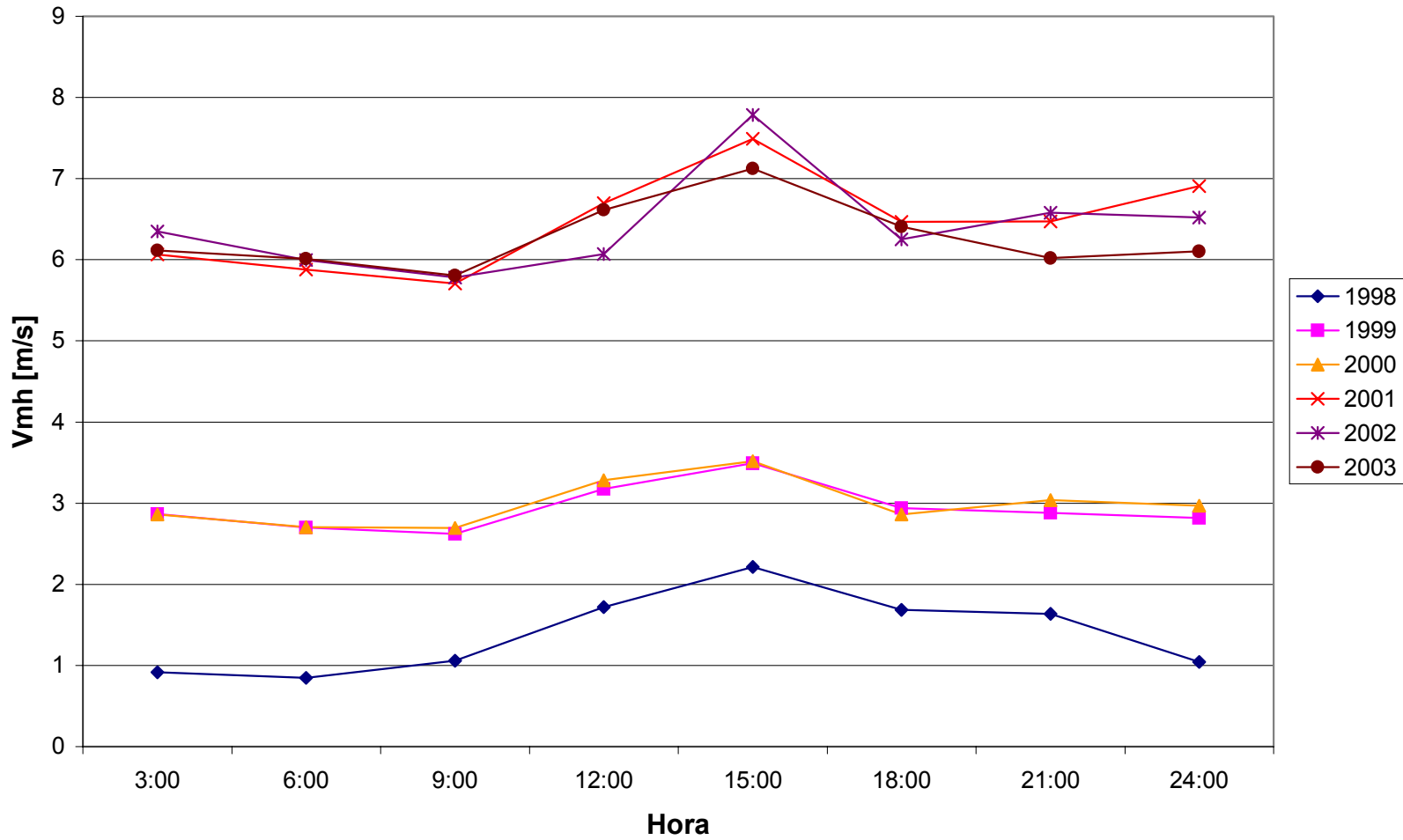


Figura 4.42: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de julho do período amostrado.

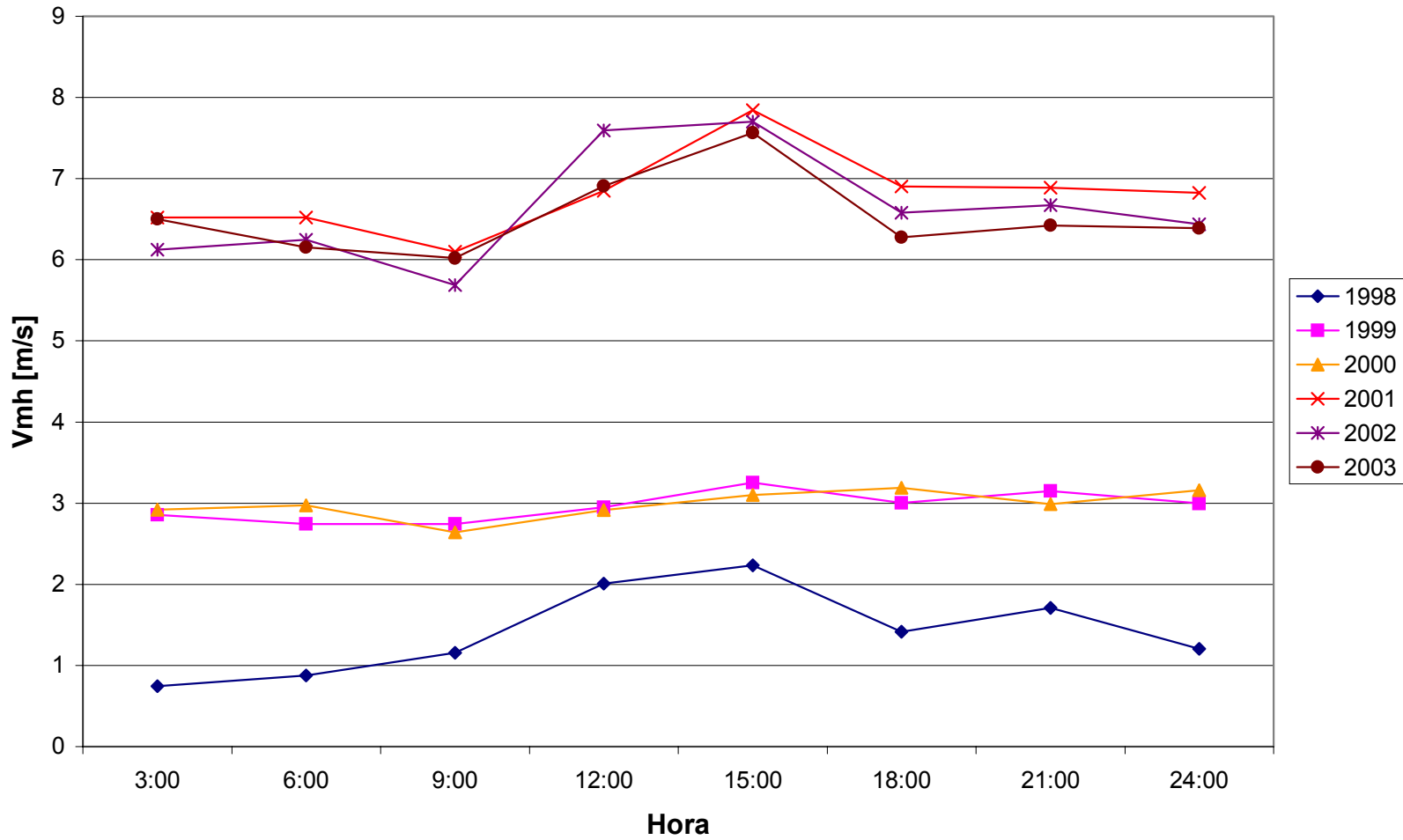


Figura 4.43: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de agosto do período amostrado.

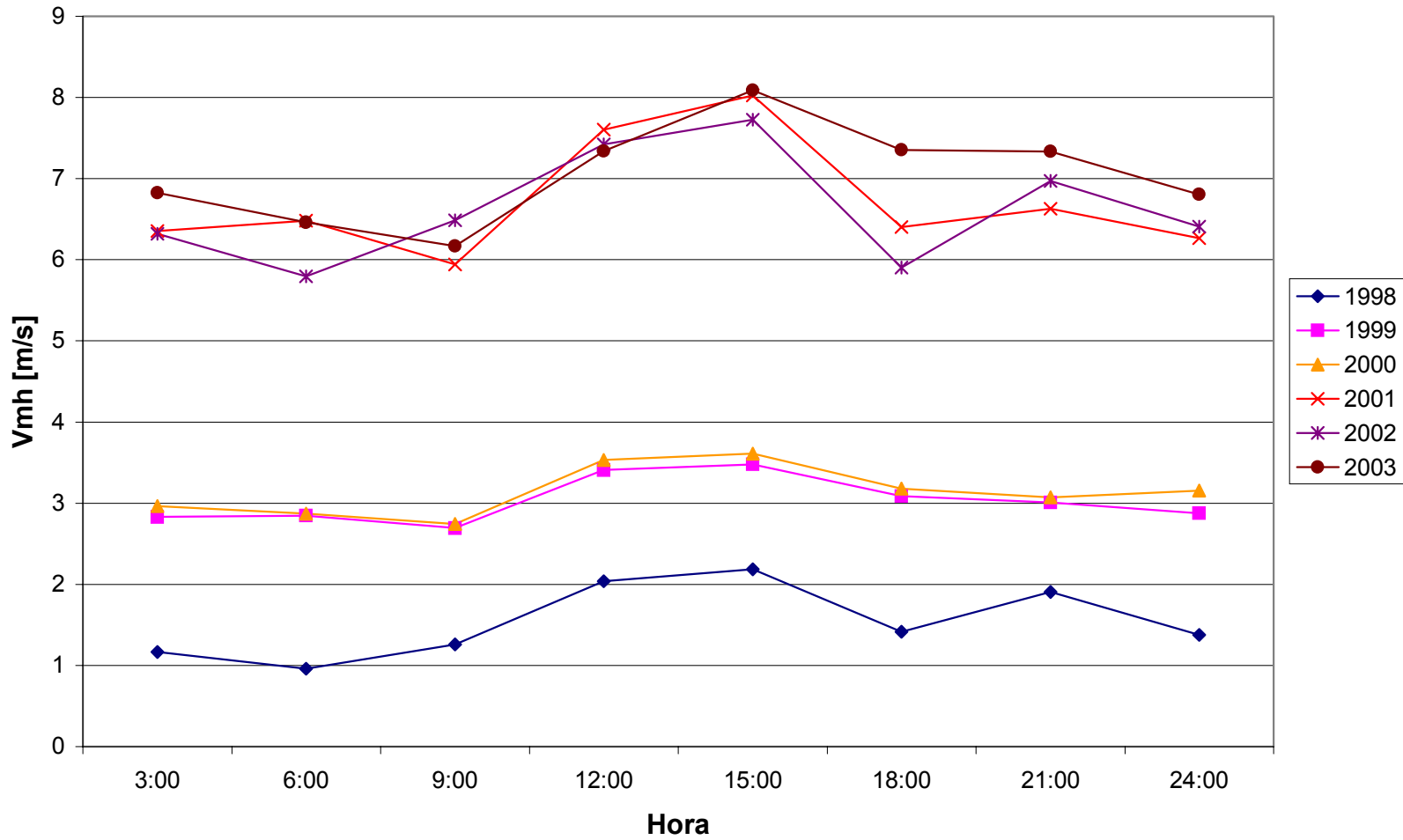


Figura 4.44: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de setembro do período amostrado.

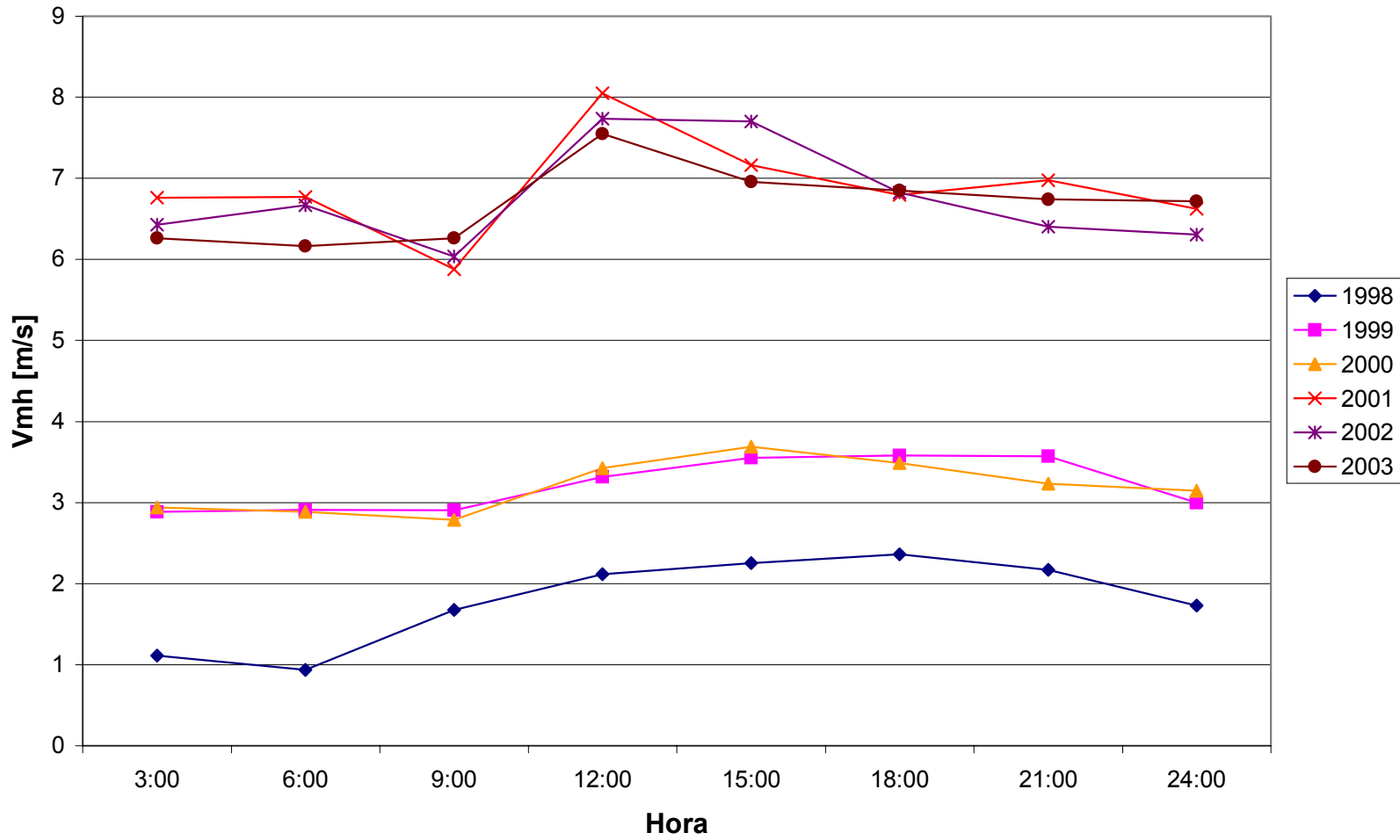


Figura 4.45: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de outubro do período amostrado.

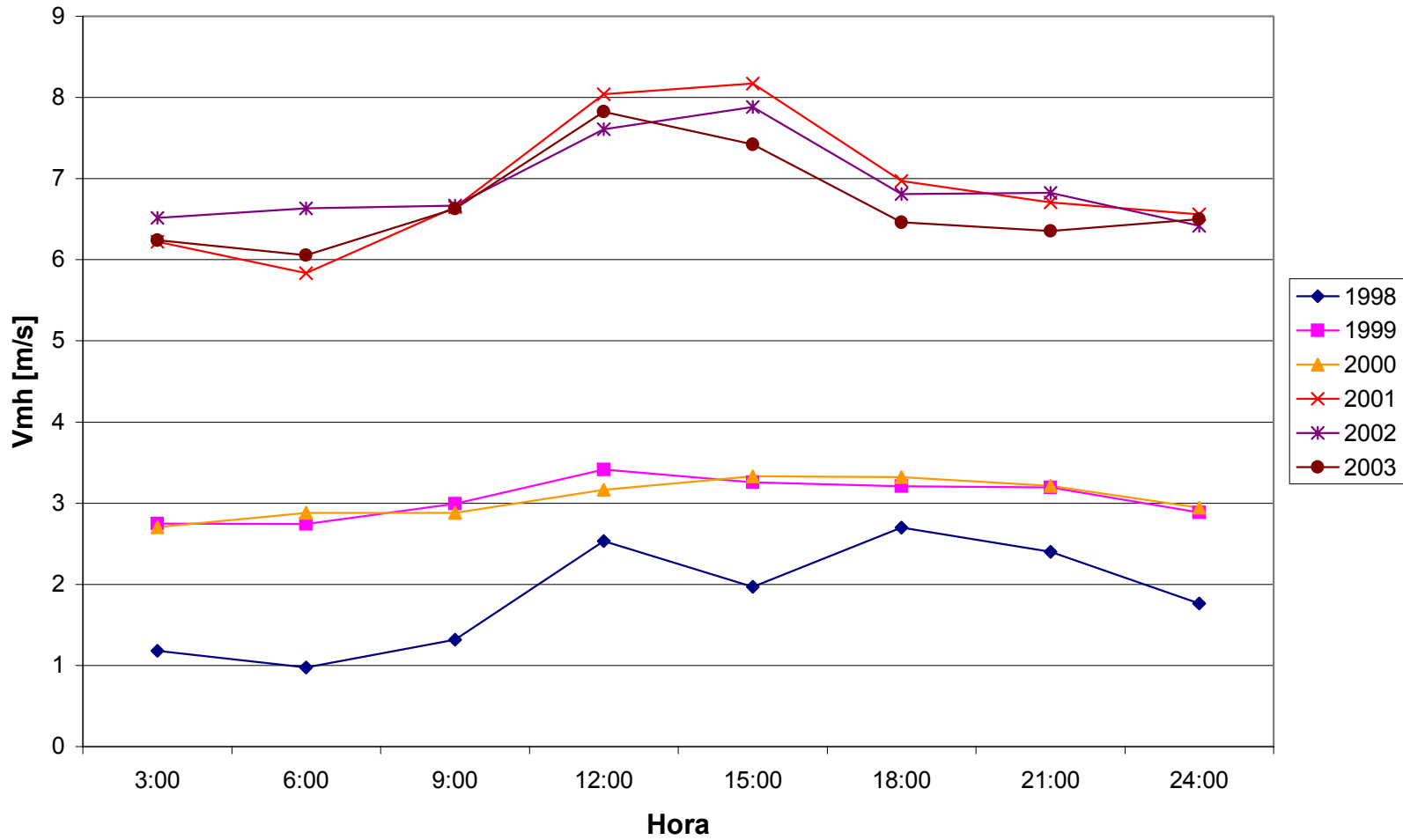


Figura 4.46: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de novembro do período amostrado.

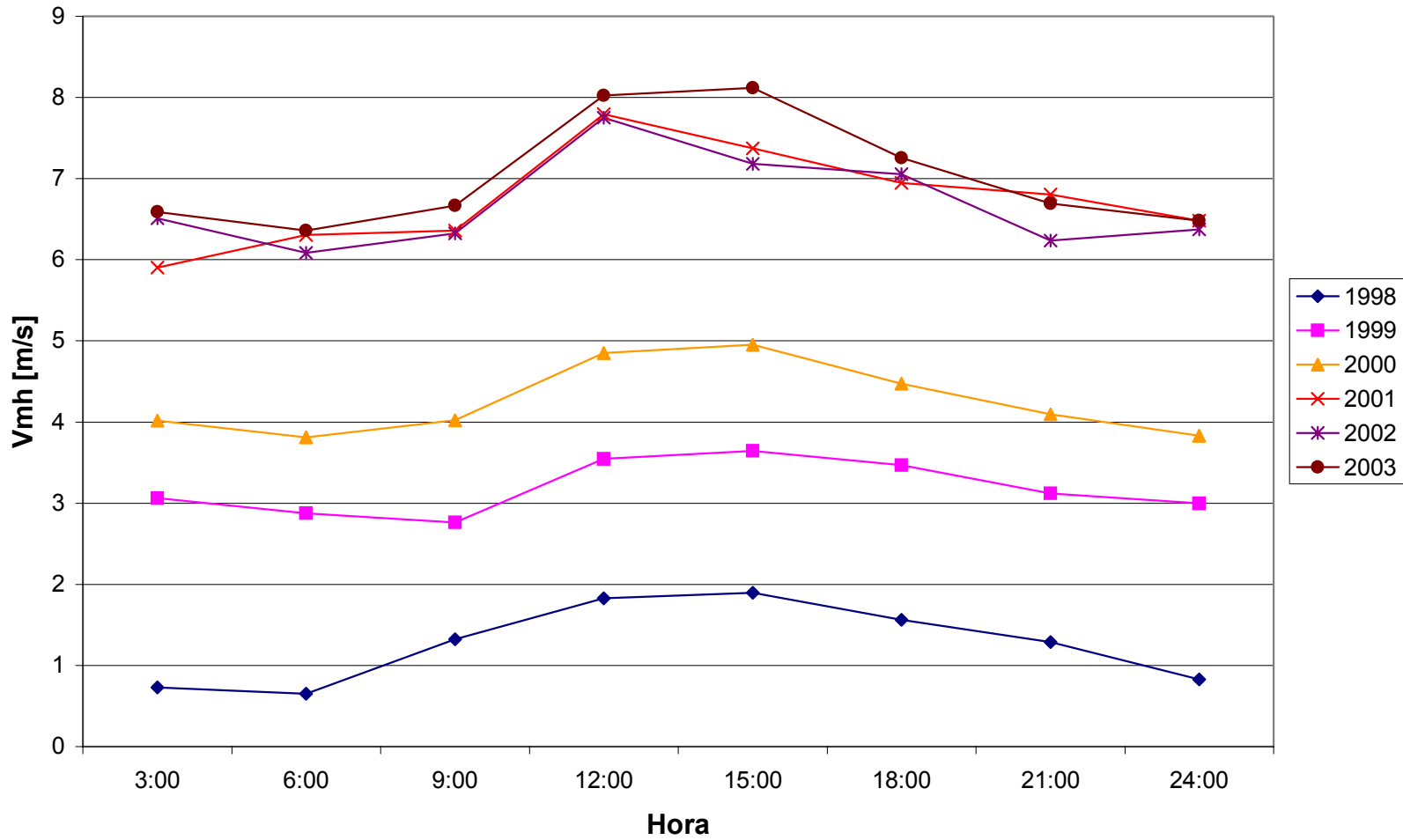


Figura 4.47: Valores médios horários da velocidade do vento em Itajubá durante os meses de dezembro do período amostrado.

Tabela 4.5: Valores médios mensais e valores médios anuais da velocidade do vento em Itajubá.

Ano	Velocidade Média Mensal [m/s]												Média Anual
	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	
1998					1,3		1,5	1,4	1,5	1,9	1,8	1,3	1,5
1999	3,0	2,9	3,0	2,9	3,0	2,8	2,9	3,0	3,0	3,2	3,1	3,2	3,0
2000	3,1	3,1	2,9	3,1	3,0	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,1	4,3	3,1
2001	6,8		6,4	6,5	6,4	6,4	6,5	6,8	6,7	6,9	6,9	6,7	6,6
2002	6,8	6,7	6,6	6,5	6,4	6,4	6,4	6,6	6,6	6,8	6,9	6,7	6,6
2003	6,5	6,9	6,6	6,7	6,4	6,2	6,3	6,5	7,1	6,7	6,7	7,0	6,6
2004	6,8	6,8	6,6	6,5									6,7
Média	5,5	5,3	5,3	5,4	4,4	4,9	4,4	4,6	4,7	4,8	4,7	4,9	4,9

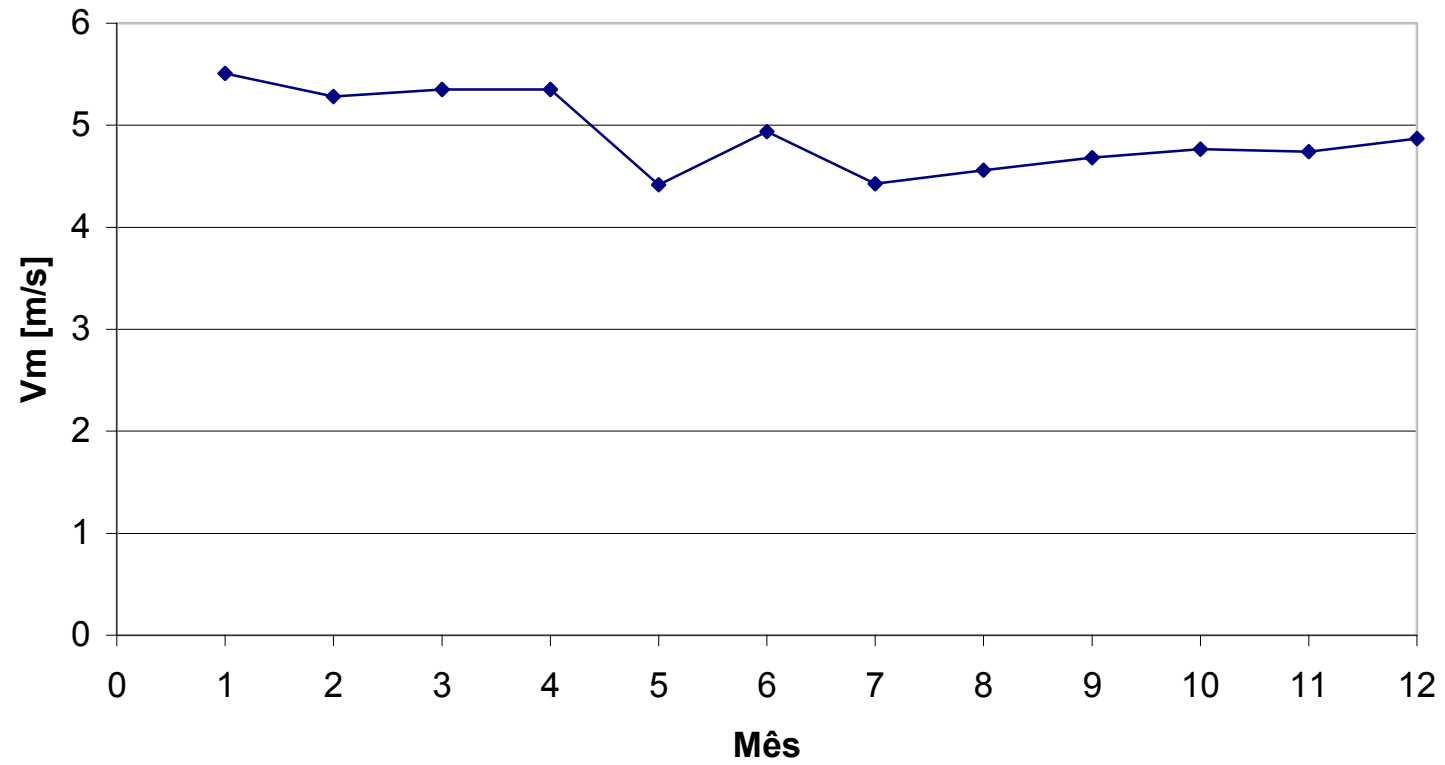


Figura 4.48: Valores da velocidade média mensal ao longo do período amostrado.

Podem ser feitos os seguintes comentários:

- As velocidades médias mensais mantêm-se baixas, ao redor de 4,9 m/s, enquadrando-se na faixa de “brisa agradável” (*gentle breeze*) da escala Beaufort (Tabela 3.1).
- As velocidades médias mensais para o ano de 1998 mantiveram-se sistematicamente abaixo daquelas para os demais anos. Isto poderia ter sido causado por algum fenômeno climático específico ou por erros de medição. Um estudo específico será conduzido oportunamente para se verificar as razões destas discrepâncias.
- Para os anos de 1999 e 2000, há uma excelente concordância entre as velocidades médias mensais para um dado mês, exceção feita ao mês de dezembro. Os anos de 2001 a 2004 tiveram velocidades médias mensais maiores, em torno de 6,6 m/s. Também há excelente concordância entre as velocidades médias mensais neste período.
- Os valores do desvio padrão são semelhantes ao longo de todo o ano, isto é, não há uma época do ano que apresente variação sistematicamente maior ou menor da velocidade do vento.
- Com relação aos dias típicos, pode-se identificar um padrão geral de comportamento dos ventos: velocidades médias mais baixas durante a manhã, máxima no meio da tarde e decaimento gradual durante a noite. Deve-se notar, todavia, que não há uma grande variação em V_{mh} ao longo do dia.

4.6.2 Direção dos Ventos

A Figura 4.49 mostra a magnitude da velocidade dos ventos por setor direcional; cada círculo concêntrico representa uma magnitude de velocidade. A Figura 4.50 mostra a frequência de ocorrência de velocidades nestes mesmos setores; cada círculo concêntrico representa uma frequência de ocorrência em porcentagem.

Estes gráficos foram construídos com base no período global de amostragem. Podem ser feitos os seguintes comentários:

- Referindo-se à Figura 4.49, entre 300° e 140° (direções NO, N, NE, L e SE), os ventos tendem a ter velocidades na faixa de 4,0 a 5,0 m/s. Entre 140° e 300° (direções S, SO e O), os ventos tendem a ser mais fracos, mantendo-se na faixa de 3,0 a 4,0 m/s (calmarias).
- Referindo-se à Figura 4.50, há uma clara preponderância dos ventos entre 330° e 350° (direção NO), seguida da faixa entre 10° e 40° (direção NE). Nas demais direções, a frequência de ocorrência é mínima.
- De maneira geral, os ventos tendem a ser mais fortes e mais frequentes nas direções NO e NE.
- Na média, os ventos em Itajubá mantêm-se na faixa denominada *brisa agradável* segundo a escala Beaufort (Tabela 3.1).
- Não foi levado em consideração neste estudo o efeito da topografia do terreno imediatamente adjacente (colinas) à PCD-INPE-UNIFEL.

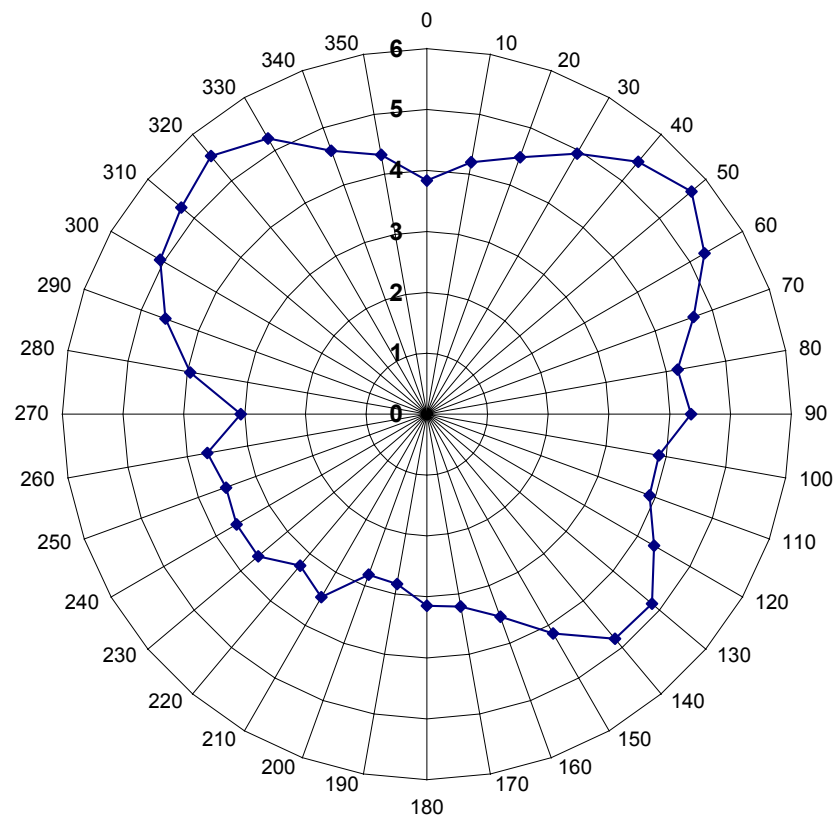


Figura 4.49: Distribuição da magnitude dos ventos, em m/s, por setor direcional.

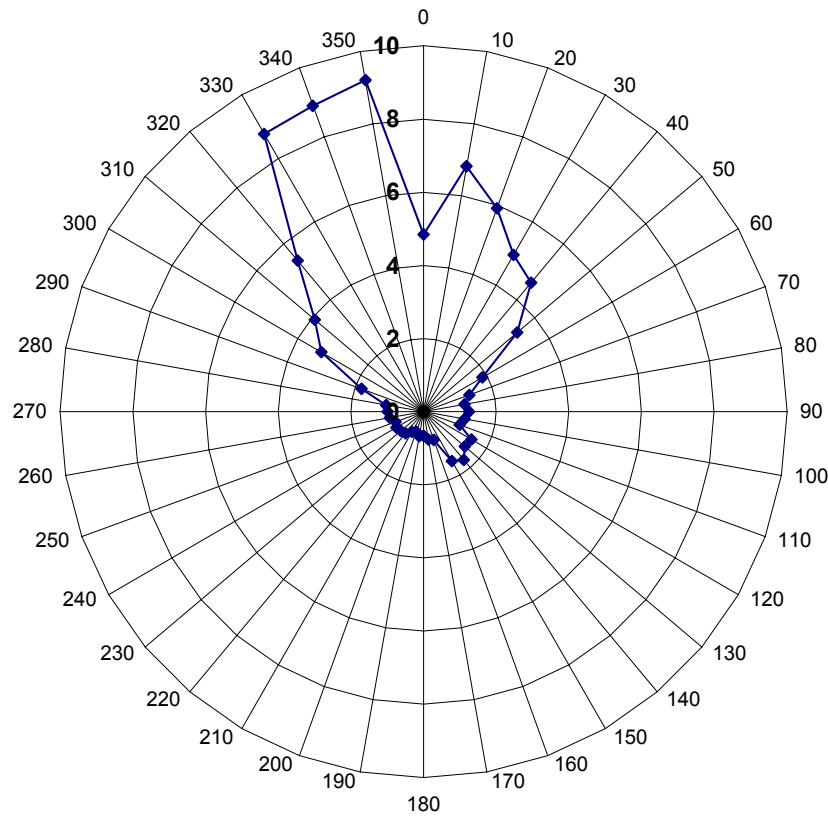


Figura 4.50: Distribuição da frequência dos ventos, em porcentagem, por setor direcional.

4.7 Considerações Finais

Para que se tenha rigor estatístico, é necessário um banco de dados climáticos de pelo menos 30 anos (ASHRAE – Fundamentals, 1993). No entanto, até o presente momento dispõe-se de apenas seis anos de dados coletados (07 de abril de 1998 à 06 de abril de 2004), suficientes, porém, para se traçar um perfil preliminar do clima de Itajubá. Além disso, deu-se o passo inicial para o estabelecimento no Instituto de

Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá (IEM-UNIFEI) de uma linha de pesquisa em tratamento de dados climáticos.

Os dados climáticos tratados foram utilizados para a simulação da operação de sistemas solares de aquecimento de água por circulação natural, ao longo de todos os meses do ano em Itajubá. É importante dizer que, à medida que o banco de dados for crescendo, a confiabilidade dos resultados obtidos também será maior.

Para facilidade de manuseio e utilização do banco de dados climáticos, está em desenvolvimento no IEM-UNIFEI uma outra dissertação de mestrado cuja principal contribuição será um programa computacional para leitura, organização, tratamento e qualificação dos dados coletados para as variáveis climáticas. Os resultados gerados por este programa serão armazenados sob a forma de planilhas eletrônicas como aquelas aqui utilizadas.

5 MODELAGEM DE SISTEMAS DOMÉSTICOS DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA

5.1 Discussão Preliminar

Um esboço de uma instalação termossolar básica para aquecimento de água é visto na Figura 5.1. A discussão dos componentes e da operação básica do sistema foi feita no Capítulo 1.

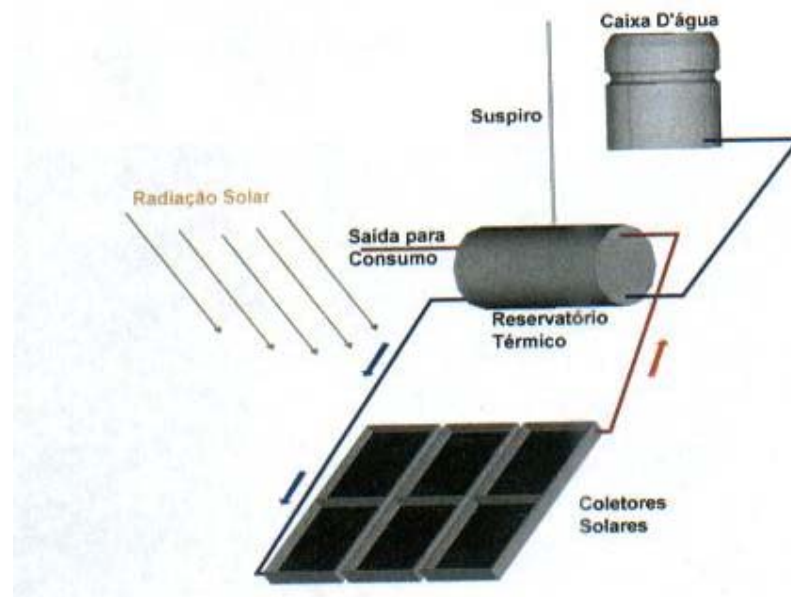


Figura 5.1: Esquema de instalação solar operando em termosifão (CEST, 2003).

Para o posicionamento dos coletores solares no telhado, deve-se observar a disposição dos reservatórios de água quente e fria de modo a favorecer a circulação natural. A circulação da água nos tubos de distribuição dos coletores solares é promovida apenas pela diminuição de sua densidade devido ao seu aquecimento pela energia solar absorvida. De forma geral, sistemas de aquecimento solar por termosifão são recomendados para instalações de pequeno porte (até 1500 litros), sendo normalmente utilizados em residências unifamiliares, pequenos prédios ou em caso de associação de sistemas independentes.

Quando o nível de insolação for baixo, a temperatura da água nos tubos de distribuição do coletor (tubos de coleção) será próxima à temperatura da água na coluna de água fria, correspondente à entrada do coletor. Nesse caso, pode não se estabelecer nenhum escoamento de água através desta tubulação dependendo da magnitude da perda de carga do sistema. Mas, quando a radiação solar incidente na placa absorvedora aumenta, a água no coletor se aquece e se torna menos densa. Assim, a coluna de água quente torna-se mais leve do que a coluna de água fria. Como consequência, a água fria empurra a água mais quente à saída do coletor de volta ao tanque, estabelecendo a circulação natural na instalação solar. Conclui-se, pois, que a força motriz responsável pelo escoamento da água nos coletores é originada pela diferença de densidade entre as duas colunas de água, devendo, entretanto, ser capaz de vencer a perda de carga nos coletores, tubulações e conexões da instalação solar.

O coletor solar plano é um equipamento em forma de uma caixa retangular rasa isolada termicamente, que capta a radiação solar e a conduz, sob forma de calor, para a água que circula em tubos no interior do coletor, aquecendo-a. Possui uma cobertura de vidro que permite a passagem da radiação solar, bloqueia a umidade e evita a perda excessiva de calor para o ambiente. Em seu interior há uma placa absorvedora, normalmente pintada de preto para melhor absorver o calor. A radiação solar atravessa o vidro de cobertura e, ao encontrar a placa absorvedora, sofre uma alteração do seu comprimento de onda (um aumento), o que a impede de atravessar de volta o vidro (efeito estufa). Tem-se então uma reemissão desta radiação no sentido vidro – placa – vidro. Como a caixa se encontra hermeticamente fechada, ocorre um aumento progressivo da temperatura da placa absorvedora enquanto durar a ação da radiação solar. Em contato com essa placa existe uma tubulação por onde a água circula e se aquece pela absorção do calor retido na placa. O material dos tubos deve ser bom condutor térmico e resistente à corrosão da água, geralmente cobre. O isolamento serve para evitar as perdas para as laterais e fundo do coletor. Assim, o dispositivo deve ter alto poder de isolamento e resistir a altas temperaturas. A Figura 5.2 mostra a disposição dos componentes de um coletor solar e a Figura 5.3 mostra uma foto de um coletor solar.

Os coletores operando no hemisfério Sul (caso do Brasil) são orientados para o Norte verdadeiro e inclinados de um ângulo igual ao da latitude do lugar no caso de circulação forçada. Em se tratando de instalações com circulação natural (termossifão), o coletor é normalmente inclinado do ângulo da latitude mais 10° . Este aumento no ângulo de inclinação do coletor, além de facilitar o início do processo de circulação natural, compensa parcialmente a variação anual da declinação solar, fazendo com que a radiação incidente ao longo do ano seja a mais perpendicular possível.

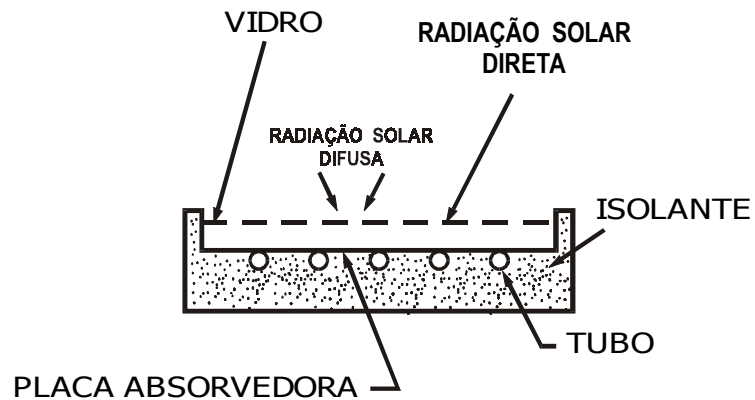


Figura 5.2: Coletor solar plano (Duffie e Beckman, 1974).



Figura 5.3: Foto de um coletor solar plano.

5.2 Modelagem do Coletor Solar

5.2.1 Equação Básica do Balanço de Energia

A análise detalhada de um coletor solar é um problema bastante complexo. Porém, adotando algumas hipóteses simplificadoras, uma análise relativamente simples pode ser feita, obtendo resultados muito úteis. A Figura 5.2 mostra a configuração do coletor analisado. O gradiente de temperatura existente no coletor é representado na Figura 5.4. A Figura 5.4(a) mostra a região entre dois tubos; a Figura 5.4(c) e a Figura 5.4(d) representam a distribuição de temperatura entre os tubos e na direção do escoamento, respectivamente. A energia absorvida deverá ser conduzida através da placa até os tubos. Assim, a temperatura no ponto médio da região da

placa entre dois tubos deverá ser maior do que a temperatura da placa nas proximidades dos tubos.

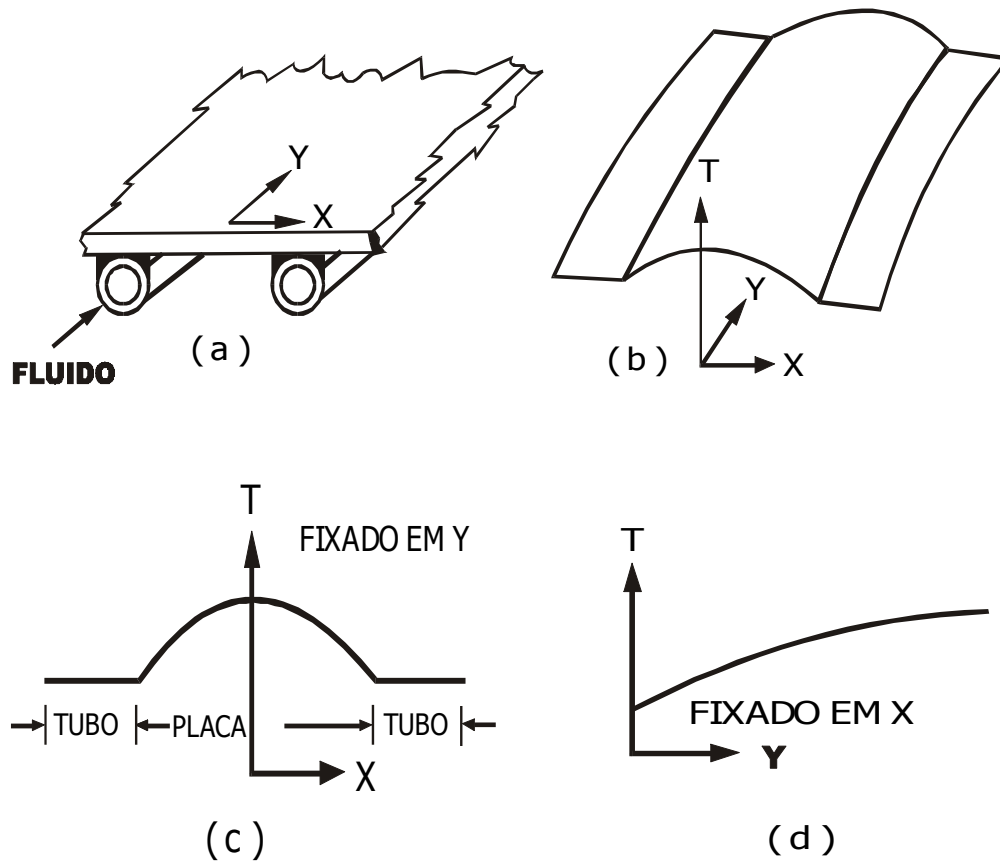


Figura 5.4: Distribuição de temperatura da placa absorvedora (Duffie e Beckman, 1974).

Para modelar a situação apresentada na Figura 5.4, fazem-se necessárias algumas hipóteses simplificadoras (Duffie e Beckman, 1974):

1. Regime permanente;
2. Construção do tipo tubo e aleta;
3. Os tubos de coleção tomam uma pequena área do coletor e podem ser desconsiderados;

4. Os tubos de coleção fornecem um escoamento uniforme para os tubos de elevação;
5. Não há absorção de energia solar pelo vidro de cobertura;
6. O fluxo de calor através do vidro é unidimensional;
7. A queda de temperatura através do vidro é desprezível;
8. O fluxo de calor através do isolante da base do coletor é unidimensional;
9. O céu é considerado um corpo negro para longos comprimentos de onda a uma temperatura equivalente apropriada;
10. O gradiente de temperatura na direção polar dos tubos (ao redor dos tubos) é desprezado;
11. Os gradientes de temperatura na direção do escoamento e entre os tubos podem ser tratados independentemente;
12. As propriedades físicas são independentes da temperatura;
13. As perdas de calor pelo topo e pela base ocorrem à mesma temperatura ambiente;
14. Os efeitos de sombreamento e poeira sobre o coletor podem ser desprezados.

O balanço de energia em todo o coletor pode ser escrito como:

$$G_t(\tau\alpha)_e A_c = q_u + q_L + q_s \quad (5.1)$$

sendo:

$G_t(\tau\alpha)_e A_c$: energia absorvida pela placa absorvedora;

G_t : radiação incidente, por unidade de área, na superfície do coletor;

$(\tau\alpha)_e$: produto transmissividade-absortividade efetivo da cobertura;

A_c : área do topo do coletor;

q_u : calor transferido para a água (calor útil);

q_L : perdas de energia do coletor para o ambiente por radiação, convecção e condução; as perdas devido à reflexão da cobertura estão incluídas no termo $(\tau\alpha)_e$;

q_s : energia armazenada no coletor em situações de regime transiente.

5.2.2 Perdas de Calor para o Ambiente

A análise da perda de calor para o exterior é de suma importância para o estudo dos coletores solares. Na Figura 5.5 representam-se as resistências térmicas envolvidas no problema.

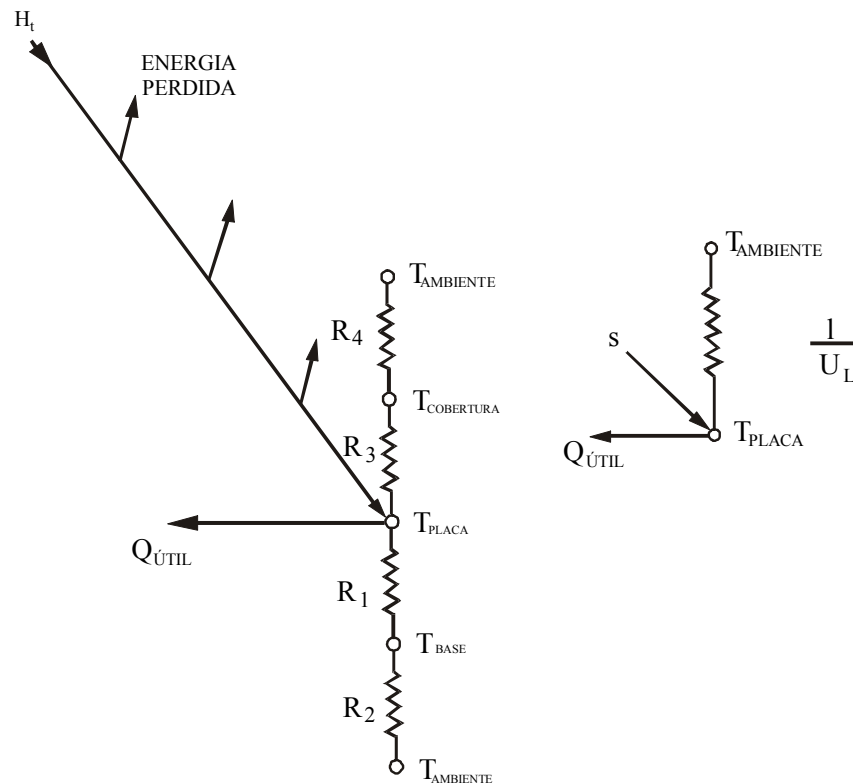


Figura 5.5: Resistências térmicas no coletor solar.

Tem-se:

R_1 : resistência térmica entre a placa absorvedora e a base do coletor;

R_2 : resistência térmica entre a base do coletor e o ambiente;

R_3 : resistência térmica entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura;

R_4 : resistência térmica entre o vidro de cobertura e o ambiente.

Da energia pela placa, apenas uma parte se transformará em energia será útil, pois haverá perdas pelo topo, base e bordas do coletor. O coeficiente global de transferência de calor da superfície da placa para o ambiente será:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (5.2)$$

na qual:

U_L : coeficiente global de transferência de calor do coletor;

U_t : coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor;

U_b : coeficiente de transferência de calor pela base do coletor;

U_e : coeficiente de transferência de calor pelas bordas do coletor.

Segundo Souza (1994), valores de projeto de U_L devem ser inferiores a 10 W/m²K.

5.2.2.1 Perdas de Calor pelo Topo

Entre a placa absorvedora (w) e o vidro de cobertura (c), onde se localiza o espaço de ar confinado, existem efeitos de convecção natural e de radiação representados pelo coeficiente de transferência de calor $U_3 = 1/R_3$. Também existem efeitos de convecção natural ou forçada devido ao vento e radiação entre o vidro (c) e o céu (s) representados pelo coeficiente de transferência de calor U_4 . Portanto, o coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor é o resultado dos efeitos de convecção e radiação.

A transferência de energia entre a placa absorvedora à temperatura T_w e a cobertura de vidro à temperatura T_c é a mesma transferida para o ambiente pela cobertura. A perda de calor pelo topo do coletor, por unidade de área, é representada pela equação:

$$q_t = h_{c_{w-c}}(T_w - T_c) + \varepsilon \sigma (T_w^4 - T_c^4) \quad (5.3)$$

O calor perdido por radiação na equação acima pode ser linearizado, resultando:

$$q_t = (h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}})(T_w - T_c) \quad (5.4)$$

na qual $h_{c_{w-c}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa absorvedora (w) e a cobertura de vidro (c) no espaço de ar confinado; $h_{r_{w-c}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro, dado por:

$$h_{r_{w-c}} = \varepsilon \sigma (T_w + T_c)(T_w^2 + T_c^2) \quad (5.5)$$

sendo:

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_{w_s}} + \frac{1}{\varepsilon_{c_i}} - 1 \right)^{-1} \quad (5.6)$$

onde:

ε_{w_s} representa a emissividade do lado superior da placa absorvedora.

ε_{c_i} representa a emissividade do lado inferior da cobertura de vidro.

Logo, a resistência R_3 é dada pela seguinte equação:

$$R_3 = \frac{1}{h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}}} \quad (5.7)$$

Uma equação similar pode ser encontrada para a resistência R_4 :

$$R_4 = \frac{1}{h_v + h_{r_{c-s}}} \quad (5.8)$$

na qual h_v representa o coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a cobertura de vidro devido à velocidade do vento; $h_{r_{c-s}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura de vidro e o céu, e é representado pela Equação (5.9):

$$h_{r_{c-s}} = \varepsilon_{c_s} \sigma \left(\frac{T_c^4 - T_s^4}{T_c - T_a} \right) \quad (5.9)$$

onde:

ε_{c_s} : é a emissividade da superfície superior da cobertura;

T_a : é a temperatura ambiente;

T_s : é a “temperatura do céu”, estimada pela seguinte equação:

$$T_s = T_a - 6 \text{ [K]} \quad (5.10)$$

Portanto, para um coletor com uma única cobertura, o coeficiente de transferência de calor pelo topo é representado pelo inverso da soma das resistências R_3 e R_4 :

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}}} + \frac{1}{h_v + h_{r_{c-s}}}} \quad (5.11)$$

Na Equação (5.11), para cada temperatura da placa absorvedora, T_w , a temperatura da cobertura, T_c , é uma incógnita para valores fixos da temperatura ambiente, T_a , emissividade da placa absorvedora, ε_{w_s} , emissividade da cobertura, ε_{c_i} , e espaçamento entre a placa absorvedora e cobertura de vidro. A temperatura da cobertura, T_c , é encontrada notando-se que a perda de calor da placa absorvedora à cobertura é a mesma da placa absorvedora ao ambiente na temperatura, T_o , ou seja,

$$T_c = T_w - \frac{U_t(T_w - T_a)}{h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}}} \quad (5.12)$$

Por conseguinte, o coeficiente de transferência de calor pelo topo, U_t , pode ser encontrado utilizando-se as Equações (5.11) e (5.12) em um processo iterativo. Deve-se estimar T_c e calcular $h_{r_{c-s}}$; de posse desse valor, recalcula-se T_c .

Para a convecção forçada sobre a cobertura de vidro devido à velocidade do vento, tem-se a seguinte equação proposta por McAdams (1954):

$$h_v = 5,7 + 3,8.V \quad (5.13)$$

na qual V representa a velocidade do vento em [m/s].

O coeficiente $h_{c_{w-c}}$ pode ser calculado por:

$$h_{c_{w-c}} = \frac{k_{ar} \cdot Nu_{w-c}}{L_{w-c}} \quad (5.14)$$

sendo:

L_{w-c} : distância entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro;

k_{ar} : condutividade térmica do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro;

Nu_{w-c} : número de Nusselt para o ar entre a placa absorvedora e o vidro.

O número de Nusselt pode ser calculado através relação proposta por Hollands *et al* (1976):

$$\text{Nu}_{w-c} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{\text{Ra}_{w-c} \cos(s)} \right]^+ \left[1 - \frac{1708(\text{sen } 1,8s)^{1,6}}{\text{Ra}_{w-c} \cos(s)} \right]^+ + \left[\left(\frac{\text{Ra}_{w-c} \cos(s)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (5.15)$$

sendo:

Ra_{w-c} : número de Rayleigh para o ar contido entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura;

s : inclinação do coletor em relação à horizontal.

Se $\left[\right]^+$ for menor que zero, então $\left[\right]^+$ deve ser posto igual a zero na equação acima. A inclinação, s , do coletor deverá estar em graus, T_w e T_c em Kelvin.

O número de Rayleigh é dado por:

$$\text{Ra}_{w-c} = \frac{2 \cdot g(T_w - T_c)L^3_{w-c} \cdot \rho_{ar}^2 \cdot c_{par}}{(T_w + T_c)\mu_{ar}k_{ar}} \quad (5.16)$$

onde, ρ_{ar} , c_{par} , μ_{ar} , k_{ar} , são, respectivamente, a massa específica, calor específico viscosidade dinâmica e condutividade térmica do ar.

As propriedades do ar contido entre a placa absorvedora e a cobertura são tomadas a uma temperatura média dada por:

$$T_{ar} = \frac{T_w + T_c}{2} \quad (5.17)$$

As propriedades citadas acima podem ser obtidas das seguintes relações:

$$\rho_{ar} = \frac{348,59}{T_{ar}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (5.18)$$

$$c_{par} = \left(1,0507 - 3,645 \cdot 10^{-4} T + 8,338 \cdot 10^{-7} T^2 - 3,848 \cdot 10^{-10} T^3 \right) 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \quad (5.19)$$

$$\mu_{ar} = \left(13,554 + 0,6738 T - 3,808 \cdot 10^{-4} T^2 + 1,183 \cdot 10^{-7} T^3 \right) 10^{-7} \left[\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2} \right] \quad (5.20)$$

$$k_{ar} = \left(-2,450 + 0,1130 T - 6,287 \cdot 10^{-5} T^2 + 1,891 \cdot 10^{-8} T^3 \right) 10^{-3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right] \quad (5.21)$$

Para uma inclinação qualquer do coletor, Klein (1975) propôs um método para calcular o coeficiente de transferência de calor pelo topo, U_t :

$$U_{t(s)} = U_{t(45)} \left[1 - (s - 45)(0,00259 - 0,00144 \varepsilon_p) \right] \quad (5.22)$$

onde:

$$U_{t(45)} = \left[\frac{N}{\frac{344}{T_w} \left(\frac{T_w - T_a}{N + f} \right)^{0,31} + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_w + T_a) + (T_w^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_w + 0,0425 N(1 - \varepsilon_w)]^{-1} + \left(\frac{2N + f - 1}{\varepsilon_c} \right) - N} \quad (5.23)$$

na qual:

$U_{t(s)}$: coeficiente de transferência de calor pelo topo a uma inclinação s ;

$U_{t(45)}$: coeficiente de perda de calor pelo topo a uma inclinação de 45° ;

N : número de vidros da cobertura;

ε_c : emissividade do vidro;

ε_w : emissividade da placa absorvedora;

$$f = \left(1 - 0,04 h_v + 5 \cdot 10^{-4} h_v^2 \right) (1 + 0,058 N) \quad (5.24)$$

Para se usar a Equação (5.23) é necessário conhecer a temperatura média da placa absorvedora, T_w .

5.2.2.2 Perdas de Calor pela Base

As magnitudes de R_1 e R_2 são tais que é possível assumir que R_2 seja zero, e toda a resistência ao fluxo de calor através da base é devida ao isolante. Assim, o coeficiente de transferência de calor pela base, U_b , é aproximadamente:

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k_{iso,b}}{L_{iso,b}} \quad (5.25)$$

onde $k_{iso,b}$ e $L_{iso,b}$ são, respectivamente, a condutividade térmica do isolante da base do coletor e sua espessura.

5.2.2.3 Perdas de Calor pelas Bordas

O cálculo do coeficiente de transferência de calor pelas bordas do coletor é extremamente complicado por não se aplicar a hipótese de condução unidimensional. Todavia, um coletor bem projetado deverá ter pequenas perdas pelas bordas, não sendo necessário um cálculo muito preciso. Se o isolante das bordas for o mesmo da base do coletor, U_e poderá ser estimado como a fração de U_b correspondente à proporção entre as áreas das bordas e da base:

$$U_e = \frac{U_b \cdot A_e}{A_c} \quad (5.26)$$

sendo:

A_e : área das bordas do coletor;

A_c : área frontal do coletor.

5.2.3 Distribuição de Temperatura entre os Tubos

A distribuição de temperatura entre dois tubos pode ser obtida admitindo-se por simplicidade que o gradiente de temperatura na direção do escoamento é desprezível (este gradiente será levado em conta mais adiante). Seja a configuração mostrada na Figura 5.6. A distância entre os tubos é W , o diâmetro externo do tubo é D , e a placa absorvedora tem espessura δ . Devido ao material da placa ser bom condutor de calor, o gradiente de temperatura através de sua espessura pode ser desprezado. Admite-se também que a parte da placa acima do contato tem a mesma temperatura local, T_b . A região entre a linha central separando dois tubos adjacentes e a periferia de um tubo pode ser tratada como um problema clássico de aletas.

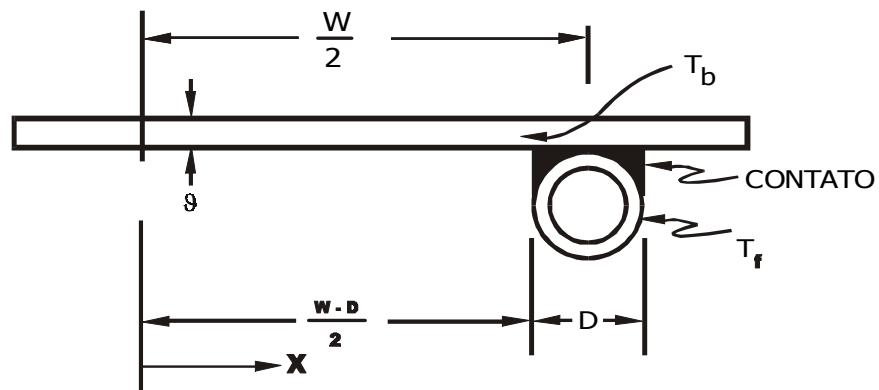


Figura 5.6: Dimensões da placa e do tubo (Duffie e Beckman, 1974).

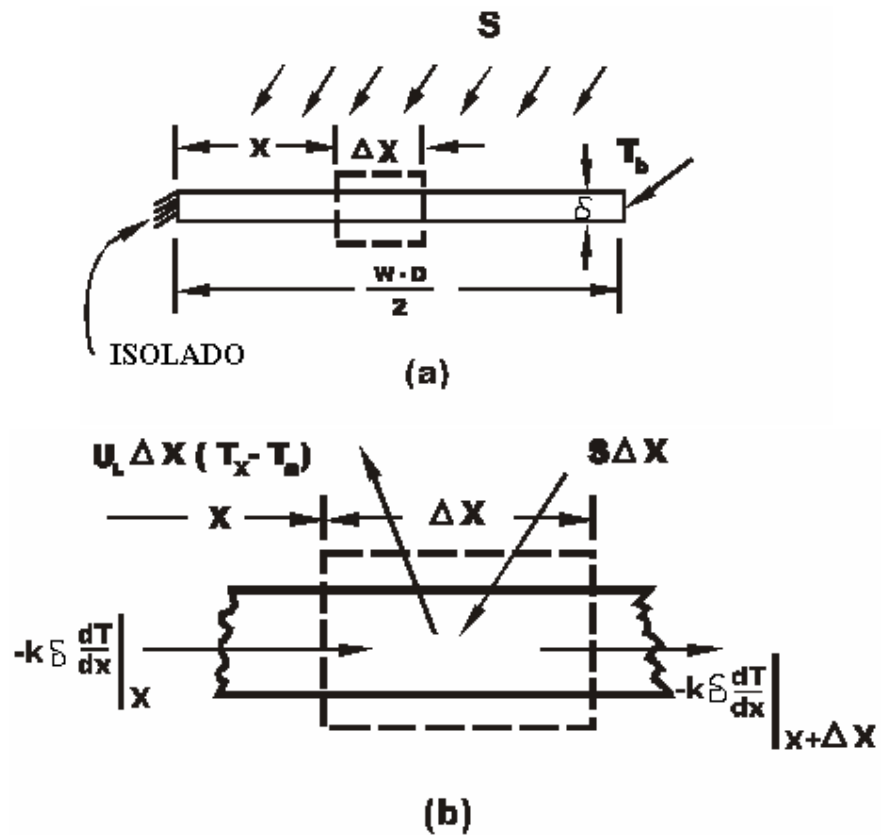


Figura 5.7: Balanço de energia no elemento infinitesimal (Duffie e Beckman, 1974).

A aleta, mostrada na Figura 5.7(a), tem comprimento $(W - D)/2$. Uma região infinitesimal de largura Δx e comprimento unitário na direção do escoamento é mostrada na Figura 5.7b. Um balanço de energia neste elemento resulta:

$$S\Delta x - U_L\Delta x(T - T_a) + \left(-k\delta \frac{dT}{dx}\right)_x - \left(-k\delta \frac{dT}{dx}\right)_{x+\Delta x} = 0 \quad (5.27)$$

Na equação acima, a energia absorvida pela placa absorvedora, representada pelo símbolo S , é dada pela seguinte equação:

$$S = G_t(\tau\alpha)_e \quad (5.28)$$

Dividindo a Equação (5.27) por Δx e encontrando o limite quando Δx tende a zero, resulta:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (5.29)$$

As duas condições de contorno necessárias para a solução desta equação diferencial de segunda ordem são:

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=0} = 0 \quad (5.30)$$

$$(T)_{x=(W-D)/2} = T_b \quad (5.31)$$

Definindo

$$m^2 = \frac{U_L}{k\delta} \quad (5.32)$$

$$\psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (5.33)$$

a Equação (5.29) torna-se:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} - m^2\psi = 0 \quad (5.34)$$

e as condições de contorno transformam-se em:

$$\left(\frac{d\psi}{dx}\right)_{x=0} = 0 \quad (5.35)$$

$$(\psi)_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (5.36)$$

A solução geral é então:

$$\psi = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (5.37)$$

As constantes C_1 e C_2 podem ser encontradas substituindo-se as condições de contorno na solução geral. O resultado é:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m\frac{W-D}{2}\right)} \quad (5.38)$$

A energia conduzida para a região do tubo por unidade de comprimento na direção do escoamento pode agora ser encontrada aplicando-se a lei de Fourier na posição $x = (W - D)/2$:

$$q' = -k\delta\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=(W-D)/2} \quad (5.39)$$

$$q' = \frac{k\delta m}{U_L} [S - U_L (T_b - T_a)] \operatorname{tagh}\left(m\frac{W-D}{2}\right) \quad (5.40)$$

Mas $k\delta m/U_L$ é igual a $1/m$, logo a Equação (5.40) torna-se:

$$q' = \frac{1}{m} [S - U_L (T_b - T_a)] \operatorname{tagh} \left(m \frac{W - D}{2} \right) \quad (5.41)$$

A Equação (5.41) considera a energia transferida somente em um dos lados do tubo; assim, para ambos os lados, a energia transferida é:

$$q' = \frac{2}{m} [S - U_L (T_b - T_a)] \operatorname{tagh} \left(m \frac{W - D}{2} \right) \quad (5.42)$$

A Equação (5.42) pode ser escrita na seguinte forma:

$$q' = (W - D) [S - U_L (T_b - T_a)] \frac{\operatorname{tagh} m(W - D)/2}{m(W - D)/2} \quad (5.43)$$

É conveniente usar o conceito de eficiência da aleta para reescrever a Equação (5.43) como:

$$q' = (W - D) F [S - U_L (T_b - T_a)] \quad (5.44)$$

onde:

$$F = \frac{\operatorname{tagh} m(W - D)/2}{m(W - D)/2} \quad (5.45)$$

O ganho de calor útil também inclui a energia captada acima dos tubos. O ganho de energia nessa região será:

$$q'_{\text{tubo}} = D [S - U_L (T_b - T_a)] \quad (5.46)$$

Logo, o ganho de calor útil pelo coletor, por unidade de comprimento, na direção do escoamento torna-se:

$$q'_u = [(W - D)F + D] [S - U_L (T_b - T_a)] \quad (5.47)$$

Finalmente, o ganho útil de calor dado pela Equação (5.47) deve ser transferido para o fluido. A resistência ao fluxo de calor para o fluido resulta da resistência térmica de contato e da resistência de convecção do fluido no tubo. O ganho útil pode ser expresso em termos destas resistências como:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h\pi d_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (5.48)$$

onde d_i é o diâmetro interno do tubo e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e a parede do tubo.

O coeficiente térmico de contato C_b , pode ser estimado conhecendo-se a condutividade térmica do contato, k_b , a espessura média do contato γ , e o comprimento do contato b . Assim, vem:

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (5.49)$$

Whillier e Saluja (1965) mostraram que é necessário um excelente contato de metal com metal para que a resistência térmica de contato seja inferior a 0,03 m°C/W. Neste caso, despreza-se a resistência térmica de contato, ou seja:

$$R_{\text{contato}} = \frac{1}{C_b} \cong 0 \quad (5.50)$$

É desejável eliminar T_b das considerações e obter uma expressão para o ganho útil em termos das dimensões conhecidas, dos parâmetros físicos e da temperatura local do fluido. Obtendo uma equação para T_b da Equação (5.48) e substituindo-a na Equação (5.47), tem-se:

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (5.51)$$

onde F' , denominado *fator de eficiência do coletor*, é:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [d + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi d_i h} \right]} \quad (5.52)$$

A interpretação física para o parâmetro F' torna-se clara ao se reconhecer que o denominador da Equação (5.52) é a resistência à transferência de calor do fluido para o ar ambiente, dada por $1/U_0$. O numerador é a resistência à transferência de calor da placa absorvedora para o ar ambiente. O parâmetro F' é então a relação entre estes dois coeficientes de transferência de calor, ou seja:

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \quad (5.53)$$

Os cálculos de desempenho de coletores solares requerem o conhecimento do parâmetro F' . Se $F' = 1$, q'_u seria máximo, e conseqüentemente o rendimento da placa também o seria, uma condição que não ocorre na prática.

5.2.4 Distribuição de Temperatura na Direção do Escoamento

O ganho útil por unidade de comprimento na direção do escoamento, expresso pela Equação (5.51), é finalmente transferido para o fluido que circula pelos tubos de coleção. O fluido entra no coletor à temperatura T_{in} e sai à temperatura T_{out} (Figura 5.8):

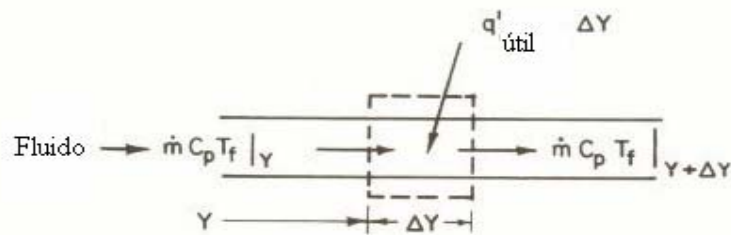


Figura 5.8: Balanço de energia em um elemento infinitesimal do fluido (Duffie e Beckman, 1974).

Pode-se expressar o balanço de energia no fluido que escoar pela seção de um tubo de comprimento Δy como:

$$\dot{m}_1 c_p (T_f)_y - \dot{m}_1 c_p (T_f)_{y+\Delta y} + \Delta y q'_u = 0 \quad (5.54)$$

sendo \dot{m}_1 a vazão mássica de água que passa por apenas um tubo de elevação, ou seja:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}}{n_t} \quad (5.55)$$

Dividindo a Equação (5.54) por Δy , encontrando o limite quando Δy tende a zero, e substituindo q'_u da Equação (5.51), obtém-se:

$$\dot{m}_1 c_p \frac{dT_f}{dy} - WF' [S - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (5.56)$$

Admitindo que F' e U_L independem da posição, a solução para a temperatura em qualquer posição y , é:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{in} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L WF'y / \dot{m}_1 c_p) \quad (5.57)$$

Se o coletor tem comprimento L na direção do escoamento, então a temperatura do fluido na saída do coletor, T_{out} , é encontrada substituindo-se y por L na Equação (5.57). Então, vem:

$$T_{out} = (T_{in} - T_a - S/U_L) \exp(-U_L WF'L / \dot{m}_1 c_p) + T_a + S/U_L \quad (5.58)$$

No sistema composto pelo coletor solar e pelo reservatório térmico, a água circula através do coletor várias vezes por dia. Em cada passagem pelo coletor, a água sofrerá um aquecimento $\Delta T_p = T_{out} - T_{in}$. Segundo Tabor (1969), se toda a água armazenada no reservatório passasse uma única vez pelo coletor em um dia

(sofrendo um aquecimento ΔT), a eficiência diária seria a mesma do sistema real em que a água passa várias vezes pelo coletor durante o dia (sofrendo sucessivos aquecimentos ΔT_p) até que a água no reservatório se aqueça ΔT . Sendo assim, pode-se calcular a temperatura final da água pela seguinte equação:

$$q_u = \dot{m} c_p \Delta T \quad (5.59)$$

sendo:

q_u : calor útil, W;

\dot{m} : vazão mássica de água através do coletor, kg/s;

c_p : calor específico da água, J/kg°C, à temperatura $T_m = (T_{\text{inicial}} + T_{\text{final}})/2$;

$\Delta T = T_{\text{final}} - T_{\text{inicial}}$;

T_{inicial} : temperatura inicial da água;

T_{final} : temperatura final da água.

É conveniente definir uma quantidade que relaciona o ganho real de energia útil de um coletor com o ganho útil que ocorreria se toda a superfície do mesmo se mantivesse à temperatura de entrada do fluido. Neste caso, as perdas de calor do coletor para o ambiente seriam mínimas. Matematicamente, o *fator de remoção de calor*, F_R , é:

$$F_R = \frac{G c_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{[S - U_L (T_{\text{in}} - T_a)]} \quad (5.60)$$

onde:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (5.61)$$

ou seja, G é a vazão mássica do fluido por unidade de área do coletor.

O fator de remoção de calor pode então ser expresso como:

$$F_R = \frac{Gc_p}{U_L} \left[\frac{T_{out} - T_{in}}{(S/U_L) - (T_{in} - T_a)} \right] \quad (5.62)$$

$$F_R = \frac{Gc_p}{U_L} \left[\frac{(T_{out} - T_a - S/U_L) - (T_{in} - T_a - S/U_L)}{(S/U_L) - (T_{in} - T_a)} \right] \quad (5.63)$$

ou

$$F_R = \frac{Gc_p}{U_L} \left[1 - \frac{(S/U_L) - (T_{out} - T_a)}{(S/U_L) - (T_{in} - T_a)} \right] \quad (5.64)$$

Da Equação (5.57), com $y = L$, a Equação (5.64) pode ser expressa como:

$$F_R = \frac{Gc_p}{U_L} \left[1 - \exp(-U_L F' / Gc_p) \right] \quad (5.65)$$

Reexaminando a Equação (5.60), pode-se escrever:

$$q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{in} - T_a)] \quad (5.66)$$

onde q_u é o ganho total de energia útil pelo coletor, calculado em função da temperatura do fluido na entrada. Esta é uma representação conveniente para a análise de coletores solares quando a temperatura do fluido na entrada do coletor é conhecida. Para cálculos do calor útil utilizando-se dados climáticos horários, a temperatura do fluido na entrada do coletor é considerada como sendo a temperatura média da água no reservatório após cada hora de circulação pelo coletor. Quando se faz uso de dados climáticos diários médios mensais, considera-se uma temperatura média de entrada no coletor dada pela média aritmética entre a temperatura inicial da água no reservatório e a sua temperatura ao final do dia. Siebers e Viskanta (1977) mostraram que o desempenho de coletores solares calculado com base em dados meteorológicos médios diários é bem próximo do desempenho calculado usando-se

dados meteorológicos horários desde que as variações nas condições meteorológicas não sejam excessivas. Portanto, na falta de dados climáticos horários, pode-se recorrer à análise do desempenho do coletor solar com base em dados diários médios mensais.

Uma outra importante caracterização do coletor é a sua eficiência, η , que é definida como a taxa de energia transferida ao fluido dividida pelo fluxo de radiação solar no vidro de cobertura.

$$\eta = \frac{(q_u/A_c)}{G_t} = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_{f,i} - T_a)}{G_t} \quad (5.67)$$

Para cálculos com base em dados climáticos diários médios mensais, a eficiência diária média mensal será:

$$\eta_m = \frac{(q_u/A_c)}{H_t} = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_{in,m} - T_a)}{H_t} \quad (5.68)$$

$$T_{in,m} = \frac{T_n + T_o}{2} \quad (5.69)$$

sendo:

$T_{in,m}$: temperatura média da água que entra no coletor;

T_n : temperatura média da água no reservatório ao final do dia;

T_o : temperatura inicial da água.

Para cálculos com base em dados climáticos horários, a eficiência horária será:

$$\eta_i = \frac{(q_u/A_c)}{I_t} = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_{f,i} - T_a)}{I_t} \quad (5.70)$$

5.2.5 Temperatura Média da Placa Absorvedora

Na análise dos coletores solares é necessário conhecer o coeficiente global de transferência de calor, U_L . Entretanto, U_L é uma função da temperatura da placa absorvedora, T_w que também é uma incógnita. A seguir, é descrito um método para se estimar T_w .

A temperatura média do fluido é calculada integrando-se a Equação (5.57) de zero a L :

$$T_{f,m} = \frac{1}{L} \int_0^L T_{f,y} dy \quad (5.71)$$

Executando esta integração e substituindo F_R da Equação (5.65) e q_u da Equação (5.66), a temperatura média do fluido é dada por (Klein, 1973):

$$T_{f,m} = T_{in} + \frac{(q_u/A_c)}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (5.72)$$

A diferença de temperatura entre a placa absorvedora e o fluido não será constante ao longo da direção do escoamento devido à variação das perdas de calor pelo coletor. Entretanto, como uma aproximação, a temperatura média do fluido, $T_{f,m}$, e a temperatura média da placa absorvedora, $T_{w,m}$, podem ser relacionadas da seguinte maneira:

$$T_{w,m} - T_{f,m} = q_u R_{w-f} \quad (5.73)$$

onde R_{w-f} é a resistência à transferência de calor entre a placa e o fluido dada por:

$$R_{w-f} = \frac{1}{h\pi d_i n_t L} \quad (5.74)$$

sendo n_t e L o número de tubos e seu comprimento, respectivamente.

As Equações (5.72) e (5.73) podem ser resolvidas de maneira iterativa com a Equação (5.22). Primeiramente, estima-se um valor para a temperatura média da placa, com a qual U_L é calculado. Com valores aproximados de F_R , F' e q_u , uma nova temperatura média da placa é obtida das Equações (5.72) e (5.73) e usada para encontrar um novo valor para o coeficiente de perda de calor pelo topo. O novo valor de U_L é usado para refinar F_R e F' , e o processo é repetido. Com uma razoável suposição inicial para a temperatura média da placa, este processo iterativo raramente é necessário.

Ouzzane e Galanis (2001) estudaram numericamente a convecção mista laminar na região de entrada em tubos inclinados e com aletas longitudinais, uma geometria correspondente ao elemento básico de coletores solares de placas planas. Seus resultados mostraram que a transferência de calor dentro dos tubos é consideravelmente maior para tubos com aletas do que para tubos sem aletas. Baker (1967) conduziu uma investigação experimental sobre transferência de calor em tubos de coletores solares com baixos números de Reynolds. Ele concluiu que, devido a variações significativas na temperatura circunferencial da parede, a taxa de transferência de calor é maior do que aquela obtida em tubos com temperatura da parede uniforme. Além disso, convecção mista é mais provável de ocorrer sob essas condições e as correlações de Oliver (1962) foram utilizadas para a determinação do coeficiente de transferência de calor. Baseado nesses argumentos, Kazeminejad (2002) decidiu pelo uso dessas correlações em sua investigação do escoamento em coletores solares de placas planas. Por conseguinte, neste presente trabalho também se optou pelo uso das correlações de Oliver (1962):

$$h_m = \frac{k \text{Nu}_m}{d_{i,r}} \quad (5.75)$$

sendo:

$d_{i,r}$: diâmetro interno dos tubos de elevação do coletor;

k : condutividade térmica da água.

Para tubos com $\frac{L_r}{d_{i,r}} > 70$:

$$Nu_m = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \left[Gz_m + 0,0083 (Gr_m Pr_m)^{0,75} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.76)$$

Para tubos com $\frac{L_r}{d_{i,r}} < 70$:

$$Nu_m = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \left[Gz_m + 0,00056 \left(Gr_m Pr_m \frac{L_r}{d_{i,r}} \right)^{0,70} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.77)$$

$$Gr_m = \frac{(T_w - T_{f,m}) g \rho^2}{\mu_b^2} \quad (5.78)$$

$$Gz_m = \frac{\dot{m} c_p}{k L_r} \quad (5.79)$$

$$Pr_m = \frac{\mu_b c_p}{k} \quad (5.80)$$

sendo:

L_r : comprimento dos tubos de elevação do coletor;

$T_{f,m}$: temperatura média da água nos tubos de elevação do coletor;

c_p : calor específico da água;

k : condutividade térmica da água;

μ_b : viscosidade dinâmica da água à sua temperatura média nos tubos de elevação do coletor;

μ_w : viscosidade dinâmica da água à temperatura média da placa absorvedora;

ρ : massa específica da água.

As propriedades da água são calculadas pelas equações abaixo, onde a temperatura deve estar em Kelvin:

$$k = -0,4806 + 5,84704 \cdot 10^{-3} \cdot T_{f,m} - 0,733188 \cdot 10^{-5} \cdot T_{f,m}^2 \left[\frac{W}{mK} \right] \quad (5.81)$$

Para $273,15 K < T_{f,m} < 320 K$:

$$\mu_b = \left(\begin{array}{l} 0,239179 \cdot 10^6 - 2,23748 \cdot 10^3 T_{f,m} + 7,03318 T_{f,m}^2 \\ - 7,40993 \cdot 10^{-3} T_{f,m}^3 \end{array} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] \quad (5.82)$$

Para $320 K < T_{f,m} < 373,15 K$:

$$\mu_b = \left(\begin{array}{l} 35,6602 \cdot 10^3 - 272,757 T_{f,m} + 0,707777 T_{f,m}^2 \\ - 0,618833 \cdot 10^{-3} T_{f,m}^3 \end{array} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] \quad (5.83)$$

Para $273,15 K < T_w < 320 K$:

$$\mu_w = \left(\begin{array}{l} 0,239179 \cdot 10^6 - 2,23748 \cdot 10^3 T_w + 7,03318 T_w^2 \\ - 7,40993 \cdot 10^{-3} T_w^3 \end{array} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] \quad (5.84)$$

Para $320 K < T_w < 373,15 K$:

$$\mu_w = \left(35,6602 \cdot 10^3 - 272,757 T_w + 0,707777 T_w^2 - 0,618833 \cdot 10^{-3} T_w^3 \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right] \quad (5.85)$$

$$c_p = \left(5,6158 - 9,0277 \cdot 10^{-3} \cdot T_{f,m} + 14,177 \cdot 10^{-6} \cdot T_{f,m}^2 \right) 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] \quad (5.86)$$

$$\rho = -3,4589 \cdot 10^{-3} T_{f,m}^2 + 1,80396 T_{f,m} + 766,17 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (5.87)$$

5.2.6 Produto Transmissividade-Absortividade Efetivo

Na Equação (5.1) foi introduzido o produto transmissividade-absortividade efetivo, $(\tau\alpha)_e$. Isto se deve ao fato de que a energia absorvida pela cobertura aumenta a sua temperatura e, conseqüentemente, contribui para a redução das perdas de calor da placa absorvedora para o exterior. A fim de se determinar o produto transmissividade-absortividade efetivo, torna-se necessário analisar a transmissividade da cobertura e a absorvidade da placa absorvedora.

As propriedades óticas mais importantes dos materiais transparentes utilizados em coberturas de coletores solares são o índice de refração, n , que determina as perdas por reflexão na cobertura e o coeficiente de extinção, K , que determina as perdas por absorção na cobertura. Portanto, a transmissividade da cobertura, τ , pode ser representada pela seguinte equação:

$$\tau = \tau_r \tau_a \quad (5.88)$$

onde τ_r representa a transmissividade considerando apenas reflexão e τ_a representa a transmissividade considerando apenas absorção. Nesta equação, a transmissividade considerando-se apenas reflexão, τ_r , para uma cobertura é dada por:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \rho_1}{1 + \rho_1} + \frac{1 - \rho_2}{1 + \rho_2} \right) \quad (5.89)$$

onde:

$$\rho_1 = \frac{\text{sen}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{sen}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (5.90)$$

representa a fração da porção polarizada de uma incidência direta que é refletida em uma interface, no plano perpendicular ao plano de incidência e

$$\rho_2 = \frac{\text{tag}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tag}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (5.91)$$

representa a fração da porção polarizada de uma incidência direta que é refletida em uma interface, no plano paralelo ao plano de incidência.

O ângulo de incidência, θ_1 , e o ângulo de refração, θ_2 , representados na Figura 5.9, são relacionados pela lei de Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\text{sen} \theta_2}{\text{sen} \theta_1} \quad (5.92)$$

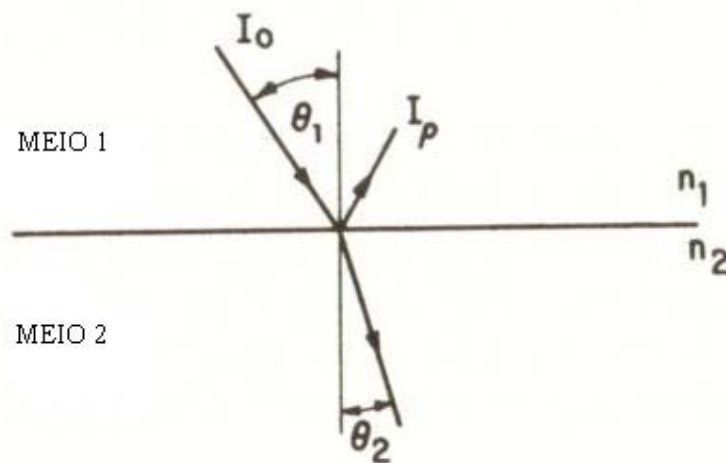


Figura 5.9: Ângulos de incidência e refração (Duffie e Beckman, 1974).

Ainda na Equação (5.88), a transmissividade considerando-se apenas a absorção pela cobertura é dada por:

$$\tau_a = e^{-KL} \quad (5.93)$$

onde K representa o coeficiente de extinção (admitido constante no espectro solar) e L representa o caminho percorrido pela radiação na cobertura, dado por:

$$L = \frac{\delta_c}{\cos \left[\arcsen \left(\frac{n_1}{n_2} \sen \theta_1 \right) \right]} \quad (5.94)$$

sendo:

δ_c : espessura do vidro;

n_1 : índice de refração do ar;

n_2 : índice de refração do vidro.

Se o meio é o ar (índice de refração $n_1 = 1$) e se a cobertura é de vidro (índice de refração $n_2 = 1,526$), pode-se representar a transmissividade, τ , para uma cobertura de vidro em função do ângulo de incidência, θ_1 , para vários valores do coeficiente de extinção, K . Este é função do teor de óxido de ferro, Fe_2O_3 , contido no vidro, sendo $K = 4$ [1/m] para um vidro bom transmissor e $K = 32$ [1/m] para um vidro mau transmissor.

A absorptividade da placa absorvedora é função da sua temperatura, das suas propriedades físicas e químicas e do comprimento de onda da radiação incidente. No caso de superfícies pintadas com esmalte sintético preto fosco, segundo Welty *et al.* (1976), a absorptividade na faixa de temperaturas de 38°C a 93°C é de 0,85 a 0,95. Testes realizados com espectrofotômetro indicam, para superfícies pintadas com esmalte sintético preto fosco à temperaturas usuais em coletores de placas planas e

radiação solar incidente normalmente à superfície, valores de absorptividade por volta de 0,92.

Para se determinar o produto transmissividade-absortividade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, torna-se necessário avaliar primeiramente o produto transmissividade-absortividade, $(\tau\alpha)$. A Figura 5.10 ilustra a absorção da radiação pela placa absorvedora.

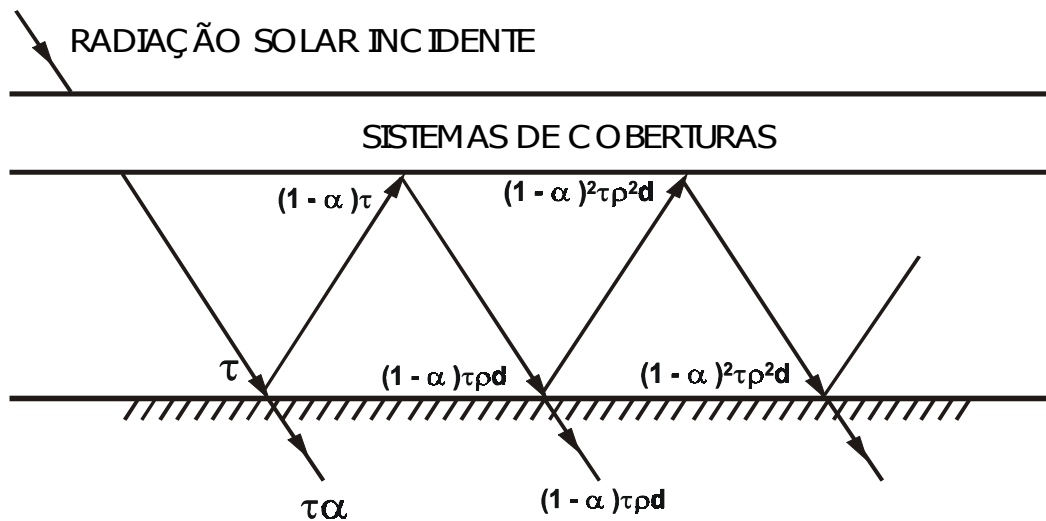


Figura 5.10: Absorção da radiação solar na placa absorvedora (Oliveira, 1982).

Da radiação atravessando o sistema de cobertura e incidindo sobre a placa absorvedora, uma parte é refletida de volta para o sistema de cobertura. Desta radiação refletida, uma parte é refletida de volta para a placa absorvedora e assim sucessivamente. A radiação absorvida na placa absorvedora, conforme ilustra a Figura 5.10, é então dada por:

$$(\tau\alpha) = \tau_c \alpha_w \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha_w) \rho_d]^n = \frac{\tau_c \alpha_w}{1 - (1 - \alpha_w) \rho_d} \quad (5.95)$$

sendo:

$(\tau\alpha)$: produto transmissividade-absortividade;

τ_c : transmissividade total, considerando reflexão e absorção na cobertura;

α_w : absorvidade da placa absorvedora para a radiação solar;

ρ_d : reflexão da cobertura para a radiação difusa incidente no coletor, e é igual a 0,16 para cobertura com um único vidro.

A malha térmica da Figura 5.11 ilustra o problema físico ocorrendo em um coletor solar de uma cobertura, representando as perdas de calor pelo topo do coletor.

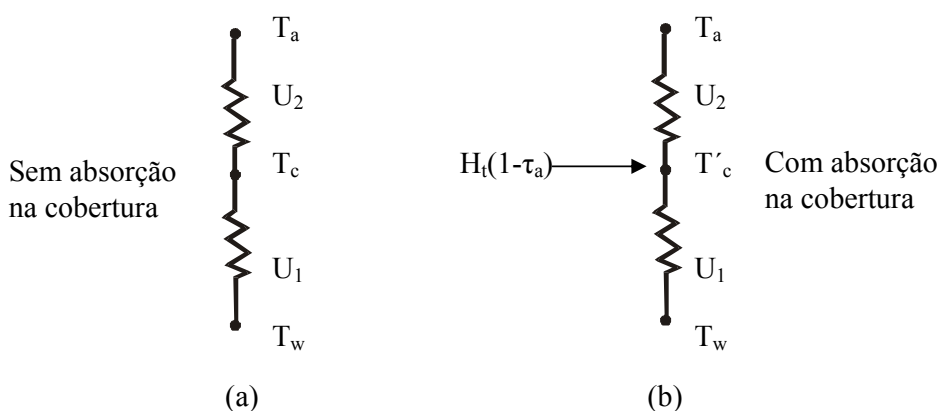


Figura 5.11: Resistências térmicas para as perdas pelo topo em um coletor solar com e sem absorção na cobertura (Duffie e Beckman, 1974).

A energia solar absorvida pela cobertura é representada por $H_t(1 - \tau_a)$.

A perda de calor na Figura 5.11(a), sem absorção, é representada por $U_1(T_w - T_c)$ e a perda de calor para a Figura 5.11(b), com absorção, é representada por $U_1(T_w - T'_c)$, sendo U_1 o coeficiente de perdas de calor por convecção e por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura. Admitindo que o aumento da temperatura da cobertura não muda os valores de U_1 e U_2 devido à pequena absorção pelo vidro, a diferença D nas perdas de calor é dada por:

$$D = U_1[(T_w - T_c) - (T_w - T'_c)] \quad (5.96)$$

A diferença de temperatura $(T_w - T_c)$ pode ser expressa por:

$$(T_w - T_c) = \frac{(T_w - T_a)}{U_1} U_t \quad (5.97)$$

onde U_t representa o coeficiente de perdas de calor pelo topo, dado por

$$U_t = U_1 U_2 / (U_1 + U_2) \quad (5.98)$$

e U_2 representa o coeficiente de perdas de calor por convecção sobre a cobertura e por radiação entre a cobertura e o céu.

A diferença de temperatura $(T_w - T'_c)$ pode ser representada por:

$$(T_w - T'_c) = \frac{U_2(T_w - T_a) - H_t(1 - \tau_a)}{U_1 + U_2} \quad (5.99)$$

Substituindo-se a Equação (5.97) e a Equação (5.99) na Equação (5.96), obtém-se:

$$D = H_t(1 - \tau_a) \frac{U_t}{U_2} \quad (5.100)$$

A Equação (5.100) representa a redução nas perdas de calor do coletor solar devido à absorção na cobertura e pode ser somada ao produto transmissividade-absortividade, $(\tau\alpha)$ da Equação (5.95), resultando o produto transmissividade-absortividade efetivo, $(\tau\alpha)_e$:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1 - \tau_a) \frac{U_t}{U_2} \quad (5.101)$$

Substituindo a Equação (5.95) em (5.101), obtém-se:

$$(\tau\alpha)_e = \frac{\tau_c \alpha_w}{1 - (1 - \alpha_w) \cdot 0,16} + (1 - e^{-KL}) \frac{U_t}{h_{c_w-c} + h_{r_w-c}} \quad (5.102)$$

A Equação (5.94) mostra que o caminho L percorrido pela radiação na cobertura depende do ângulo de incidência, que varia ao longo do dia. A transmissividade do vidro também depende do ângulo de incidência da radiação solar. Sendo assim, para o cálculo do produto transmissividade-absortividade efetivo com base em dados climáticos diários médios mensais, é conveniente considerar um ângulo médio de incidência da radiação solar para o mês em questão:

$$\theta_{\text{med}} = \frac{\theta_{\text{max}} + \theta_{\text{min}}}{2} \quad (5.103)$$

sendo:

θ_{max} : ângulo máximo de incidência da radiação solar direta, ou seja,

$$\theta_{\text{max}} = 90^\circ;$$

θ_{min} : ângulo mínimo de incidência da radiação solar direta, ou seja, é o ângulo de incidência ao meio dia solar, calculado pela Equação (2.18), com $\omega = 0^\circ$.

Para esse ângulo médio tem-se então:

$$\tau_c = \tau_c(\theta_{\text{med}}) \quad (5.104)$$

$$L = L_{\text{med}} \quad (5.105)$$

onde:

$\tau_c(\theta_{\text{med}})$: transmissividade do vidro para o ângulo de incidência médio para o dia médio do mês em questão.

L_{med} : caminho médio percorrido pela radiação solar no vidro para o mês em questão, dado por:

$$L_{\text{med}} = \frac{L(\theta_{\text{max}}) + L(\theta_{\text{min}})}{2} \quad (5.106)$$

$L(\theta_{\max})$: caminho máximo percorrido pela radiação solar no vidro.

5.2.7 Efeitos de Poeira e Sombreamento sobre o Coletor

Considerando os efeitos de poeira (d) e os efeitos de sombreamento (s), a energia absorvida pela placa absorvedora é representada pela seguinte equação:

$$S = G_i(\tau\alpha)_c(1 - d)(1 - s) \quad (5.107)$$

As coberturas dos coletores solares, após semanas de operação em regiões altamente industrializadas, devido à poeira ou impurezas sobre sua superfície, transmitem em torno de 4% menos que quando totalmente limpas (Hottel e Woertz, 1942). Também já foram observadas incrustações sobre a superfície inferior da cobertura de coletores solares. Essas incrustações se originam da evaporação de resinas da própria pintura da placa absorvedora no interior do coletor. Whillier (1977) recomenda para os efeitos de poeira sobre o coletor, d , o valor médio de 4%, isto é, $(1 - d) = 0,96$.

Quando a radiação solar não incide normalmente sobre o coletor, as paredes laterais que suportam as coberturas formarão uma sombra sobre as regiões próximas da placa absorvedora. Do lado oposto, as paredes refletirão parcialmente uma radiação extra sobre o outro lado da placa absorvedora. Segundo Hottel e Woertz (1942), as perdas devido aos efeitos de sombra sobre o coletor, s , serão em torno de 3%, para um ângulo de incidência de 45° , isto é, $(1 - s) = 0,97$, que deve ser corrigido para outros ângulos de incidência.

5.8 Modelagem do Sistema Completo

5.8.1 Discussão Preliminar

A característica marcante da operação dos sistemas de energia solar é a variação contínua do fluxo de energia radiante, das condições climáticas e da demanda de energia processada (no caso, de água aquecida). Existem transientes diários e sazonais. Modelos do desempenho de curto prazo de sistemas de

aquecimento solar de água permitem prever se o sistema irá suportar ou não alguma condição crítica, o que não exclui a possibilidade do sistema estar superdimensionado para a maioria dos dias do ano. Esta condição pode resultar num investimento inviável. Por conseguinte, o estabelecimento de parâmetros de desempenho com base em períodos curtos de tempo pode levar a resultados não-confiáveis (Morrison e Sapsford, 1983).

Para testar um sistema de aquecimento solar, é necessário que este seja submetido a uma grande variedade de condições climáticas. O melhor projeto é aquele que tem o melhor desempenho global, normalmente avaliado ao longo de um ano climático considerado típico da localidade em questão. Isto torna os testes experimentais morosos e de programação pouco previsível. Os modelos numéricos de simulação são ferramentas úteis para projeto e investigação de sistemas de energia solar. Como qualquer modelo de simulação, eles substituem parte dos experimentos necessários, reduzindo custos. Duffie e Beckman (1991) recomendam que os modelos sejam utilizados de forma conjugada com experimentos para uma maior acuidade.

5.8.2 Modelos para simulação em regime transiente

Os modelos numéricos de predição de desempenho possuem características e finalidades diferentes. Existem modelos numéricos rigorosos, que exigem grande esforço computacional e fazem uso de um modelo analítico detalhado. Por outro lado, existem modelos que utilizam parâmetros de desempenho obtidos experimentalmente, resultando em boa acuidade e grande agilidade computacional (Huang e Hsieh, 1985).

Os trabalhos com modelos numéricos para sistemas de energia solar são relativamente recentes. Close (1962) desenvolveu um modelo numérico para simulação de um sistema termossifão cujos resultados apresentaram boa concordância com aqueles de experimentos. As condições de operação eram restritas a dias sem nebulosidade e com consumo de água somente em horários sem insolação. O modelo permitia prever a temperatura média da água no reservatório e a vazão de água pelas placas coletoras.

Gupta e Garg (1968) refinaram o modelo de Close (1962) pela incorporação do fator de remoção de calor do coletor para levar em conta a eficiência térmica do mesmo. Além disso, estes autores aproximaram as condições ambientais usando séries de Fourier para temperatura ambiente e intensidade da radiação. O sistema em estudo não foi submetido à demanda de água quente. Foram também realizados experimentos com o objetivo de validar o modelo teórico. Os resultados do modelo mostraram boa concordância com os experimentos.

Ong (1974, 1976) partiu dos trabalhos referidos anteriormente e os inseriu em um método numérico de diferenças finitas que se revelou bastante compatível com a modelagem em regime transiente. As pesquisas de Ong (1974, 1976) aparecem como sendo o primeiro estudo detalhado sobre sistema de aquecimento solar de água por termosifão. O modelo desenvolvido considera que o sistema como um todo pode ser dividido em um número finito de seções; cada seção tendo uma temperatura média uniforme. Considerando o balanço de energia para cada seção, as equações de diferença finita foram escritas de modo a se avaliar a temperatura no meio da seção. A vazão mássica foi avaliada por meio da distribuição de temperatura em todo o sistema. A principal diferença entre os trabalhos de Ong (1974, 1976) e os anteriormente citados está no procedimento de solução e na formulação do fator de remoção de calor do coletor. Enquanto Close (1962) e Gupta e Garg (1968) admitiam valores constantes para o fator de remoção de calor, perda de calor do coletor, coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a água, fator de atrito e propriedades físicas da água, Ong (1974, 1976) empregou a solução do método de diferenças finitas, o qual permitia a variação dos parâmetros anteriormente citados com a temperatura e a vazão de água. Boa concordância foi obtida entre os resultados experimentais e simulados para um dia de estudo. Contudo, Ong (1974, 1976) usou um passo de tempo de computação de 0,6 minuto, o que inviabiliza a utilização de sua formulação para uma simulação de longo prazo. A partir deste trabalho, o método das diferenças finitas popularizou-se na comunidade de pesquisadores em energia solar.

Morrison e Tran (1984) formularam um modelo de diferenças finitas para simulação de longo prazo de aquecedores solares com circulação natural, já levando

em conta a demanda de água quente e a presença de um sistema de aquecimento auxiliar interno ao reservatório. O trabalho indicou a necessidade de utilizar um particionamento de no mínimo 20 nós no reservatório e passos de tempo de no máximo cinco minutos a fim de se obter uma boa concordância entre a simulação de longo prazo e dados experimentais. Huang e Hsieh (1985) aprimoraram as equações de escoamento para um modelo de diferenças finitas e conseguiram boa aproximação numérica-experimental com intervalos de tempo de integração de até 15 minutos.

Morrison e Braun (1985) incluíram, no modelo de simulação por diferenças finitas, um novo conceito de equacionamento para o reservatório térmico, chamado *plug-flow*. Em vez da partição nodal tradicionalmente utilizada pelo método de diferenças finitas, os balanços de energia no tanque foram realizados com base em segmentos de água em movimento pelo tanque. A vantagem apresentada por esta técnica é o desacoplamento entre termos que não variam sensivelmente com o tempo (perda de calor e condução) daqueles que possuem grandes variações com o tempo (convecção devido à vazão de água no coletor e demanda de água quente). Assim procedendo, os autores conseguiram boa aproximação com os resultados experimentais, utilizando intervalos de tempo para integração de até uma hora.

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

Klein *et al.* (1976) desenvolveram o modelo *F-Chart*. Utilizando o conceito de fração solar (energia fornecida pelo equipamento solar dividida pela demanda total), é calculada para cada mês do ano uma fração solar mensal média, por meio de correlações empíricas. Dessa forma, é obtida a fração solar anual F , e são feitos cálculos técnico-econômicos para o dimensionamento das placas coletoras. Esse estudo foi dedicado a sistemas de aquecimento de água bombeados, e com a hipótese de mistura perfeita (nenhuma estratificação) no reservatório térmico.

Trabalhos análogos ao *F-Chart*, que estabelecem curvas empíricas a partir de simulações numéricas, foram desenvolvidos. Klein e Beckman (1979), utilizando o conceito de energia utilizável diária, desenvolveram o modelo Φ -*F-Chart* de desempenho anual, levando em conta a capacidade finita de armazenamento de um reservatório e a energia acumulada na água de um dia para outro, o que reduz a eficiência da placa coletora. Este modelo se aplica a sistemas em ciclo fechado, isto é, que utilizam trocadores de calor e onde não existe reposição de água fria.

Song e Zhang (1982) propuseram uma metodologia baseada em correlações com parâmetros adimensionais e nomogramas para projeto de sistemas de aquecimento solar de água. A construção de nomogramas era específica para cada região climática.

Na bibliografia pesquisada, constatou-se que Close (1962) foi pioneiro no desenvolvimento de métodos de simulação e modelos posteriores foram desenvolvidos por outros autores até 1985. Após esse período, verifica-se uma lacuna nas publicações científicas sobre novos métodos e estudos de sistemas de aquecimento com energia solar por circulação natural (termossifão). No final da década de 90, tem-se o retorno desse assunto nas publicações científicas.

Pesquisas sobre sistemas de aquecimento solar ativos (bombeados) parecem ter sido desenvolvidas de maneira mais contínua, não se observando a lacuna do caso anterior. Esta tendência pode ser explicada por duas razões. A primeira se deve ao fato de que a maioria das publicações provém de países do hemisfério Norte com alta latitude e sujeitos a problemas de congelamento nas tubulações. Logo, sistemas com circulação natural normalmente não se aplicam. A segunda razão concerne a inviabilidade de resolução das equações dos modelos com os computadores disponíveis na época. Além disso, em sistemas de aquecimento ativo a vazão é imposta pela bomba, facilitando a modelagem. Já em sistemas de aquecimento solar por termossifão, a vazão de circulação depende das condições meteorológicas cujos dados muitas vezes não são disponíveis.

No presente trabalho, a simulação de sistemas termossifão se baseou no modelo de Gupta e Garg (1968) sem, no entanto, utilizar séries de Fourier para a

representação da radiação solar e da temperatura ambiente. Valores diários médios mensais de radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento no local foram utilizados para o cálculo do rendimento do coletor solar. Foram também gerados perfis horários de radiação para a simulação horária do sistema. Para o coletor solar propriamente dito, utilizou-se a modelagem apresentada por Duffie e Beckman (1974). Foi então elaborado um programa computacional para a simulação da operação do sistema para cada mês do ano e para o estudo do efeito da variação de diversos parâmetros de projeto. Este programa permitiu também obter dados para uma análise técnico-econômica.

5.8.3 Descrição do Modelo Utilizado

A Figura 5.12 representa um sistema termosifão composto por coletor solar, reservatório térmico, caixa d'água e tubos de conexão.

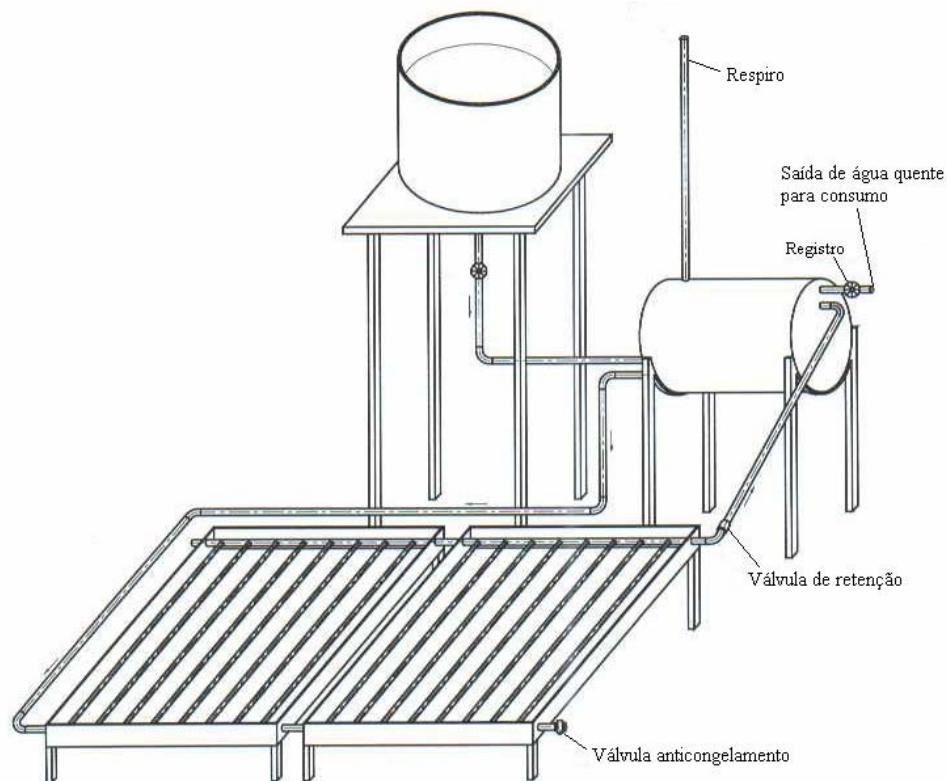


Figura 5.12: Sistema de aquecimento solar em circulação natural (termossifão).

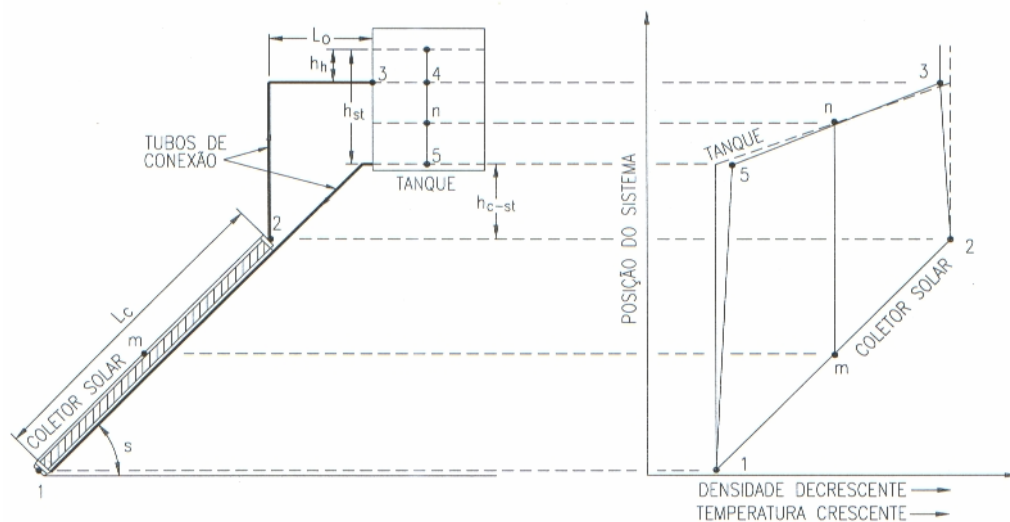


Figura 5.13: Diagrama de distribuição de temperatura do sistema termossifão.

Quando a água estagnada no coletor é suficientemente aquecida pela incidência da radiação solar, verifica-se uma redução em sua densidade e o estabelecimento da força motriz necessária para vencer a perda de carga do sistema. Desta forma, estabelece-se um fluxo mássico que depende fundamentalmente da radiação solar incidente e da perda de carga no circuito hidráulico. A fim de se determinar a circulação natural gerada pela diferença de densidade do fluido no sistema, é necessário examinar a distribuição de temperatura do fluido no circuito. O diagrama de temperatura em diferentes pontos do circuito é mostrado na Figura 5.13. As hipóteses necessárias para o traçado deste diagrama são:

1. A distribuição de temperaturas no reservatório é linear.
2. A água sai do coletor e entra no topo do reservatório.
3. Não há perda de calor nos tubos de conexão.

Uma vez que a diferença de temperatura entre os pontos 1-2 e 4-5 é tipicamente por volta de 10°C (variação de temperatura da água ao passar pelo coletor), a relação entre densidade e temperatura pode ser considerada linear. Portanto, a Figura 5.13 também representa a distribuição de densidade no circuito.

A carga hidráulica do sistema, h_t , gerada pelo aquecimento solar é igual à área do diagrama de distribuição de densidade.

$$h_t = \text{Área 12345} \quad (5.108)$$

$$\text{Área 12345} = \frac{1}{2}(d_1 - d_2)[L_c \text{sen}(s) + 2h_{c-st} + (h_{st} - h_h)] \quad (5.109)$$

O termo $[L_c \text{sen}(s) + 2h_{c-st} + (h_{st} - h_h)]$ é uma função dos parâmetros geométricos do sistema. Fazendo

$$[L_c \text{sen}(s) + 2h_{c-st} + (h_{st} - h_h)] = f(h) \quad (5.110)$$

obtém-se:

$$h_t = \frac{1}{2}(d_1 - d_2)f(h) \quad (5.111)$$

Tendo em vista a ampla faixa de temperaturas na qual o sistema opera ao longo do dia, é desejável usar uma relação parabólica entre a densidade e a temperatura, em vez da relação linear admitida anteriormente. Então:

$$d = aT^2 + bT + c \quad (5.112)$$

Substituindo a Equação (5.112) na Equação (5.111), obtém-se:

$$h_t = \frac{1}{2}[a(T_1^2 - T_2^2) + b(T_1 - T_2)]f(h) \quad (5.113)$$

Se os tubos de conexão são termicamente isolados (hipótese 3), então $T_3 = T_2$ e $T_5 = T_1$ e a temperatura média da água no reservatório é:

$$T_n = \frac{T_3 + T_5}{2} \quad (5.114)$$

Considerando também a hipótese 2, obtém-se:

$$T_n = T_m = \frac{T_2 + T_1}{2} \quad (5.115)$$

Rearranjando a Equação (5.113), vem:

$$h_t = \frac{1}{2} [a(T_1 - T_2)(T_1 + T_2) + b(T_1 - T_2)] f(h) \quad (5.116)$$

$$h_t = \frac{T_1 - T_2}{2} [a(T_1 + T_2) + b] f(h) \quad (5.117)$$

Da Equação (5.115),

$$T_1 + T_2 = 2T_m \quad (5.118)$$

Então:

$$h_t = \frac{T_1 - T_2}{2} (2aT_m + b) f(h) \quad (5.119)$$

Referindo-se à Figura 5.13, as equações do balanço de energia para o conjunto coletor solar e tubos de conexão é:

$$\begin{aligned} \dot{m}c_p(T_3 - T_5) = F_R A_c [G_t(\tau\alpha)_e - U_L(T_m - T_a)] + \\ - C_{cw} \frac{dT_{m,c}}{d\theta} - C_{cpw} \frac{dT_{cp}}{d\theta} - U_{cp}(T_f - T_a) \end{aligned} \quad (5.120)$$

E para o reservatório térmico vem

$$\dot{m}c_p(T_3 - T_5) = U_{st}(T_n - T_a) + C_{st} \frac{dT_{st}}{d\theta} + m_w c_p \frac{dT_n}{d\theta} \quad (5.121)$$

nas quais:

C_{cw} : capacidade térmica do coletor incluindo a água nele contida;

C_{cpw} : capacidade térmica dos tubos de conexão incluindo a água neles contida;

C_{st} : capacidade térmica do reservatório sem água;

m_w : massa de água contida no reservatório;

T_f : temperatura média da água nos tubos de conexão

T_m : temperatura média da água no coletor;

$T_{m,c}$: temperatura média do coletor;

T_{cp} : temperatura dos tubos de conexão;

T_{st} : temperatura do reservatório;

U_{cp} : coeficiente global de transferência de calor dos tubos de conexão;

U_{st} : coeficiente de transferência de calor do reservatório;

θ : tempo.

A capacidade térmica de um componente i é dada pelo produto $(m c_p)_i$.

O coeficiente de transferência de calor do reservatório é calculado pela seguinte equação:

$$U_{st} = \frac{2\pi L_{st} k_{iso,st}}{\ln\left(\frac{d_{e,st}}{d_{i,st}}\right)} + \frac{k_{iso,st} \pi d_{i,st}^2}{2 \delta_{iso,st}} \quad (5.122)$$

onde:

L_{st} : comprimento do reservatório;

$k_{iso,st}$: condutividade térmica do isolante do reservatório;

$d_{i,st}$: diâmetro interno do reservatório;

$d_{e,st}$: diâmetro externo do reservatório;

$\delta_{iso,st}$: espessura do isolante do reservatório.

O coeficiente de transferência de calor dos tubos de conexão é calculado pela seguinte equação:

$$U_{cp} = \frac{1}{\frac{\ln\left[\frac{(d_{e,cp} + 2\delta_{iso,cp})}{d_{e,cp}}\right]}{2\pi L_{cp} k_{iso,cp}} + \frac{1}{2\pi L_{cp} \left(\frac{d_{e,cp}}{2} + \delta_{iso,cp}\right) h_{ar}}} \quad (5.123)$$

sendo:

$d_{e,cp}$: diâmetro externo dos tubos de conexão;

L_{cp} : comprimento dos tubos de conexão;

$k_{iso,cp}$: condutividade térmica do isolante dos tubos de conexão;

h_{ar} : coeficiente de transferência de calor do ar ambiente;

$\delta_{iso,cp}$: espessura do isolante dos tubos de conexão.

O coeficiente de transferência de calor do ar ambiente nas proximidades dos tubos de conexão é calculado pela seguinte equação:

$$h_{ar} = \frac{k_{ar} Nu_D}{d_{e,cp}} \quad (5.124)$$

onde:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{0,5} Pr_D^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr_D}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{28200}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (5.125)$$

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} V d_{i,cp}}{\mu_{ar}} \quad (5.126)$$

$$Pr_D = \frac{c_{p,ar} \mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (5.127)$$

sendo:

V: velocidade do vento sobre os tubos de conexão;

$d_{i,cp}$: diâmetro interno dos tubos de conexão;

$c_{p,ar}$: calor específico do ar;

k_{ar} : condutividade térmica do ar;

ρ_{ar} : massa específica do ar;

μ_{ar} : viscosidade dinâmica do ar.

Todas as propriedades do ar são tomadas à temperatura média T_{ar} :

$$T_{ar} = \frac{T_{cp,m} + T_a}{2} \quad (5.128)$$

onde a temperatura média dos tubos de conexão é dada por:

$$T_{cp,m} = T_n \quad (5.129)$$

Sem muito erro, pode-se considerar que as temperaturas dos materiais do coletor e do reservatório são iguais às temperaturas da água neles contida. Assim:

$$T_{m,c} = T_m \quad (5.130)$$

$$T_{cp} = T_f \quad (5.131)$$

$$T_{st} = T_n \quad (5.132)$$

Conforme observado por Close (1962), a temperatura média da água no reservatório é igual à temperatura média da água no coletor durante as horas de sol. Isto também é válido para a temperatura dos tubos de conexão se for considerada a temperatura média da água de ambos os tubos (entrada e saída). Assim, com $T_n = T_m = T_f$ e igualando os lados direitos das Equações (5.120) e (5.121), obtém-se:

$$C \frac{dT_n}{d\theta} + U(T_n - T_a) = F_R A_c G_t (\tau\alpha)_e \quad (5.133)$$

na qual:

$$C = C_{cw} + C_{cpw} + C_{stw} \quad (5.134)$$

$$U = F_R A_c U_L + U_{st} + U_{cp} \quad (5.135)$$

A vazão em circulação natural será tal que a cada instante a carga hidráulica do sistema (h_t) é equilibrada pela perda de carga (h_f) no circuito. Usando a equação de Darcy Weisbach, a perda de carga é calculada por:

$$h_f = \frac{f L_{loop} u^2}{2 g d_{i,cp}} \quad (5.136)$$

tendo-se:

$d_{i,cp}$: diâmetro interno dos tubos de conexão;

f : fator de atrito do circuito;

g : aceleração da gravidade;

L_{loop} : comprimento equivalente do circuito.

Para sistemas solares de aquecimento de água, o regime é laminar na maioria das condições de operação e o fator de atrito é calculado por meio da equação:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5.137)$$

onde o número de Reynolds (Re), é dado por:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{i,cp} \mu} \quad (5.138)$$

Colocando a velocidade (u) em termos da vazão mássica (\dot{m}), vem:

$$h_f = \frac{8 f \dot{m}^2 L_{loop}}{g \pi^2 \rho^2 d_{i,cp}^5} \quad (5.139)$$

Para coletores com tubos de elevação paralelos e com a configuração mostrada na Figura 5.12, o comprimento equivalente do circuito (L_{loop}) pode ser calculado por:

$$L_{\text{loop}} = \left[\frac{WL_c}{L_h} \left(\frac{d_{i,\text{cp}}}{d_{i,r}} \right)^5 + L_h \left(\frac{d_{i,\text{cp}}}{d_{i,h}} \right)^5 \right] + [L_c + H_{\text{st}} - h_h + h_{\text{c-st}} (1 + \cos ec(s))] + L_m + L_{\text{c-st}}$$

(5.140)

sendo:

L_c : comprimento do coletor;

$d_{i,r}$: diâmetro interno dos tubos de elevação do coletor;

$d_{i,h}$: diâmetro interno dos tubos de coleção do coletor;

h_{st} : altura de água acima da saída de água fria do reservatório;

h_h : altura da água acima do tubo de entrada de água quente no reservatório;

$h_{\text{c-st}}$: distância vertical entre a saída do coletor e a saída de água fria do reservatório;

L_m : comprimento equivalente dos acessórios como válvulas, curvas, “tês”, etc;

$L_{\text{c-st}}$: distância horizontal entre a saída do coletor e o reservatório.

Como $T_3 = T_2$ e $T_5 = T_1$, pode-se eliminar a diferença de temperatura $(T_2 - T_1)$ das Equações (5.119) e (5.133). Obtém-se:

$$h_t = - \frac{\left[C_{\text{stw}} \frac{dT_n}{d\theta} + U_{\text{st}} (T_n - T_a) \right]}{2 \dot{m} c_p} + (2a T_n + b) f(h)$$

(5.141)

Igualando as Equações (5.139) e (5.141) obtém-se a equação da vazão mássica em circulação natural:

$$\dot{m}^3 = -\frac{d_{i,cp}^5}{2L_{loop} P c_p} \left[C_{stw} \frac{dT_n}{d\theta} + U_{st} (T_n - T_a) \right] (2a T_n + b) f(h) \quad (5.142)$$

na qual:

$$P = \frac{8f}{g \pi^2 \rho^2} \quad (5.143)$$

Da Equação (5.133) vem:

$$\frac{dT_n}{d\theta} = \frac{F_R A_c G_t (\tau\alpha)_e}{C} - \frac{U(T_n - T_a)}{C} \quad (5.144)$$

Se T_o for a temperatura média da água no instante θ_o , tem-se o seguinte problema de valor inicial:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_n}{d\theta} + \frac{U}{C} T_n = \frac{F_R A_c G_t (\tau\alpha)_e}{C} + \frac{U}{C} T_a \\ T_n(\theta_o) = T_o \end{array} \right\} \quad (5.145)$$

cuja solução é:

$$T_n = e^{-\frac{U}{C}\theta} \left[\left(\frac{F_R A_c G_t (\tau\alpha)_e}{U} + T_a \right) \left(e^{\frac{U}{C}\theta} - 1 \right) + T_o \right] \quad (5.146)$$

Obtendo-se os valores de $\frac{dT_n}{d\theta}$ e T_n das Equações (5.144) e (5.146), respectivamente, pode-se calcular a vazão mássica da Equação (5.142).

5.8.4 Procedimento de Cálculo de Desempenho do Sistema

Os diversos parâmetros do sistema são calculados por meio da seguinte seqüência de cálculos:

1. Dos dados de radiação incidente em uma superfície horizontal (G), calcular a radiação incidente no coletor inclinado (G_t).
2. Estimar o valor do coeficiente de película devido ao vento sobre a cobertura do coletor, h_v , da Equação (5.13).
3. Calcular o coeficiente global de transferência de calor pela base, U_b da Equação (5.25).
4. Calcular o coeficiente global de transferência de calor pelas bordas, U_e da Equação (5.26).
5. Calcular capacidade térmica do sistema incluindo a água nele contida, C da Equação (5.134).
6. Calcular o coeficiente global de transferência de calor pelo topo do coletor, U_t , a vazão mássica de água, \dot{m} , e a temperatura média da água no reservatório, T_n , utilizando o seguinte processo iterativo:
 - 6.1 Admitir valores iniciais para a temperatura da cobertura, T_c , temperatura da placa, T_w , temperatura média do fluido, $T_{f,m}$, temperatura média dos tubos de conexão, $T_{cp,m}$, e vazão mássica, \dot{m} .
 - 6.2 Calcular os coeficientes de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o céu e entre a placa e a cobertura; e por convecção entre a placa e a cobertura das Equações (5.9), (5.5) e (5.14).
 - 6.3 Calcular o coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor, U_t da Equação (5.11).

- 6.4 Calcular o produto transmissividade-absortividade efetivo, $(\tau\alpha)_e$ da Equação (5.102).
- 6.5 Calcular o coeficiente global de transferência de calor do coletor para o ambiente, U_L da Equação (5.2).
- 6.6 Calcular a eficiência da aleta, F da Equação (5.45).
- 6.7 Calcular o coeficiente de transferência de calor da água no tubo, h_m da Equação (5.75).
- 6.8 Calcular o fator de eficiência do coletor, F' da Equação (5.52).
- 6.9 Calcular o fator de remoção de calor, F_R da Equação (5.65).
- 6.10 Calcular o coeficiente global de transferência de calor do sistema, U da Equação (5.135).
- 6.11 Calcular a temperatura média da água no reservatório, T_n da Equação (5.146).
- 6.12 Calcular o ganho total de energia útil pelo coletor solar, q_u da Equação (5.66).
- 6.13 Calcular a resistência à transferência de calor entre a placa e a água, R_{w-f} da Equação (5.74).
- 6.14 Calcular a temperatura média da água no coletor solar, $T_{f,m}$ da Equação (5.72).
- 6.15 Calcular a temperatura média da placa absorvedora, T_w por meio da Equação (5.73).
- 6.16 Calcular a temperatura média da cobertura, T_c da Equação (5.12).
- 6.17 Calcular a vazão mássica de água no coletor, \dot{m} da Equação (5.142)

6.18 Com os valores calculados de $T_{f,m}$, T_w , T_c , $T_{cp,m}$ e \dot{m} voltar ao item 6.2 e refazer os cálculos, até que haja convergência dos valores de T_w , T_c e \dot{m} .

7. Calcular a eficiência do coletor da Equação (5.67) ou (5.68) ou (5.70).

Com base neste procedimento de cálculo, elaborou-se uma rotina computacional para cálculo de desempenho de aquecedores solares de aquecimento de água por convecção natural. Esta rotina foi escrita em Visual BASIC devido à maior popularidade desta linguagem de programação, à facilidade da interface gráfica e à sua compatibilidade com planilhas do Microsoft EXCEL. Esta rotina servirá de ponto de partida para outros projetos que necessitem da análise de sistemas solares de aquecimento de água. O Apêndice III apresenta uma listagem deste programa computacional.

Antes de usar a rotina computacional para efetivamente calcular o desempenho de sistemas solares de aquecimento de água, fez-se uma comparação entre os dados experimentais encontrados na literatura (Kalogirou e Papamarcou, 2000; Gupta e Garg 1968; Shitzer *et al.*, 1979; Huang e Hsieh, 1985; Nahar, 2002; Nahar, 2003) e os resultados do programa para as mesmas configurações dos sistemas e condições climáticas. A comparação foi feita em termos da elevação da temperatura média da água no reservatório. Os resultados numéricos concordaram com os dados experimentais dentro de $\pm 8,7\%$, o que corresponde a um erro médio de $\pm 3^\circ\text{C}$ na elevação da temperatura da água (Figura 5.14), exceto para aqueles de Nahar (2003), em que a discordância máxima neste caso foi de $9,6^\circ\text{C}$. Deve-se, entretanto, enfatizar que os resultados numéricos para comparação com os dados de Nahar (2003) foram obtidos usando condições climáticas médias da localidade de interesse e não dados climáticos horários medidos durante o experimento, conforme fornecido pelos demais autores. Além disso, algumas propriedades físicas dos materiais e parâmetros geométricos do sistema não foram fornecidos, tendo sido necessário admiti-los para a presente simulação. Tendo em vista essas considerações, concluiu-se que o programa computacional produz resultados satisfatórios e pode ser usado para análise de outros sistemas solares de aquecimento de água.

No próximo capítulo, o programa será utilizado para se verificar o efeito de diversos parâmetros de projeto sobre o desempenho do sistema. Pretende-se, desta maneira, traçar algumas diretrizes para a otimização do projeto de aquecedores solares de aquecimento de água por circulação natural.

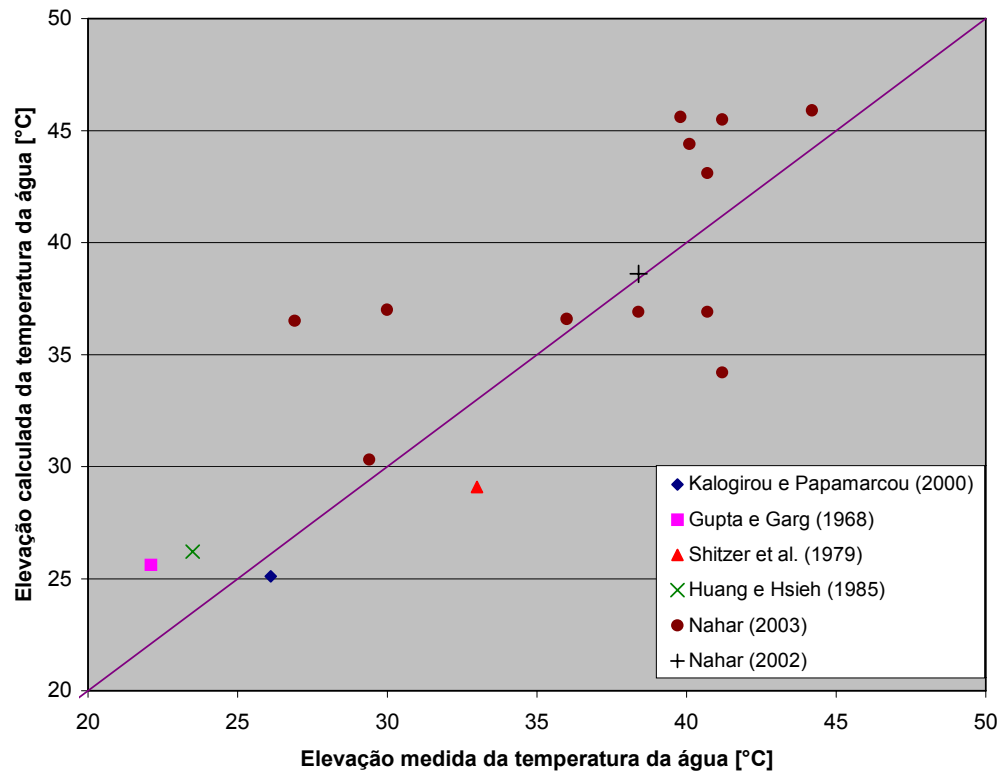


Figura 5.14: Dados experimentais de elevação da temperatura da água disponíveis na literatura.

6 ANÁLISE PARAMÉTRICA DE SISTEMAS DOMÉSTICOS DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA

6.1 Especificações do Sistema de Referência

A fim de se determinar a influência dos principais parâmetros de projeto sobre o desempenho de sistemas solares de aquecimento de água, tomou-se como ponto de partida o sistema estudado por Kalogirou e Papamarcou (2000) cujas especificações técnicas são resumidas na Tabela 6.1.

Estes autores simularam o desempenho de um sistema solar de aquecimento de água por termossifão utilizando o programa computacional TRNSYS. O sistema analisado era composto por dois coletores com uma área total de captação líquida (*aperture*) de $2,7 \text{ m}^2$ e reservatório térmico de 150 litros. A temperatura da água no reservatório foi medida no início e no final do dia e a diferença utilizada como dado de entrada para o programa juntamente com dados climáticos reais para a localidade em questão (Nicósia, Chipre).

Foram coletados dados experimentais de 25 dias de testes distribuídos ao longo de seis meses. O desvio médio entre os resultados numéricos e experimentais foi de 4,7%, considerado aceitável. A fração solar anual obtida realizando-se a simulação de longo prazo e utilizando o TMY de Nicósia foi de 79,0%. Os autores também realizaram uma análise econômica e concluíram que o tempo de retorno do investimento ocorre aproximadamente em oito anos.

Tabela 6.1: Especificações técnicas do sistema analisado por Kalogirou e Papamarcou (2000).

Dados Gerais	
Dimensões do coletor, $L_c \times L_h \times L_e$	1,486 x 1,01 x 0,078 [m x m x m]
Número de coletores	2
Número de tubos em cada coletor, n_t	12
Número de coberturas	1
Distância entre placa e cobertura, L_{w-c}	1,6 [cm]
Distância vertical entre saída do coletor e saída do reservatório, h_{c-st}	0 [m]
Altura d'água acima da entrada do reservatório, h_h	0,334 [m]
Altura d'água acima da saída do reservatório, h_{st}	0,536 [m]
Distância horizontal entre topo do coletor e reservatório, L_0	0,230 [m]
Isolante do Coletor	
Material	Fibra de vidro
Espessura na base do coletor, $\delta_{iso,b}$	5 [cm]
Espessura nas laterais do coletor, $\delta_{iso,e}$	3 [cm]
Placa Absorvedora	
Material	Cobre
Dimensões	1.420 x 950 x 0,259 [mm]
Emissividade da tinta, ϵ_w	0,94
Absortividade da tinta, α_w	0,90
Cobertura	
Material	Vidro
Espessura, δ_c	4 [mm]
Emissividade, ϵ_c	0,865
Transmissividade, τ_c	0,840
Índice de refração	1,526
Tubos de Elevação	
Material	Cobre
Diâmetro interno, $d_{i,r}$	13,5 [mm]
Diâmetro externo, $d_{e,r}$	15,0 [mm]
Tubos de Conexão	
Material	Cobre
Diâmetro interno, $d_{i,cp}$	20,0 [mm]
Diâmetro externo, $d_{e,cp}$	22,0 [mm]
Comprimento, L_{cp}	2,39 [m]
Número de curvas	4
Material do isolante	Poliuretano
Espessura do isolante, $\delta_{iso,cp}$	0,5 [mm]
Reservatório Térmico	
Volume	150 [litros]
Comprimento do cilindro interno, L_{st}	60 [cm]
Diâmetro interno, $d_{i,st}$	56,4 [cm]
Diâmetro externo, $d_{e,st}$	68,4 [cm]
Material do isolante	Poliuretano
Espessura do isolante, $\delta_{iso,st}$	6 [cm]

Nesta dissertação, foi então estudado o efeito da variação dos seguintes parâmetros sobre o desempenho global do sistema:

- Número e diâmetro dos tubos de elevação nos coletores;
- Espessura do isolante da base do coletor;
- Distância entre a placa absorvedora e o vidro do coletor;
- Espessura do isolante do reservatório;
- Diâmetro dos tubos de conexão,
- Espessura do isolante dos tubos de conexão;
- Distância vertical entre a saída do reservatório e a saída do coletor.

O sistema foi simulado para as condições climáticas do mês de junho, o mês mais frio na cidade de Itajubá, MG (latitude 22,43° S; longitude 45,45° O; altitude 840 m) de acordo com os dados climáticos analisados. Uma vez que a temperatura ambiente é menor, as perdas de calor do sistema para o ambiente são maiores. Sendo assim, um sistema que seja capaz de aquecer a água ao nível desejado no mês de junho, também o será nos demais meses.

6.2 Número e Diâmetro dos Tubos dos Coletores

A Figura 6.1 e a Figura 6.2 mostram o efeito do número de tubos por coletor sobre, respectivamente, a vazão média diária de água e a temperatura média da água no reservatório ao final do dia. Verifica-se que a vazão e a temperatura da água no reservatório crescem rapidamente até se atingir oito tubos e permanecem aproximadamente constantes daí em diante. Isso é devido ao aumento súbito da eficiência da aleta (F) de 0,3042 para 0,9456 quando se aumenta o número de tubos de dois para oito. A partir de oito tubos, o ganho de eficiência da aleta não é tão significativo (Figura 6.3). Conclui-se, portanto, que oito tubos são suficientes para o sistema analisado.

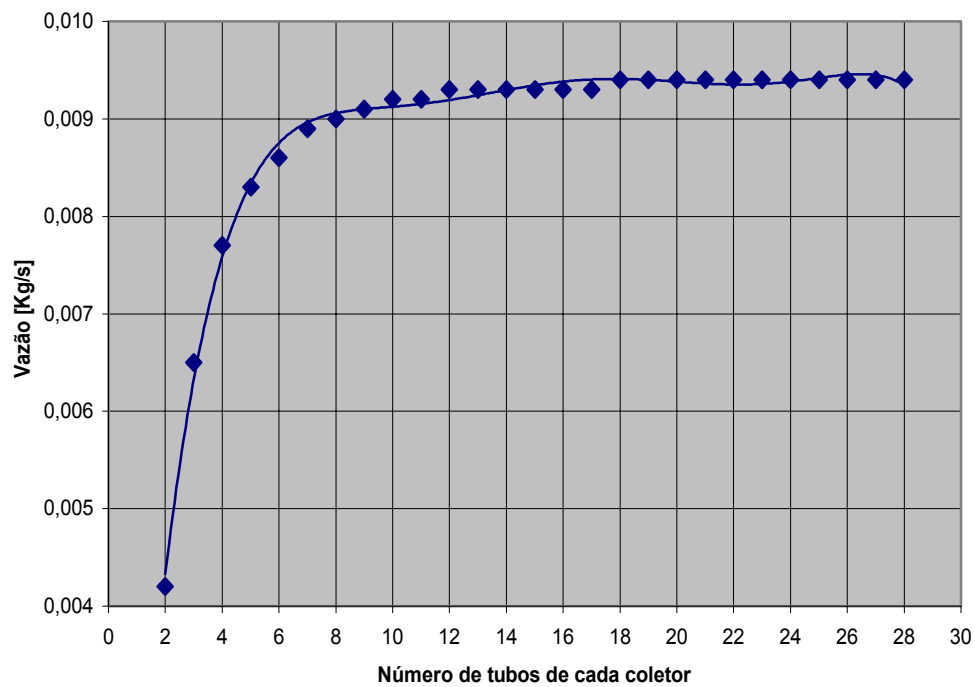


Figura 6.1: Vazão média diária em função do número de tubos do coletor.

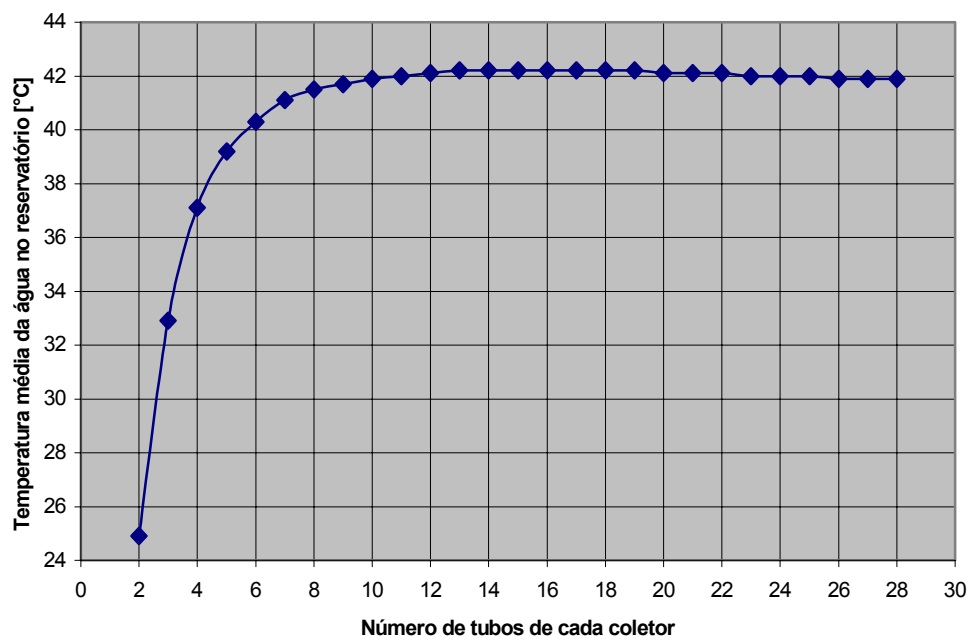


Figura 6.2: Temperatura média da água no reservatório em função do número de tubos do coletor.

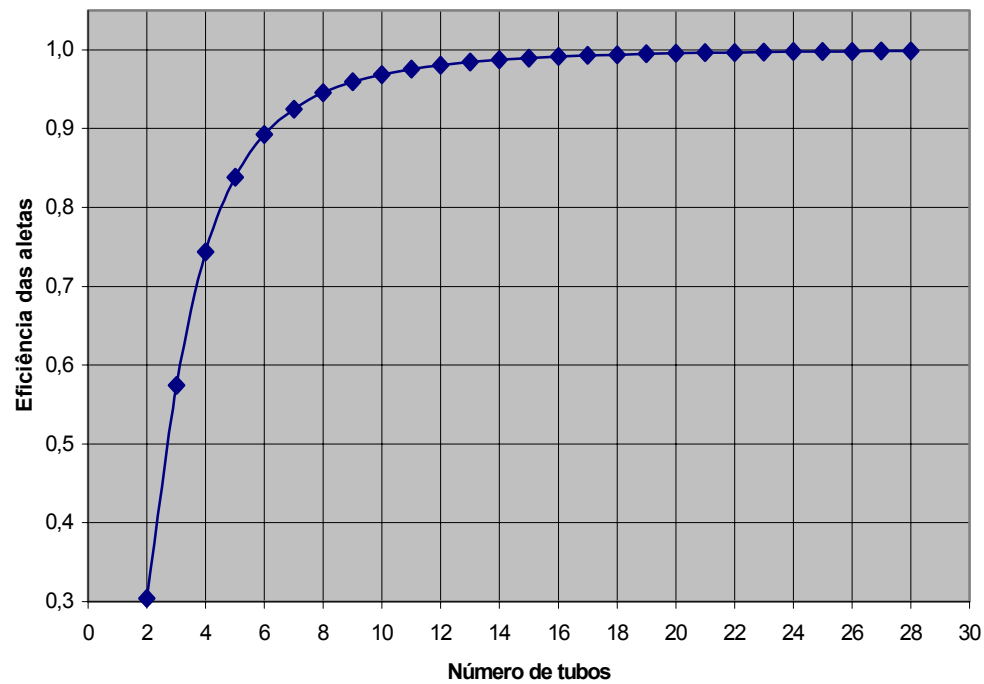


Figura 6.3: Eficiência das aletas em função do número de tubos do coletor.

A Figura 6.4 e a Figura 6.5 mostram o efeito do diâmetro interno dos tubos do coletor sobre a vazão e a temperatura média da água no reservatório, respectivamente. Pode-se observar que vazão cresce rapidamente à medida que se aumenta o diâmetro dos tubos até aproximadamente 16 mm e então permanece constante. Isto é provavelmente devido ao aumento na transferência de calor para a água associada a vazões maiores, uma vez que a perda de carga diminui rapidamente no início. Todavia, à medida que se aumenta o diâmetro, a redução na perda de carga não é acompanhada por um aumento correspondente na transferência de calor; na verdade, a transferência de calor pode até mesmo se deteriorar devido ao decréscimo da velocidade do escoamento. Estes efeitos opostos poderiam então se cancelar mutuamente e a vazão permanece constante.

O aumento na vazão e na transferência de calor leva a um aumento rápido da energia útil com um conseqüente aumento da temperatura média da água no reservatório ao final do dia. À medida que a vazão cai, a transferência de calor nos tubos diminui e a temperatura da placa absorvedora tende a se elevar, causando um aumento nas perdas de calor do coletor. O resultado é a redução da energia

acumulada e a conseqüente queda na temperatura média da água. Como pode ser constatado na Figura 6.5, para o sistema simulado o diâmetro interno ótimo dos tubos dos coletores é de 12 mm.

Para efeito de otimização do sistema de Kalogirou e Papamarcou (2000), a ser discutida mais adiante, verificou-se que os tubos de cobre comercialmente disponíveis com diâmetro interno mais próximo do valor acima são aqueles com diâmetro interno de 13,5 mm (classe A) e diâmetro interno de 14 mm (classe E). Os tubos da classe E possuem espessura da parede menor que aqueles da classe A e, portanto, são mais baratos. Como em sistemas solares de aquecimento de água as pressões envolvidas são baixas, os tubos da classe E são normalmente utilizados. Neste estudo, optou-se então pelos tubos da classe E com diâmetro interno de 14 mm para o projeto otimizado. No caso de tubos de aço galvanizado comercialmente disponíveis, aqueles com diâmetro interno de 10,4 mm são os mais próximos daqueles de diâmetro de 12 mm, discutido acima.

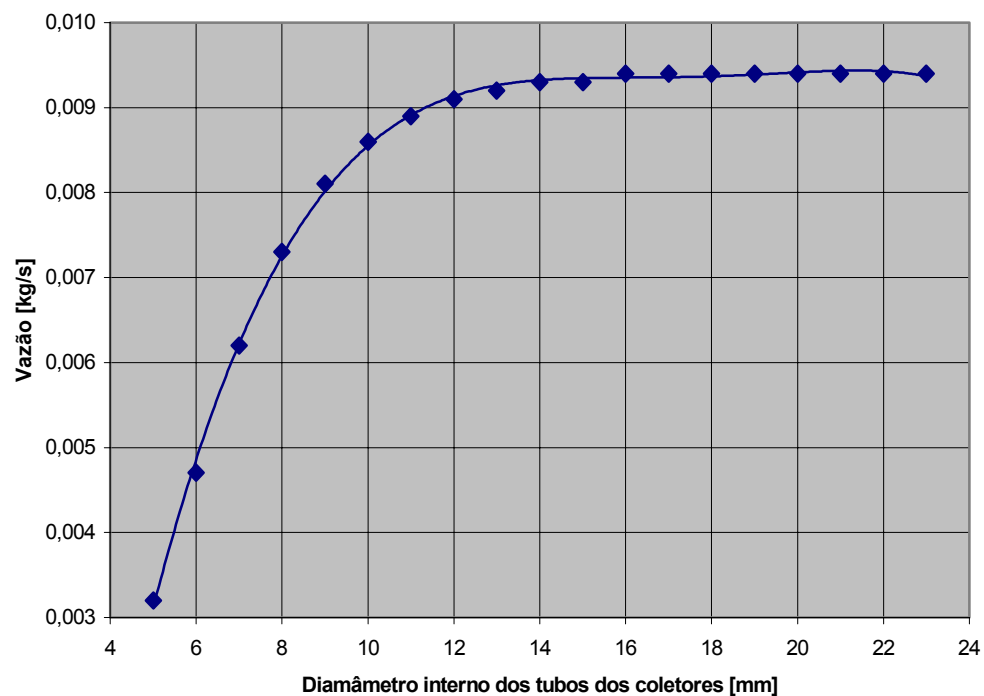


Figura 6.4: Vazão em função do diâmetro dos tubos dos coletores.

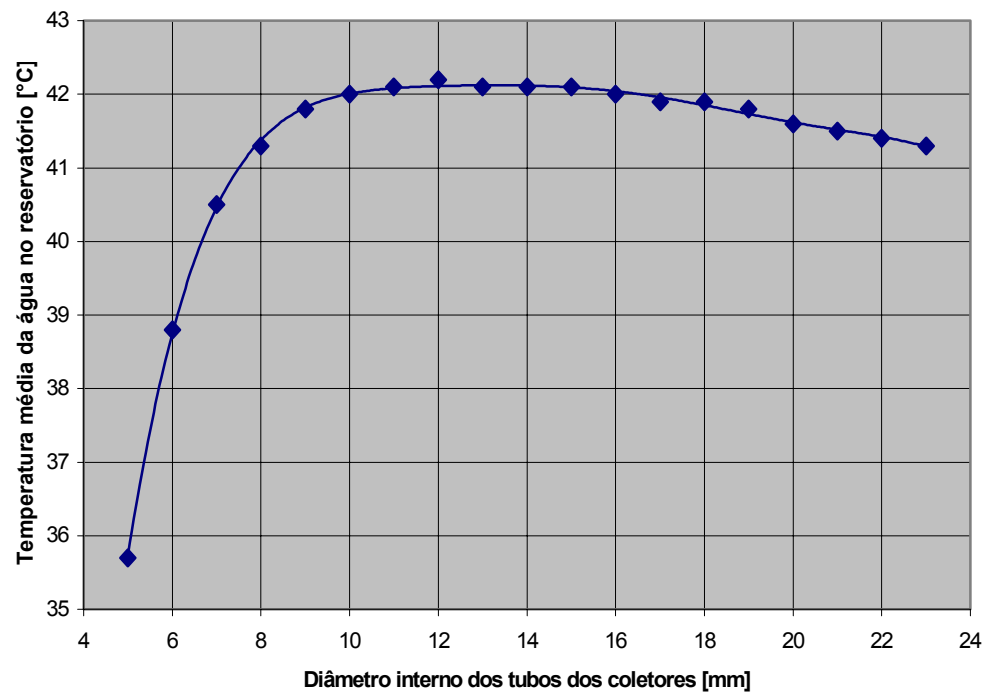


Figura 6.5: Temperatura média da água no reservatório em função do diâmetro dos tubos dos coletores.

6.3 Espessura do Isolante na Base do Coletor

A Figura 6.6 mostra o coeficiente de perda de calor do coletor em função da espessura do isolante na base do coletor. Como era de se esperar, quanto maior a espessura do isolante, menor o coeficiente e menor a perda de calor para o ambiente. A Figura 6.7 mostra a temperatura da água no reservatório ao final do dia em função da espessura do isolante da base do coletor. A temperatura da água eleva-se de 35,1°C para 41,5°C quando a espessura do isolante é aumentada de 1 cm para 5 cm; de 5 cm para 11 cm a temperatura da água no reservatório elevou-se de 41,5°C para 42,5°C apenas. Por conseguinte, conclui-se que 5 cm de isolante (poliuretano) para a base do coletor é perfeitamente satisfatório para esta aplicação.

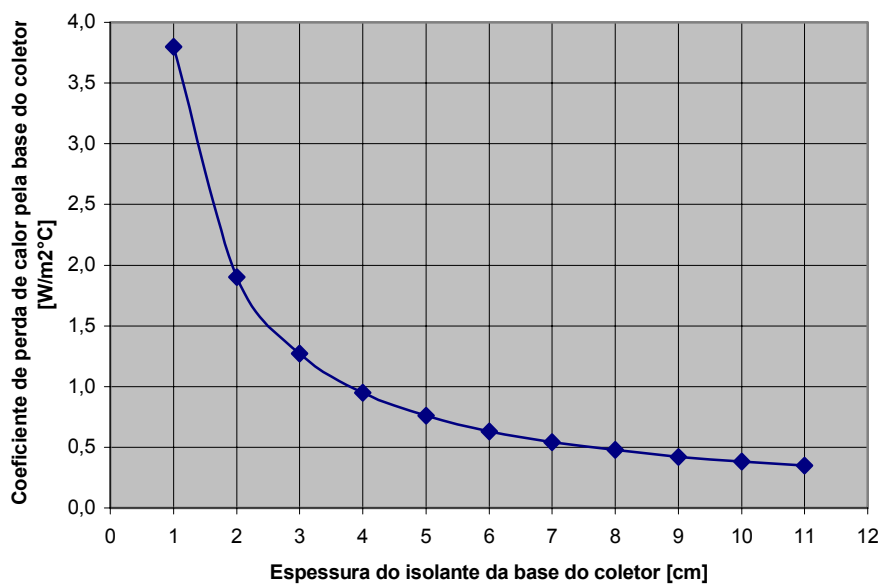


Figura 6.6: Coeficiente de perda de calor do coletor em função da espessura do isolante da base do coletor.

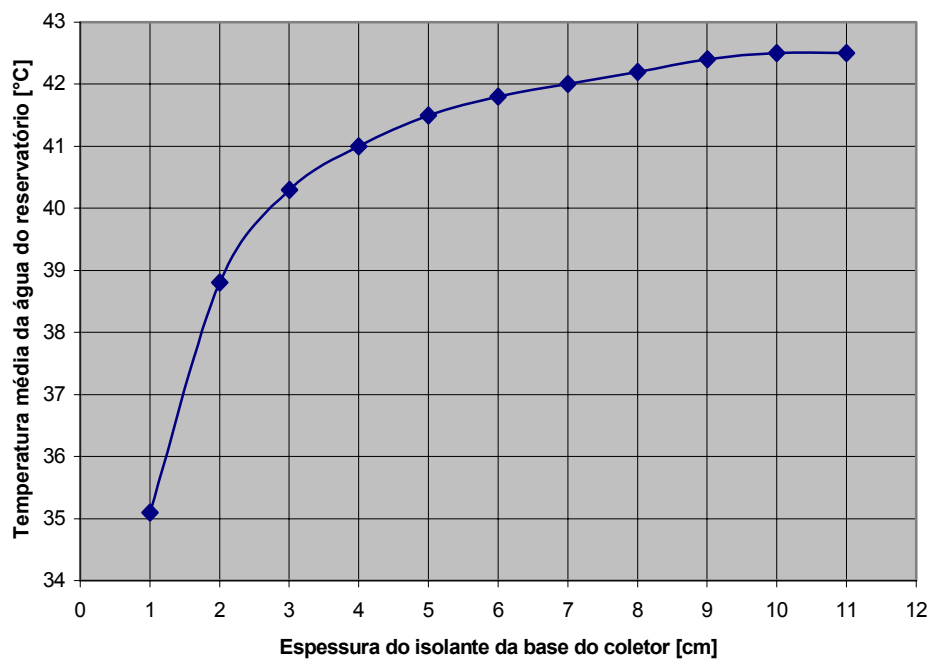


Figura 6.7: Temperatura da água no reservatório em função da espessura do isolante da base do coletor.

6.4 Distância entre a Placa Absorvedora e o Vidro de Cobertura

A Figura 6.8 mostra o calor perdido pelo topo do coletor em função da distância entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura. Quando esta distância é muito pequena, a perda de calor ocorre por radiação e condução já que as forças viscosas impedem a movimentação do ar. Aumentando-se o espaço de ar confinado, a perda de calor ocorre por radiação e convecção. Pela Figura 6.8, verifica-se que a distância entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura para a qual ocorre a menor perda de calor é de 17 mm; e a Figura 6.9 mostra que a eficiência do coletor é máxima para essa distância.

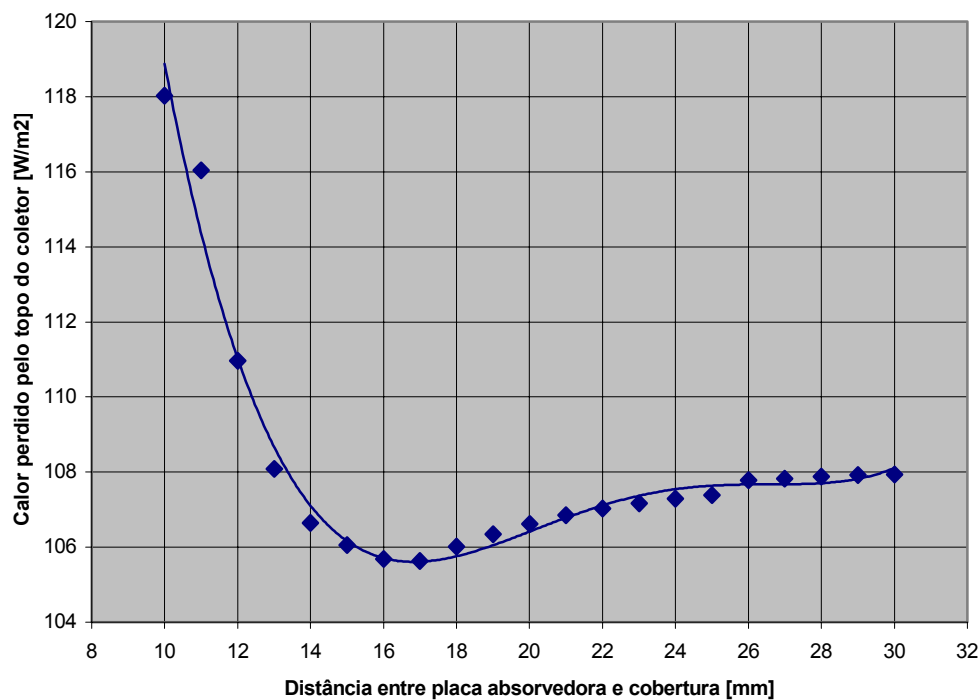


Figura 6.8: Calor perdido pelo topo do coletor em função da distância entre a placa absorvedora e o vidro de cobertura.

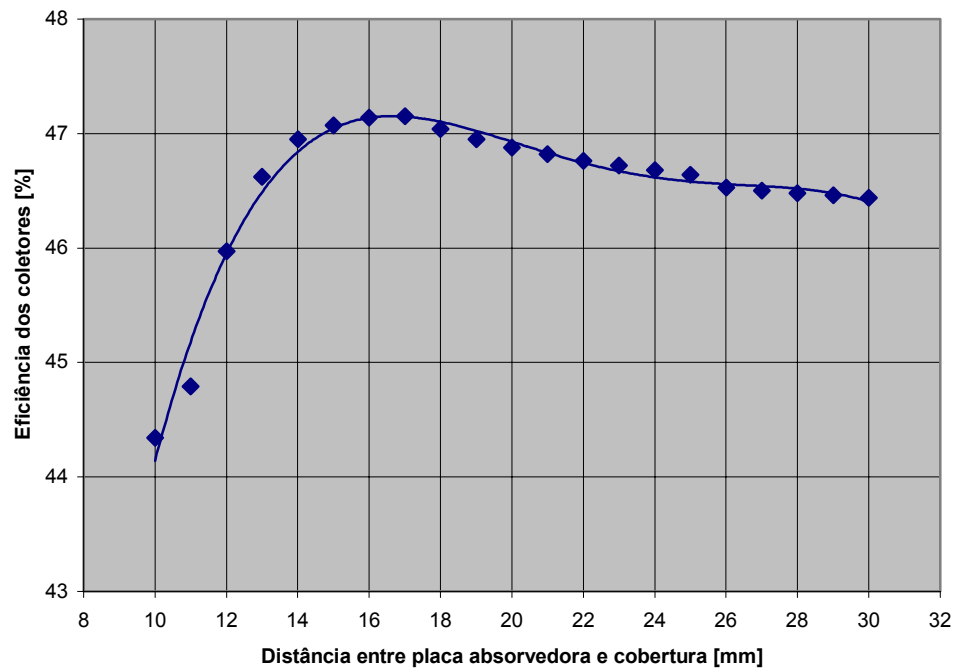


Figura 6.9: Eficiência dos coletores em função da distância entre placa absorvedora e vidro de cobertura.

6.5 Espessura do Isolante do Reservatório Térmico

A Figura 6.10 mostra o coeficiente de perda de calor do reservatório em função da espessura do seu isolante. Uma vez que o raio crítico de isolamento para reservatórios térmicos é muito pequeno (da ordem de frações de milímetro), quanto maior a espessura do isolante menor é o coeficiente de perda de calor.

A Figura 6.11 mostra a temperatura média da água no reservatório ao final do dia em função da espessura do isolante do reservatório. A temperatura média da água ao final do dia é $1,7^{\circ}\text{C}$ mais elevada quando a espessura do isolante é aumentada de 1 cm para 6 cm. Quando se aumenta a espessura do isolante de 6 cm para 10 cm, a temperatura média da água ao final do dia é mais elevada em apenas $0,1^{\circ}\text{C}$. Portanto, foi mantida a espessura original de 6 cm.

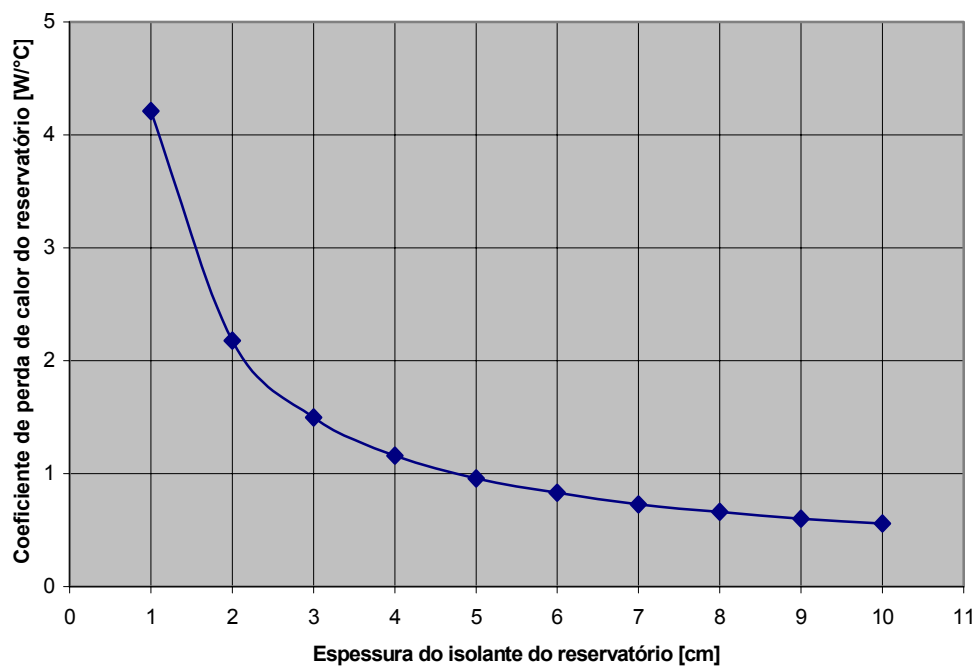


Figura 6.10: Coeficiente de perda de calor do reservatório em função da espessura do isolante.

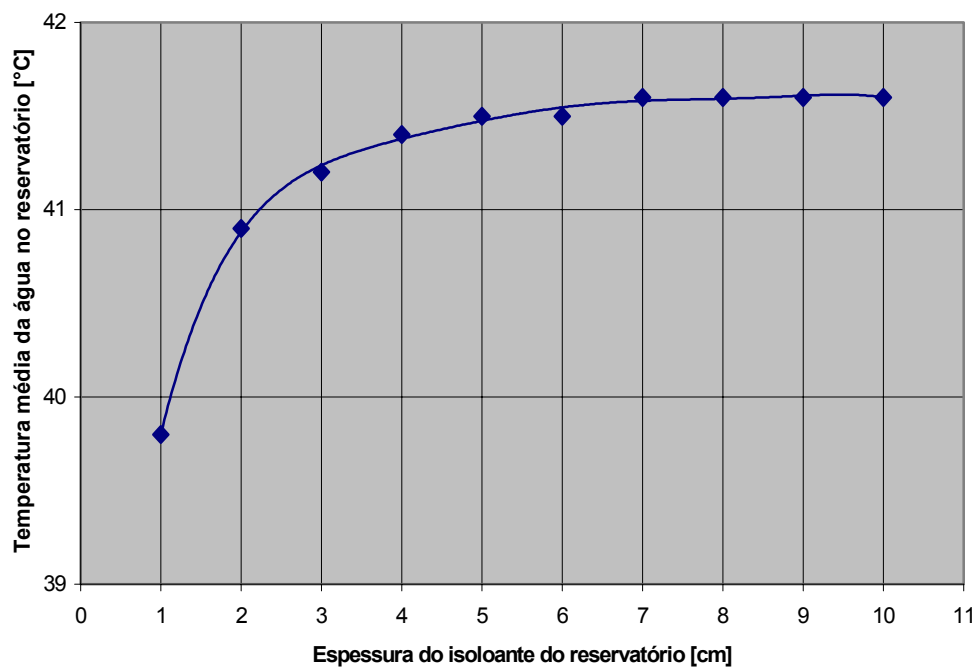


Figura 6.11: Temperatura média da água no reservatório em função da espessura do isolante.

6.6 Diâmetro Interno dos Tubos de Conexão

A Figura 6.12 e a Figura 6.13 mostram o efeito do diâmetro interno dos tubos de conexão sobre, respectivamente, a vazão média diária e a temperatura média da água no reservatório. Como era de se esperar, um aumento do diâmetro dos tubos de conexão acarreta um aumento da vazão devido à redução da perda de carga. A temperatura da água eleva-se rapidamente, de 37,9°C para 42,1 °C (variação de 4,2°C), ao se aumentar o diâmetro dos tubos de conexão de 14 mm para 22 mm. Porém, a temperatura da água eleva-se de 42,1 para 43,1 °C (variação de 1°C apenas) quando se aumenta o diâmetro de 22 mm para 30 mm. Conclui-se que tubos de conexão com diâmetro interno de 22 mm são uma boa escolha para o presente sistema.

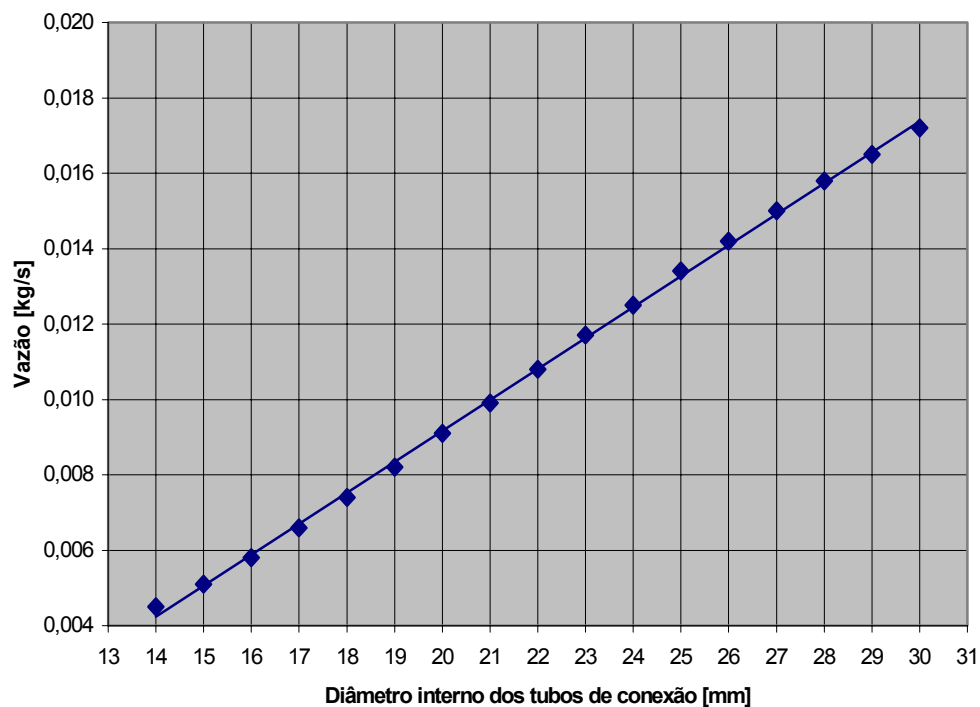


Figura 6.12: Vazão em função do diâmetro dos tubos de conexão.

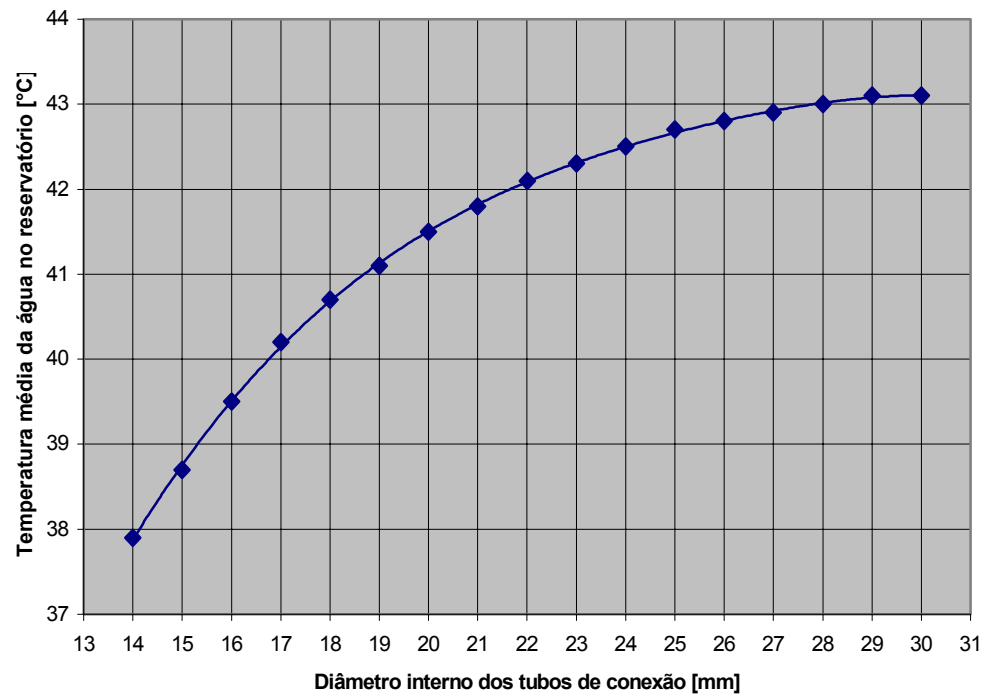


Figura 6.13: Temperatura da água em função do diâmetro dos tubos de conexão.

6.7 Espessura do Isolante dos Tubos de Conexão

A Figura 6.14 mostra que o coeficiente de perda de calor para tubos de conexão nus é de $7,40 \text{ W/}^\circ\text{C}$ enquanto para tubos com isolante de espessura 5 mm o coeficiente é apenas $1,04 \text{ W/}^\circ\text{C}$ (redução de $6,36 \text{ W/}^\circ\text{C}$). Aumentando-se a espessura de 5 mm para 10 mm, o coeficiente diminui de $1,04 \text{ W/}^\circ\text{C}$ para $0,60 \text{ W/}^\circ\text{C}$; uma redução de apenas $0,44 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Como consequência, o ganho na temperatura da água no reservatório é expressivo quando os tubos de conexão têm isolante com espessura de 5 mm, enquanto o ganho não é significativo para tubos de conexão com isolante de espessura maior que 5 mm (Figura 6.15).

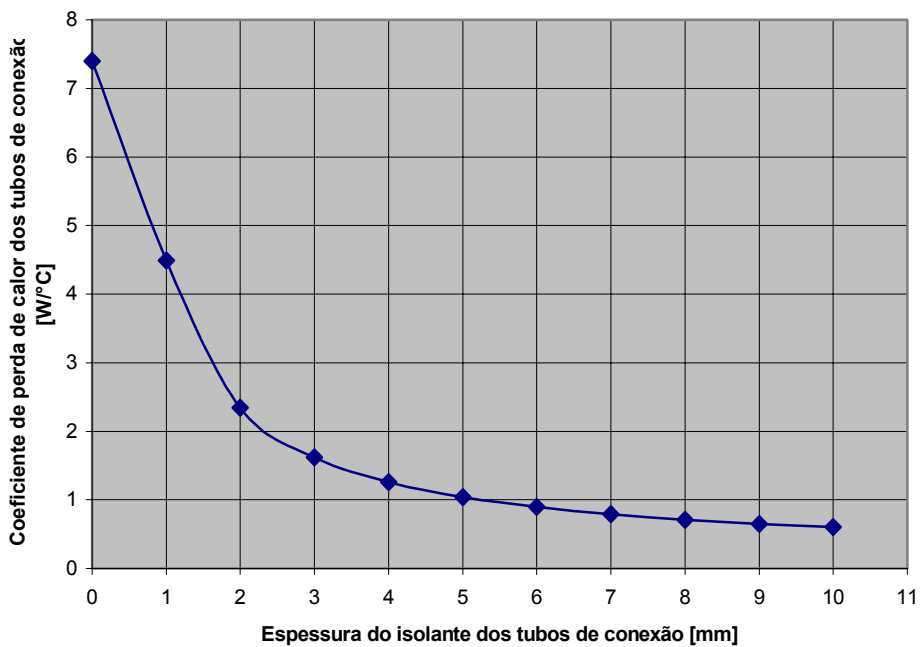


Figura 6.14: Coeficiente de perda de calor dos tubos de conexão em função da espessura do isolante.

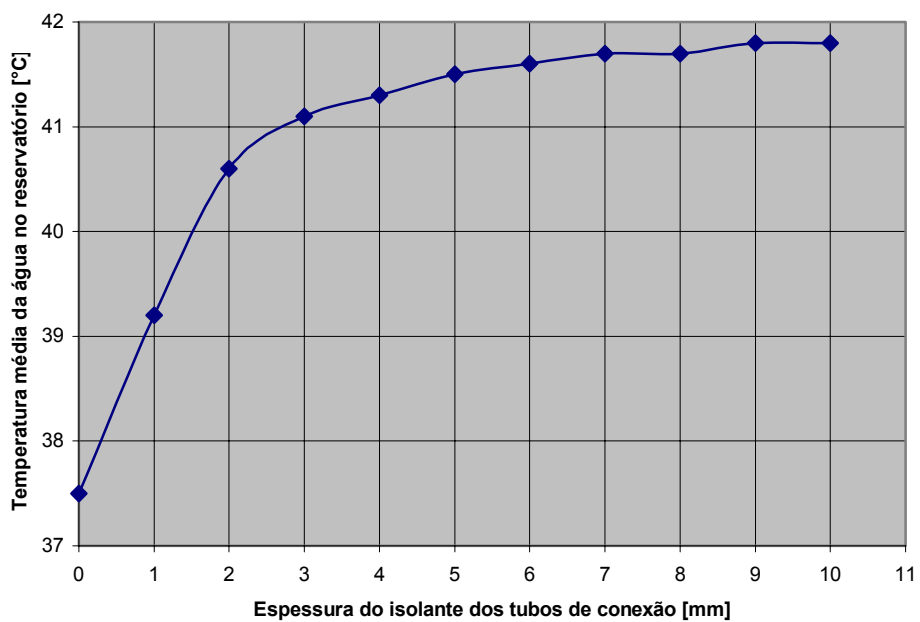


Figura 6.15: Temperatura média da água no reservatório em função da espessura do isolante.

6.8 Distância Vertical entre a Saída dos Coletores e a Saída do Reservatório

A Figura 6.16 e a Figura 6.17 mostram o efeito da distância vertical entre a saída de água do reservatório (situada na sua parte inferior) e a saída de água do coletor (tubo de coleção superior) sobre, respectivamente, a vazão e a temperatura média da água no reservatório ao final do dia. Devido ao aumento da pressão estática na entrada do coletor, a vazão cresce quando esta distância aumenta. Elevando-a de 0 m para 1 m, a temperatura da água aumentou em apenas 0,8°C. Embora o efeito desta distância sobre a temperatura da água seja pequeno, trata-se de um aspecto importante nas instalações por termossifão devido ao assim chamado “fluxo reverso”. À noite, o coletor se resfria a temperaturas inferiores à temperatura ambiente devido à troca radiante com o céu, havendo uma tendência natural de o sistema operar no sentido contrário àquele observado durante o dia. O fluxo reverso pode ser evitado utilizando-se uma válvula de retenção na tubulação que interliga coletor ao reservatório. Porém, esta válvula representa uma perda de carga adicional, que prejudica a circulação natural, não sendo normalmente utilizada em sistemas de pequeno porte. Nestes casos, embora o fluxo reverso não possa ser completamente eliminado, se a distância em questão for superior a 25 cm, o efeito é desprezível. Por outro lado, para distâncias inferiores a 25 cm, o fluxo reverso se intensifica.

Morrison (1986) avaliou os efeitos do fluxo reverso em um sistema sujeito a um consumo de 200 litros de água quente por dia. Este autor observou que, para a distância vertical nula entre o topo do coletor e o fundo do reservatório, o fluxo médio reverso foi superior a 1 litro por hora (equivalente a perdas próximas de 8 % da energia armazenada na água a 60°C). Quando essa distância era de 10 cm, o fluxo reverso foi reduzido para cerca de 0,5 litro por hora, atingindo valores inferiores a 0,3 litros por hora para uma distância de 20 cm. Assim, recomenda-se uma distância mínima de 25 cm, devendo-se ressaltar, entretanto, que a perda de calor na tubulação de interligação será maior para distâncias maiores e, portanto, essa tubulação deve ser bem isolada. Outro fator a ser lembrado é que um maior valor para a referida distância também contribuirá, positivamente, para a circulação natural durante o período de radiação solar, pois a vazão depende da carga hidráulica do sistema e da diferença de temperatura da água entre a saída e a entrada do coletor.

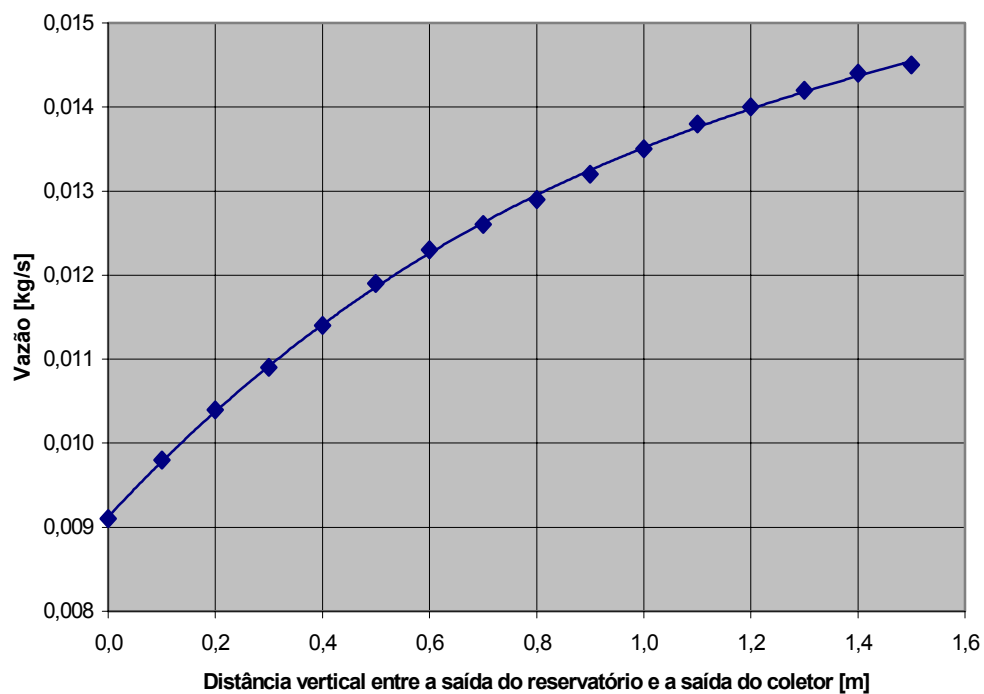


Figura 6.16: Vazão em função da distância vertical entre a saída do reservatório e a saída do coletor.

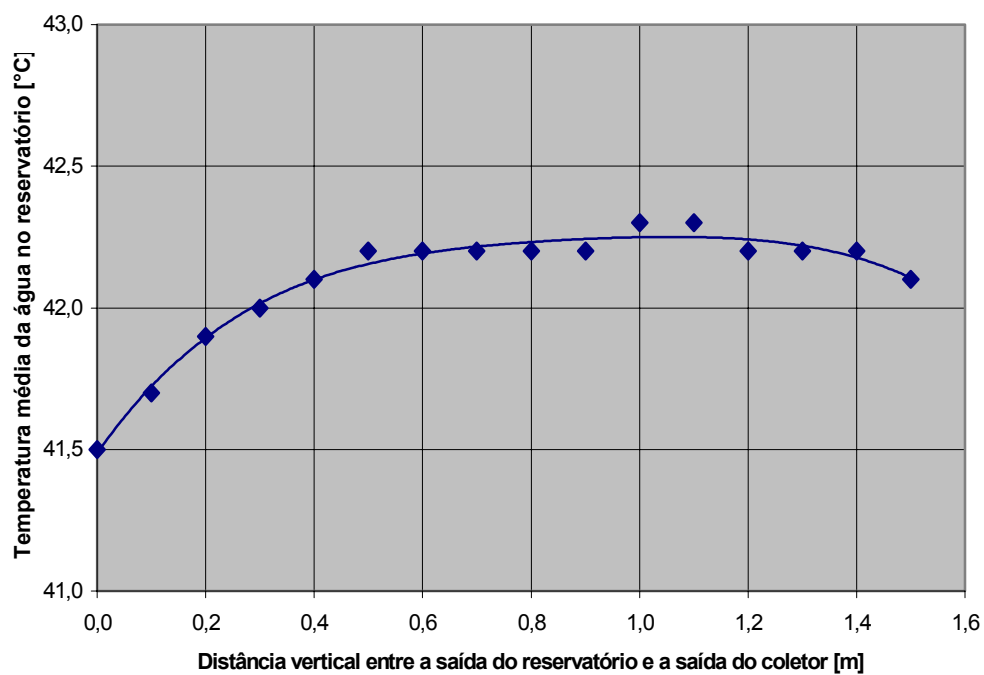


Figura 6.17: Temperatura média da água no reservatório em função da distância vertical entre a saída do reservatório e a saída do coletor.

6.9 Desempenho Comparativo de Sistemas de Aquecimento Solar Otimizado e Alternativo

A análise paramétrica do sistema de Kalogirou e Papamarcou (2000) indicou a possibilidade de pequenas alterações (Tabela 6.2) que, entretanto, não levaram a grandes variações no desempenho (Figura 6.18). Conclui-se então que o sistema original foi bem projetado. O sistema alternativo indicado na Tabela 6.2 é, na verdade, uma verificação do efeito da utilização de materiais construtivos mais baratos sobre o desempenho do coletor. As especificações técnicas completas dos sistemas otimizado e alternativo são apresentadas na Tabela 6.3.

A Figura 6.18 mostra a eficiência dos sistemas para cada mês. A tendência geral é conforme esperado, isto é, eficiências maiores durante os meses de inverno. Isto é uma consequência direta do maior ganho de calor útil nesta época do ano (Figura 6.19) já que menores temperaturas da água na entrada coletor no inverno acarretam uma maior diferença de temperatura entre a placa absorvedora e a água. Observa-se ainda que não há diferenças significativas entre o sistema de Kalogirou e Papamarcou (2000) e o sistema alternativo. A eficiência do sistema otimizado é sistematicamente menor que a dos outros dois, embora a diferença seja pequena (aproximadamente 1,6%). Esta menor eficiência é provavelmente causada pelo fato de que o sistema otimizado tem menor número de tubos (8 tubos) que o do sistema original (12 tubos), o que permite o barateamento do aquecedor.

Tabela 6.2: Modificações feitas no sistema de Kalogirou e Papamarcou (2000).

	Kalogirou e Papamarcou (2000)	Sistema Otimizado	Sistema Alternativo
n_t	12	8	8
Tubulação	Cobre	Cobre	Aço galvanizado
Placa absorvedora	Cobre	Cobre	Alumínio
$d_{i,r}$ x $d_{e,r}$ [mm x mm]	13,5 X 15,0	14,0 x 15,0	10,4 x 13,7
h_{c-st} [m]	0	0	0,5

Tabela 6.3: Especificação técnica do sistema otimizado e do sistema alternativo.

Dados Gerais	Sistema Otimizado	Sistema Alternativo
Dimensões do coletor, $L_c \times L_h \times L_e$	1,486 x 1,01 x 0,078 [m]	1,486 x 1,01 x 0,078 [m]
Número de coletores	2	2
Número de tubos em cada coletor, n_t	8	8
Número de coberturas	1	1
Distância entre placa e cobertura, L_{w-c}	1,7 [cm]	1,7 [cm]
Distância vertical entre saída do coletor e saída do reservatório, h_{c-st}	0 [m]	0,5 [m]
Altura d'água acima da entrada do reservatório, h_h	0,334 [m]	0,334 [m]
Altura d'água acima da saída do reservatório, h_{st}	0,536 [m]	0,536 [m]
Distância horizontal entre topo do coletor e reservatório, L_0	0,230 [m]	0,230 [m]
Isolante do Coletor		
Material	Fibra de vidro	Fibra de vidro
Espessura na base do coletor, $\delta_{iso,b}$	5 [cm]	5 [cm]
Espessura nas laterais do coletor, $\delta_{iso,e}$	3 [cm]	3 [cm]
Placa Absorvedora		
Material	Cobre	Alumínio
Dimensões	1.420 x 950 x 0,259 [mm]	1.420 x 950 x 0,478 [mm]
Emissividade da tinta, ϵ_w	0,94	0,94
Absortividade da tinta, α_w	0,90	0,90
Cobertura		
Material	Vidro	Vidro
Espessura, δ_c	4 [mm]	4 [mm]
Emissividade, ϵ_c	0,865	0,865
Transmissividade, τ_c	0,840	0,840
Índice de refração	1,526	1,526
Tubos de Elevação		
Material	Cobre	Aço galvanizado
Diâmetro interno, $d_{i,r}$	14,0 [mm]	10,4 [mm]
Diâmetro externo, $d_{e,r}$	15,0 [mm]	13,7 [mm]
Tubos de Conexão		
Material	Cobre	Aço galvanizado
Diâmetro interno, $d_{i,cp}$	20,0 [mm]	20,90 [mm]
Diâmetro externo, $d_{e,cp}$	22,0 [mm]	26,64 [mm]
Comprimento, L_{cp}	2,39 [m]	3,39 [m]
Número de curvas	4	4
Material do isolante	Poliuretano	Poliuretano
Espessura do isolante, $\delta_{iso,cp}$	0,5 [mm]	0,5 [mm]
Reservatório Térmico		
Volume	150 [litros]	150 [litros]
Comprimento do cilindro interno, L_{st}	60 [cm]	60 [cm]
Diâmetro interno, $d_{i,st}$	56,4 [cm]	56,4 [cm]
Diâmetro externo, $d_{e,st}$	68,4 [cm]	68,4 [cm]
Material do isolante	Poliuretano	Poliuretano
Espessura do isolante, $\delta_{iso,st}$	6 [cm]	6 [cm]

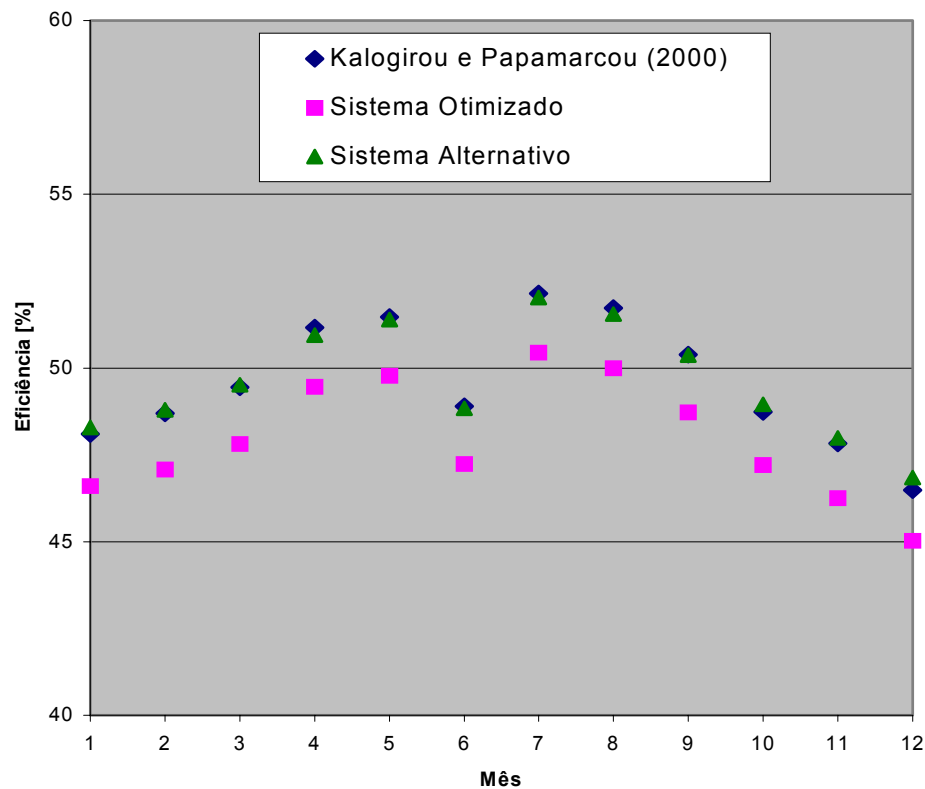


Figura 6.18: Eficiência dos sistemas ao longo do ano em Itajubá.

O sistema alternativo tem eficiência praticamente igual àquela do sistema original de Kalogirou e Papamarcou (2000). Este comportamento é devido aos valores muito próximos da condutância térmica das placas de alumínio e cobre ($0,0979$ e $0,0998 \text{ WK}^{-1}$, respectivamente) — Nahar (2002). Apesar da condutividade térmica do alumínio ($k=205 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) ser menor que a do cobre ($k=385 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$), a placa de alumínio é mais espessa do que a placa de cobre ($0,4775 \text{ mm}$ e $0,2591 \text{ mm}$, respectivamente), levando a condutâncias térmicas muito próximas.

A Figura 6.20 mostra a temperatura média da água no reservatório ao final do dia para cada mês do ano. Durante os meses de inverno ocorrem maiores perdas de calor para o ar ambiente mais frio. Consta-se ainda que os três sistemas analisados permitem, para cada mês, praticamente a mesma elevação da temperatura da água (a diferença é de apenas $0,5^\circ\text{C}$). A temperatura da água ao final do dia está entre 41°C e 47°C ao longo de todo o ano, portanto apropriada para banho e uso na cozinha.

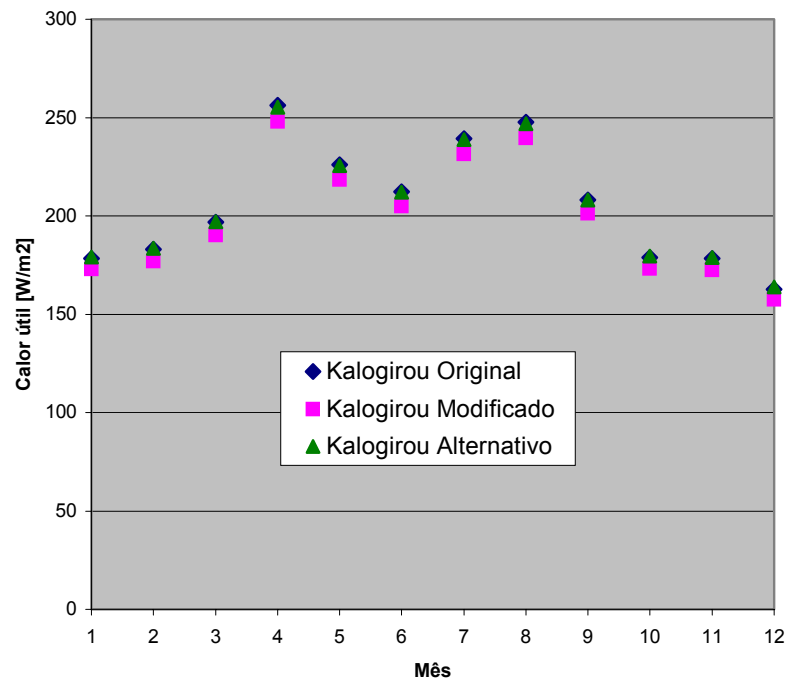


Figura 6.19: Calor útil obtido pelos sistemas ao longo do ano em Itajubá.

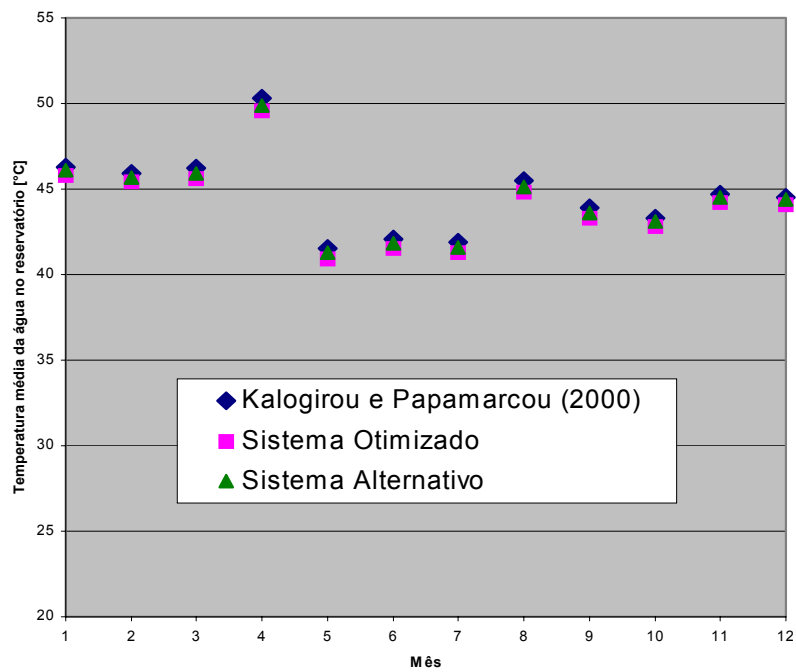


Figura 6.20: Temperatura média da água no reservatório ao final do dia.

7 ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

7.1 Discussão Preliminar

Um dos principais entraves à difusão da tecnologia de aquecimento solar entre as camadas sociais de renda mais baixa é o custo de aquisição dos equipamentos. Assim sendo, estuda-se aqui a possibilidade de aquisição, por diferentes camadas sociais brasileiras, de sistemas solares de aquecimento de água e o seu impacto sobre o consumo de energia elétrica. O tempo de retorno do investimento nestes sistemas foi determinado com base nos trabalhos de Böer (1978) e Nahar (2002).

Em 2001, a Caixa Econômica Federal (CEF) lançou um programa de financiamento, entre outros, de sistemas de aquecimento solar para uso doméstico. Por esta razão e pela maior penetração desta instituição bancária entre as camadas sociais de renda mais baixa, as linhas de crédito da CEF foram pesquisadas para esta análise. Verificou-se que a compra de um aquecedor solar pode ser financiada por meio dos seguintes programas de crédito:

- Carta de Crédito FGTS – Material de Construção;
- Carta de Crédito FGTS Individual;
- Imóvel na Planta e/ou em Construção FGTS;
- Carta de Crédito Caixa – SFI;
- Construcard;

Dentre estes, a linha de crédito Construcard permite condições mais flexíveis e operacionalização mais simples do empréstimo. As condições de financiamento são:

- Prazo de amortização: de 01 a 34 meses.

- Taxa nominal de juros: 1,65% ao mês.
- Plano de reajuste do encargo mensal: recálculo mensal com base no saldo devedor atualizado pela taxa referencial (TR).
- Taxa de abertura de crédito (TAC): 1,5% do valor contratado, pago à vista na data de contratação do empréstimo.
- Tarifa de pesquisa cadastral: cobrada de acordo com a Tabela de Tarifas vigente na CEF.
- Encargos mensais na fase de utilização do crédito:
 - TR e juros diários apurados sobre o valor utilizado;
 - Taxa operacional mensal de R\$ 25,00.
- Encargos mensais na fase de amortização:
 - Prestação de amortização e juros calculada pela Tabela PRICE, com base no saldo devedor atualizado pela TR (~ 0,4 %);
- Taxa operacional mensal de R\$ 25,00.

Nesta análise custo-benefício de sistemas solares de aquecimento de água, será considerada a aquisição do equipamento por meio da linha de crédito Construcard. Porém, esta análise pressupõe o conhecimento do consumo médio de energia elétrica para aquecimento de água nos domicílios típicos das várias classes sociais brasileiras. Para tal, seria necessário saber da disseminação do chuveiro elétrico entre as camadas de renda mais baixa e o consumo médio de energia elétrica por domicílio, por classe social. Todavia, estas informações específicas inexistem tanto nas pesquisas do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) como nos dados da Eletrobrás. Dispõe-se, sim, de algumas informações que ajudam a esclarecer um pouco mais esta questão.

A Tabela 7.1 mostra a distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de consumo de energia elétrica e a Tabela 7.2 mostra a distribuição dos domicílios por

faixa de renda. Embora o maior número de domicílios se encontre nas faixas de menor consumo, não se pode afirmar que se trata necessariamente de domicílios de baixa renda. A este respeito, recentemente o Tribunal de Contas da União (TCU) constatou que os descontos nas tarifas de energia elétrica instituídos por lei não estão beneficiando a população de baixa renda. De acordo com a lei e as resoluções da ANEEL, os consumidores residenciais de baixa renda estão isentos de pagar o valor da contratação da capacidade de geração de energia. A caracterização do consumidor de baixa renda é feita pelo consumo domiciliar de energia e o tipo de ligação elétrica. Entretanto, dados extraídos da Pesquisa de Padrões de Vida (PPV), realizada pelo IBGE em 1996 e 1997, mostraram que não existe uma correlação entre renda per capita e consumo domiciliar de energia. Mais ainda, a concessão de benefício a domicílios com consumo de energia inferior a 80 kWh mensais cuja ligação seja monofásica ou bifásica não exclui residências de média e alta renda como “flats” e pequenos apartamentos.

Se é correto afirmar que nem todo domicílio de baixo consumo de energia elétrica tem baixa renda, por outro lado talvez seja correto afirmar também que os domicílios de renda média ou alta geralmente apresentam consumos elevados de energia elétrica.

Tabela 7.1: Distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de consumo de energia elétrica (www.ilumina.org.br).

Distribuição do consumo [kWh]	% do total de domicílios	Consumo médio mensal [kWh]	Número de domicílios no ano de 2000
[0 : 100]	39	60	18.437.000
[101 : 200]	32	130	15.317.000
[201 : 500]	25	240	11.818.000
> 500	4	650	1.701.000
Total			47.273.000

Tabela 7.2: Distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de renda (IBGE, 1999).

Faixa de renda (Salário mínimo)	Número de domicílios	Porcentagem do total	Renda média R\$
Até 1	6.747.149	17	110
Mais de 1 a 2	7.650.693	17	214
Mais de 2 a 3	6.737.027	15	343
Mais de 3 a 5	8.183.796	18	534
Mais de 5 a 10	8.632.402	19	954
Mais de 10 a 20	4.790.722	10	1.887
Mais de 20	2.754.437	6	5.075
Total	44.696.226		

Nas regiões Sul e Sudeste do Brasil, a disponibilidade de água quente, sobretudo nos meses de inverno, é mais que um fator de conforto, é uma condição necessária à saúde humana. Assim sendo, é de se esperar que os gastos com aquecimento elétrico de água pese no orçamento das famílias de renda média e, principalmente, baixa. Conforme discutido anteriormente, o programa Eletrobrás Solar (PUC–UFMG / Eletrobrás) visava a instalação e monitoramento de cem aquecedores solares em residências selecionadas no bairro popular de Sapucaias, em Contagem, MG. Após quatorze meses de acompanhamento da evolução do consumo mensal de energia, dos quais dois meses precederam à instalação dos aquecedores solares, verificou-se que houve uma redução média de 30% no consumo, com uma conseqüente redução de 40% na tarifa residencial de eletricidade. Pode-se então afirmar que a utilização de aquecimento solar nestes casos foi mais eficaz em beneficiar as famílias de baixa renda do que o benefício instituído por lei discutido acima.

Segundo a Associação Brasileira de Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado (ABRAVA), existiam até recentemente cerca de 250.000 coletores solares residenciais instalados no Brasil, o que corresponde a somente cerca de 0,6 % dos 47 milhões de domicílios brasileiros. Dada a abundância de energia solar no Brasil, o potencial para utilização de aquecedores solares no País é enorme.

Neste capítulo, é estudada sistematicamente a economia de energia elétrica possível de ser obtida pela utilização residencial de sistemas solares de aquecimento de água para várias capacidades requeridas do sistema (volumes de água quente). Obviamente, a capacidade requerida é função direta do número de pessoas no domicílio. Considera-se um sistema de aquecimento solar com circulação natural de água operando em Itajubá, MG (latitude 22,43° S; longitude 45,45° W; altitude 840 m; coletores inclinados 33° em relação à horizontal e voltados para o Norte). Determina-se então se a economia mensal em dinheiro permitida pelo sistema viabiliza o seu financiamento pela linha de crédito Construcard (CEF) mesmo para as camadas sociais de renda mais baixa. Neste ponto, a análise faz uso de dados do IBGE relativos ao número de domicílios brasileiros por faixa de renda (Tabela 7.2).

7.2 Tempo de Retorno do Investimento em Sistemas Solares de Aquecimento de Água

Uma vez que o aquecimento doméstico de água no Brasil se dá pela utilização do chuveiro elétrico na esmagadora maioria dos casos, o tempo de retorno do investimento foi calculado considerando-se somente a energia elétrica como a fonte de energia substituída.

Seja ΔT_i a elevação diária da temperatura da água pelo sistema solar típica de um determinado mês “i” do ano para a localidade em questão. A energia transferida para a água é então:

$$q_i = mc_p \Delta T_i \quad (7.1)$$

A energia transferida para a água ao longo do mês é:

$$Q_i = q_i n_i \quad (7.2)$$

na qual n_i é o número de dias do mês analisado.

Se Ce_i (\$/kWh) for o custo da energia elétrica no mês “i”, a economia em dinheiro permitida pelo aquecedor solar é:

$$E_i = Q_i Ce_i = mc_p \Delta T_i n_i Ce_i \quad (7.3)$$

A economia anual é:

$$E = \sum_{i=1}^{12} E_i = \sum_{i=1}^{12} (mc_p \Delta T_i n_i Ce_i) = mc_p \sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i Ce_i) \quad (7.4)$$

Seja “ Ce_0 ” o custo da energia elétrica (\$/kWh) no instante inicial da análise e seja “ f ” a taxa de inflação anual no preço da energia. O custo da energia ao final do primeiro ano será então:

$$Ce_I = Ce_0 + f Ce_0 = Ce_0(1 + f) \quad (7.5)$$

Analogamente, o custo da energia elétrica ao final do segundo ano, admitindo-se constante a taxa de inflação “ f ”, será:

$$Ce_{II} = Ce_I + f Ce_I = Ce_I(1 + f) = Ce_0(1 + f)(1 + f) = Ce_0(1 + f)^2 \quad (7.6)$$

Ao fim do N-ésimo ano, o custo da energia elétrica será:

$$Ce_N = Ce_0(1 + f)^N \quad (7.7)$$

A presente análise pode então ser simplificada se, em vez de se considerar variações mensais no custo da energia elétrica, for considerada a variação anual. Isto é, Ce_0, Ce_I, \dots, Ce_N serão considerados constantes ao longo do ano a que se referem. A economia anual de energia ao longo do primeiro ano torna-se então:

$$E_I = mc_p Ce_0 \sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) \quad (7.8)$$

A economia anual de energia elétrica durante o segundo ano somente (não é economia acumulada) é dada por:

$$E_{II} = mc_p Ce_I \sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) = mc_p Ce_0 \left[\sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) \right] (1+f) = E_I (1+f) \quad (7.9)$$

Durante o terceiro ano somente, a economia de energia é:

$$E_{III} = mc_p Ce_{II} \sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) = mc_p Ce_0 \left[\sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) \right] (1+f)^2 = E_I (1+f)^2 \quad (7.10)$$

Analogamente, durante o N-ésimo ano, a economia de energia é:

$$E_N = E_I (1+f)^{N-1} \quad (7.11)$$

A fim de se obter a economia em dinheiro durante todo o período analisado (soma da economia de todos os anos), deve-se fazer a equivalência da economia feita durante cada ano, E_i , a uma mesma data e depois somá-las. Tomando o instante inicial da análise (data 0) como esta data de referência e admitindo uma taxa anual de juros constante (também chamada de taxa de desconto) “j” sobre o capital investido, a economia em dinheiro do primeiro ano na data 0 será:

$$E_{I0} = \frac{E_I}{(1+j)} \quad (7.12)$$

A economia do segundo ano na data 0 será:

$$E_{II0} = \frac{E_{II}}{(1+j)^2} = \frac{E_I (1+f)}{(1+j)^2} \quad (7.13)$$

Analogamente, para o N-ésimo ano tem-se:

$$E_{N0} = \frac{E_N}{(1+j)^N} = \frac{E_I(1+f)^{N-1}}{(1+j)^N} \quad (7.14)$$

A economia em dinheiro acumulada ao longo de N anos é então:

$$E_{N,acum} = E_{I0} + E_{I1} + \dots + E_{N0} \quad (7.15)$$

$$E_{N,acum} = \frac{E_I}{(1+j)} + \frac{E_I(1+f)^1}{(1+j)^2} + \dots + \frac{E_I(1+f)^{N-1}}{(1+j)^N} \quad (7.16)$$

Da equação acima, vê-se que $E_{N,acum}$ é a soma de N termos de uma progressão geométrica que possui o primeiro termo igual a $\frac{E_I}{(1+f)}$ e razão igual a $\left(\frac{1+f}{1+j}\right)$.

A soma dos N primeiros termos de uma progressão geométrica que possui primeiro termo “ a_1 ” e razão “ r ” é dada por:

$$S = \frac{a_1(r^N - 1)}{r - 1}, \quad \text{se } r \neq 1 \quad (7.17)$$

$$S = N a_1, \quad \text{se } r = 1 \quad (7.18)$$

Assim, tem-se para $f = 0$ e $j = 0$:

$$E_{N,acum} = N E_I \quad (7.19)$$

Para $f \neq 0$ e/ou $j \neq 0$:

$$E_{N,acum} = \frac{E_I}{(1+j)} \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N - 1 \right] \quad (7.20)$$

Admitindo que o sistema solar tem um custo anual de manutenção correspondente a uma porcentagem “p” do custo “C” do equipamento, e que essa manutenção está sujeita a uma taxa de inflação “i” ao ano, ao final do primeiro ano o custo dessa manutenção será:

$$C_I = pC(1+i) \quad (7.21)$$

Ao final do segundo ano, ter-se-á:

$$C_{II} = C_I(1+i) = pC(1+i)^2 \quad (7.22)$$

Analogamente, ao final do N-ésimo ano, ter-se-á:

$$C_N = pC(1+i)^N \quad (7.23)$$

Os custos anuais de manutenção (C_I, C_{II}, \dots, C_N) serão transportados para a data 0, considerando que essa manutenção será custeada por um capital a uma taxa de juros j' ao ano. Analogamente ao procedimento para equivalência de $E_{N,acum}$ na data 0, obtém-se:

Para $i = 0$ e $j' = 0$:

$$M_{N,acum} = NpC \quad (7.24)$$

Para $i \neq 0$ e/ou $j' \neq 0$:

$$M_{N,acum} = \frac{\frac{pC(1+i)}{(1+j)} \left[\left(\frac{1+i}{1+j'} \right)^N - 1 \right]}{\left(\frac{1+i}{1+j'} \right) - 1} \quad (7.25)$$

Se “C” for o custo de aquisição de um sistema de aquecimento de água, o tempo de retorno do investimento, considerando os custos de manutenção, é dado pela condição:

$$E_{N,acum} = C + M_{N,acum} \quad (7.26)$$

Isto é, a economia acumulada pela substituição da energia elétrica pelo aquecedor solar é igual à soma do custo total do sistema e do custo de manutenção.

Para $f = i = j = j' = 0$:

$$NE_I = C + NpC \quad (7.27)$$

$$N = \frac{C}{E_I - pC} \quad (7.28)$$

Para $f \neq 0$ e/ou $j \neq 0$ e $i \neq 0$ e/ou $j' \neq 0$:

$$\frac{\frac{E_I}{(1+j)} \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N - 1 \right]}{\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1} = C + \frac{\frac{pC(1+i)}{(1+j')} \left[\left(\frac{1+i}{1+j'} \right)^N - 1 \right]}{\left(\frac{1+i}{1+j'} \right) - 1} \quad (7.29)$$

Se $j' = j$ e $i = f$, a equação acima simplifica-se para:

$$\frac{E_I}{(1+j)} \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N - 1 \right] = C \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right] + \frac{pC(1+f)}{(1+j)} \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N - 1 \right] \quad (7.30)$$

$$\left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N - 1 \right] \left[\frac{E_I}{(1+j)} - \frac{pC(1+f)}{(1+j)} \right] = C \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right] \quad (7.31)$$

$$\left(\frac{1+f}{1+j} \right)^N = \frac{C \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right]}{\frac{E_I - pC(1+f)}{(1+j)}} + 1 \quad (7.32)$$

Aplicando-se o logaritmo na base $\left(\frac{1+f}{1+j} \right)$ a ambos os lados da equação,

vem:

$$N = \log_{\left(\frac{1+f}{1+j} \right)} \left\{ \frac{C \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right]}{\frac{E_I - pC(1+f)}{(1+j)}} + 1 \right\} \quad (7.33)$$

Fazendo uso da seguinte relação para mudança de base de logaritmos:

$$\log_a y = \frac{\log_b y}{\log_b a} \quad (7.34)$$

pode-se mudar a base do logaritmo da equação acima de $\left(\frac{1+f}{1+j} \right)$ para a base 10.

Obtém-se:

$$N = \frac{\log \left\{ \frac{C \left[\left(\frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right]}{\frac{E_I - pC(1+f)}{(1+j)}} + 1 \right\}}{\log \left(\frac{1+f}{1+j} \right)} \quad (7.35)$$

A modelagem acima permite então calcular o número de anos N para retorno do investimento no sistema solar de aquecimento de água. A fim de utilizar unidades práticas do mercado de energia, faz-se:

$$E_I = mc_p \frac{Ce_0}{3600} \sum_{i=1}^{12} (\Delta T_i n_i) \quad (7.36)$$

sendo Ce_0 [R\$/kWh] e E_I [R\$/ano].

Portanto, o retorno do investimento em um aquecedor solar é obtido pelo cálculo da economia de energia elétrica permitida pelo seu uso. Considerando o custo do capital, inflação e custo de manutenção, o tempo de retorno é obtido pela Equação (7.35). Caso não se levem em consideração o custo de capital ($j = 0$) e a inflação ($i = 0$), o tempo de retorno é obtido pela Equação (7.28).

7.3 Especificações Técnicas dos Sistemas Simulados

Considerando o uso da água para o banho, é desejável um sistema que seja capaz de aquecê-la em torno de 40°C. O volume de água necessário em uma residência é determinado em função do número de pessoas, tempo de banho e vazão de água. Admitindo uma vazão de 4,5 litros por minuto (medida em um pequeno experimento doméstico), um tempo de banho de 10 min e um único banho diário por pessoa, obtém-se a Tabela 7.3:

Tabela 7.3: Volume de água quente para banho em função do número de pessoas na residência e volume disponível do reservatório.

Número de pessoas	Volume de água calculado [litros]	Volume padronizado do reservatório [litros]
3	135	150
4	180	200
5	225	300
6	270	300
7	315	400
8	360	400
9	405	500
10	450	500

Os reservatórios térmicos disponíveis no mercado possuem volumes variando normalmente em incrementos de 100 litros. Também é possível encontrar reservatórios com volume de 150 litros, contanto seja mais raro. Assim sendo, fez-se a presente análise técnico-econômica para cinco sistemas cujas especificações são apresentadas na Tabela 7.4. Os custos dos componentes e da instalação foram obtidos em consulta à empresa Hot Aquecedores Solares, localizada em Itajubá, MG, tendo-se obtido os seguintes dados:

- Coletor: R\$ 226,70/m²;
- Reservatório de 100 litros: R\$ 5,52/litro;
- Reservatório de 200 litros: R\$ 3,90/litro;
- Reservatório com volume igual ou maior que 300 litros: R\$ 3,26/litro;
- Válvula anti-congelamento: R\$ 150,00;
- Instalação: 12% do custo dos coletores e reservatório;
- Vida útil do equipamento: 15 anos, confirmada em Nahar (2002).

Foi simulada a operação dos sistemas sujeitos às condições climáticas de Itajubá, MG (latitude: 22,43° S; longitude: 45,45° O), com coletores inclinados 33° em relação à horizontal e voltados para o Norte. A elevação da temperatura da água que o aquecedor solar é capaz de fornecer em cada mês é mostrada na Tabela 7.5. Esta elevação de temperatura depende das especificações técnicas de cada equipamento (dimensões, materiais e configuração do sistema) e também das condições climáticas do local (intensidade de radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento). Para a sua determinação, foram utilizados o programa computacional discutido anteriormente e os dados climáticos coletados pelo INPE. Uma vez que os dados de entrada nesse programa são as dimensões do sistema, propriedades dos materiais e dados climáticos do local, a simulação não fica subordinada à informação fornecida pelo fabricante sobre a eficiência média do coletor, que é determinada em condições específicas e pré-estabelecidas. Cabe

ênfatar aqui que esta eficiência média serve apenas como método de comparação de coletores testados todos às mesmas condições.

Com relação aos dados financeiros, lembra-se que a taxa de juros da linha de crédito Construcard (CEF) é de 1,65 % ao mês; admitindo ainda uma taxa referencial média de 0,4 % ao mês, tem-se uma taxa efetiva de juros de 25,57 % ao ano. A inflação no custo da energia elétrica foi tomada igual a 7 % ao ano, conforme previsões em noticiários.

7.4 Análise dos Resultados

O tempo de retorno do investimento para cada sistema simulado é mostrado na Tabela 7.5. A simulação feita também permitiu traçar os seguintes gráficos mostrados na Figura 7.1 e na Figura 7.2. Pode-se observar que:

- Ao longo de todo ano, os sistemas simulados são capazes de fornecer água quente à temperatura adequada para banho.
- Considerando-se as condições da linha de crédito Construcard (CEF) e sistemas solares com capacidades superiores a 250 litros, a economia média mensal em energia elétrica permite pagar a prestação de financiamento do sistema.
- Quanto maior a capacidade do sistema, maior é o valor da razão entre a economia média mensal e a prestação do financiamento do sistema.
- Quanto maior a capacidade do sistema, menor é o tempo de retorno do investimento para sistemas de até 300 litros. A partir deste valor, o tempo de retorno permanece aproximadamente constante, com uma leve tendência de aumento para volumes maiores.
- Uma vez que o tempo de retorno do investimento é muito menor do que a vida útil esperada do sistema, podem-se esperar vários anos de efetivo “lucro” para proprietários de aquecedores solares.

Deve-se ter em mente que o número de pessoas tende a ser maior em famílias com menor renda. Assim, para atender a essas famílias seriam necessários sistemas

com capacidade maior, que custam mais caro. Tomando-se por base o sistema de 300 litros, que atende a uma família de até seis pessoas, a prestação mensal é de R\$134,58, o que corresponde a 52% do salário mínimo. Referindo-se à Tabela 7.2 e lembrando que a prestação mensal não deve exceder 30% da renda do candidato a empréstimo (CEF), pode-se afirmar que cerca de 49% dos domicílios brasileiros (as três primeiras faixas de renda) não poderiam pagar a prestação de financiamento mesmo deste sistema relativamente mais barato. E, de um ponto de vista mais realista, poder-se-ia afirmar que mesmo a quarta faixa de renda estaria excluída, pois a prestação de R\$134,58 corresponde a 25% da renda domiciliar média e o sistema de aquecimento solar não seria prioritário. Assim, aproximadamente 67% dos domicílios brasileiros não têm poder aquisitivo suficiente para a compra de um sistema solar de aquecimento de água. Conclui-se então que há necessidade de outros incentivos governamentais para atender a estas camadas sociais. Os benefícios estariam não somente no aumento do padrão de vida destas pessoas, mas também no reflexo imediato e futuro sobre o consumo de energia elétrica no País.

7.5 Considerações Finais

Considerando-se que a disponibilidade de água quente nas regiões Sul e Sudeste do País é um fator essencial para o bem-estar pessoal, principalmente nos meses de inverno, a utilização de aquecedores solares pelas camadas sociais de baixa renda torna-se crucial a fim de reduzir a demanda futura de energia elétrica. Caso contrário, o suprimento desta demanda será ainda mais difícil à medida que estas famílias migrarem para faixas de renda mais altas.

O baixo custo dos chuveiros elétricos permite a sua difusão mesmo entre as camadas sociais de renda mais baixa. Por outro lado, o custo de aquisição substancialmente maior de um aquecedor solar implica na necessidade de linhas de crédito e campanhas de conscientização energética voltadas especificamente para estas camadas da população. Caso contrário, não se pode esperar que uma família deixe de comprar uma geladeira (ou mesmo um televisor) para comprar um sistema de aquecimento solar.

A economia de energia elétrica depende da elevação da temperatura da água que o aquecedor solar é capaz de fornecer em cada mês. Em todos os casos simulados, esta elevação de temperatura foi compatível com a utilização da água para banho ao longo do ano todo. A economia mensal de energia elétrica obtida permite o pagamento das prestações de financiamento para sistemas com capacidades a partir de 250 litros. Porém, cerca de 67% dos domicílios brasileiros não teriam acesso ao crédito para financiamento destes sistemas. Há, por conseguinte, a necessidade de outros incentivos governamentais para atender a estas camadas sociais.

Tabela 7.4: Especificações dos sistemas utilizados para análise técnico-econômica.

Parâmetro	Sistema I	Sistema II	Sistema III	Sistema IV	Sistema V
Nº de pessoas	3	4	6	8	10
Reservatório	150 litros	200 litros	300 litros	400 litros	500 litros
Material do reservatório	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável
Nº de coletores	2	3	4	6	7
Área total dos coletores	2,76 m ²	4,14 m ²	5,52 m ²	8,28 m ²	9,66 m ²
Material da placa absorvedora	Alumínio	Alumínio	Alumínio	Alumínio	Alumínio
Material dos tubos	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre
Isolante	Poliuretano	Poliuretano	Poliuretano	Poliuretano	Poliuretano
Custo unitário do coletor	R\$ 312,69	R\$ 312,69	R\$ 312,69	R\$ 312,69	R\$ 312,69
Custo total dos coletores	R\$ 625,38	R\$ 938,07	R\$ 1250,76	R\$ 1876,14	R\$ 2188,83
Custo do reservatório	R\$ 706,50	R\$ 780,00	R\$ 978,00	R\$ 1304,00	R\$ 1630,00
Custo da válvula anti-congelamento	R\$ 150,00	R\$ 150,00	R\$ 150,00	R\$ 150,00	R\$ 150,00
Custo da instalação	R\$ 177,83	R\$ 224,17	R\$ 285,45	R\$ 399,62	R\$ 476,26
Custo total	R\$ 1659,71	R\$ 2092,24	R\$ 2664,21	R\$ 3729,76	R\$ 4445,09
Vida útil estimada	15 anos	15 anos	15 anos	15 anos	15 anos

Tabela 7.5: Desempenho térmico e tempo de retorno dos sistemas simulados.

	Sistema I				Sistema II				Sistema III				Sistema IV				Sistema V			
	T _i [°C]	T _f [°C]	ΔT [°C]	E _i [R\$]	T _i [°C]	T _f [°C]	ΔT [°C]	E _i [R\$]	T _i [°C]	T _f [°C]	ΔT [°C]	E _i [R\$]	T _i [°C]	T _f [°C]	ΔT [°C]	E _i [R\$]	T _i [°C]	T _f [°C]	ΔT [°C]	E _i [R\$]
Jan	18,1	44,7	26,6	65,17	18,1	46,1	28,0	91,46	18,1	44,3	26,2	128,38	18,1	45,0	26,9	175,74	18,1	43,6	25,5	208,24
Fev	17,6	46,0	28,4	62,84	17,6	47,6	30,0	88,51	17,6	45,6	28,0	123,92	17,6	46,4	28,8	169,95	17,6	45,0	27,4	202,11
Mar	16,5	45,7	29,2	71,54	16,5	47,4	30,9	100,94	16,5	45,3	28,8	141,12	16,5	46,2	29,7	194,03	16,5	44,6	28,1	229,48
Abr	14,7	49,1	34,4	81,56	14,7	51,3	36,6	115,70	14,7	48,8	34,1	161,69	14,7	50,1	35,4	223,81	14,7	48,3	33,6	265,54
Mai	11,7	41,5	29,8	73,01	11,7	43,4	31,7	103,55	11,7	41,0	29,3	143,57	11,7	42,1	30,4	198,61	11,7	40,4	28,7	234,38
Jun	9,3	38,7	29,4	69,70	9,3	40,5	31,2	98,63	9,3	38,1	28,8	136,56	9,3	39,2	29,9	189,04	9,3	37,4	28,1	222,07
Jul	10,1	40,4	30,3	74,23	10,1	42,3	32,2	105,18	10,1	39,8	29,7	145,53	10,1	40,9	30,8	201,22	10,1	39,1	29,0	236,83
Ago	11,1	43,4	32,3	79,13	11,1	45,4	34,3	112,04	11,1	42,9	31,8	155,81	11,1	44,1	33,0	215,59	11,1	42,3	31,2	254,79
Set	12,8	43,2	30,4	72,08	12,8	45,0	32,2	101,79	12,8	42,7	29,9	141,78	12,8	43,7	30,9	195,36	12,8	42,0	29,2	230,77
Out	15,1	46,0	30,9	75,70	15,1	47,9	32,8	107,14	15,1	45,6	30,5	149,45	15,1	46,6	31,5	205,79	15,1	45,0	29,9	244,18
Nov	16,8	44,7	27,9	66,15	16,8	46,3	29,5	93,25	16,8	44,3	27,5	130,40	16,8	45,1	28,3	178,92	16,8	43,7	26,9	212,59
Dez	18,2	44,9	26,7	65,41	18,2	46,4	28,2	92,12	18,2	44,5	26,3	128,87	18,2	45,2	27,0	176,39	18,2	43,8	25,6	209,06
Média	14,3	44,0	29,7	71,38	14,3	45,8	31,5	100,86	14,3	43,6	29,2	140,59	14,3	44,6	30,2	193,71	14,3	42,9	28,6	229,17
Economia anual	R\$ 856,52				R\$ 1.210,32				R\$ 1.687,06				R\$ 2.324,46				R\$ 2.750,02			
Economia anual	1.890,78 kWh				2.671,79 kWh				3.724,20 kWh				5.131,26 kWh				6.070,68 kWh			
Custo total	R\$ 1.659,71				R\$ 2.092,25				R\$ 2.664,22				R\$ 3.729,77				R\$ 4.445,11			
Juros	27,57 % a.a.				27,57 % a.a.				27,57 % a.a.				27,57 % a.a.				27,57 % a.a.			
Inflação	7,0 % a.a.				7,0 % a.a.				7,0 % a.a.				7,0 % a.a.				7,0 % a.a.			
Manutenção	R\$ 49,79 a.a.				R\$ 62,77 a.a.				R\$ 79,93 a.a.				R\$ 111,89 a.a.				R\$ 133,35 a.a.			
Manutenção da conta	R\$ 25,00 a.m.				R\$ 25,00 a.m.				R\$ 25,00 a.m.				R\$ 25,00 a.m.				R\$ 25,00 a.m.			
Amortização	34 meses				34 meses				34 meses				34 meses				34 meses			
Prestação	R\$ 93,27 a.m.				R\$ 111,06 a.m.				R\$ 134,58 a.m.				R\$ 178,41 a.m.				R\$ 207,83 a.m.			
Tempo de retorno	3,15 anos (38 meses)				2,69 anos (32 meses)				2,38 anos (29 meses)				2,43 anos (29 meses)				2,46 anos (29 meses)			

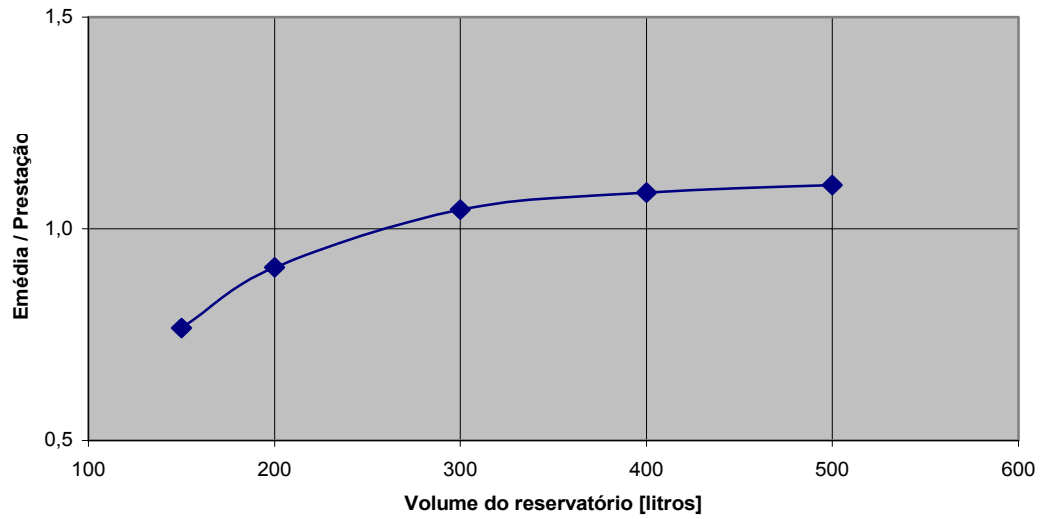


Figura 7.1: Razão Economia média mensal / Prestação em função da capacidade do sistema.

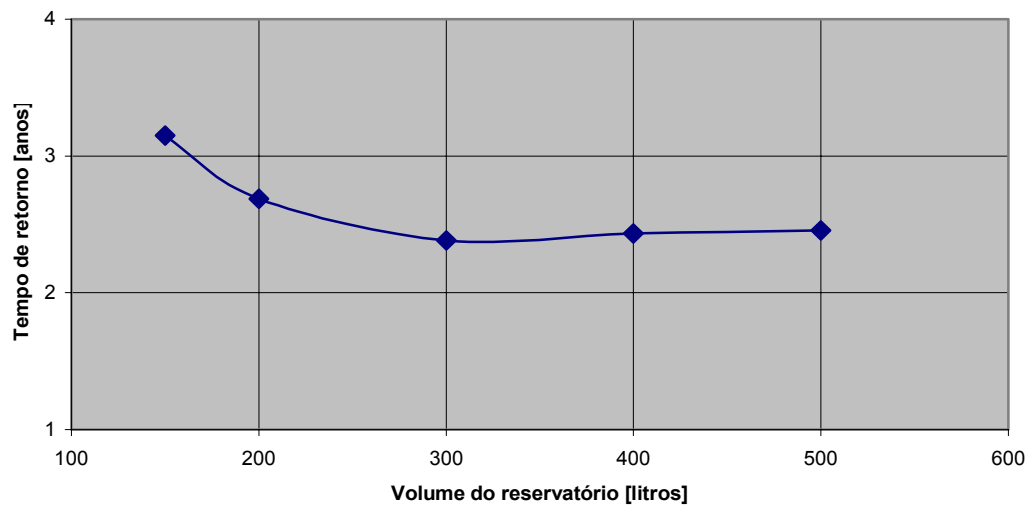


Figura 7.2: Tempo de retorno do investimento em função da capacidade do sistema.

8 CONCLUSÕES

O presente trabalho representa o passo inicial para o estabelecimento no Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá (IEM-UNIFEI) de uma linha de pesquisa em tratamento de dados climáticos e sua utilização em projetos de engenharia. Dados de radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento foram coletados ao longo de seis anos (07/04/1998 a 06/04/2004). Apesar de não ter rigor estatístico, pois o banco de dados de Itajubá é muito pequeno, foi possível traçar um perfil preliminar do clima desta cidade. Mas à medida que for crescendo o banco de dados, a confiabilidade também aumentará.

Os dados climáticos tratados foram então utilizados para a simulação da operação de sistemas solares de aquecimento de água por circulação natural, ao longo de todos os meses do ano em Itajubá. Para isso, desenvolveu-se um programa computacional para a simulação do sistema completo de aquecimento solar (coletor solar, reservatório térmico e tubos de conexão). O programa também permitiu realizar o estudo paramétrico de um sistema de modo a fazer sugestões de otimização do projeto. No modelo desenvolvido não foram consideradas a demanda de água quente ao longo do dia, a presença de um aquecimento auxiliar e a estratificação da água no reservatório. Estas considerações ficam como propostas para trabalhos futuros.

Também fez-se a análise técnico-econômica de sistemas solares de aquecimento de água, a fim de se determinar a economia média mensal de energia elétrica e o tempo de retorno do investimento. Conclui-se que a economia de energia elétrica depende da elevação da temperatura da água que o aquecedor solar é capaz de fornecer em cada mês. Em todos os casos simulados, esta elevação de temperatura foi compatível com a utilização da água para banho ao longo do ano todo. A economia mensal de energia elétrica obtida permite o pagamento das prestações de financiamento para sistemas com capacidades a partir de 250 litros. Porém, cerca de 67% dos domicílios brasileiros não teriam acesso ao crédito para financiamento destes sistemas. Há, por conseguinte, a necessidade de outros incentivos governamentais para atender estas camadas sociais.

9 BIBLIOGRAFIA

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acesso em 2003.

AGUIAR, R.J., COLLARES-PEREIRA, M., CONDE, J.P. Simple Procedure for Generating Sequences of Daily Radiation Values Using a Library of Markov Transition Matrices. *Solar Energy, USA*, v. 40, n. 3, p. 269-279, 1988.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AIR-CONDITIONING ENGINEERS, Inc., 1993. ASHRAE Handbook – Fundamentals Volume, SI Edition.

ANGSTRÖM, A. On Computation of Global Radiation from Records Sunshine. *Arkiv. Geophysik*, v.3, n.23, p.551, 1956.

BAKER, L. H. Film Heat-Transfer Coefficients in Solar Collector Tubes at Low Reynolds Numbers. *Solar Energy*, v.11, n.2, p.78-85, 1967.

BARTOLLI, B.; COLUZZI, B.; CUOMO, V.; FRANCESCA, M.; SERIO, C. Autocorrelation of daily global solar radiation. *II Nuovo Cimento*, v.40, Marzo Aprile, 1983.

BÖER, K. W. Payback of Solar Systems. *Solar Energy*, v.20, p.225-232, 1978.

BOILEAU, E. Use of some Simple Statistical Models in Solar Meteorology. *Solar Energy, Great Britain*, v. 30, n. 4, p. 333-339, 1983.

BORGES, T.; PEREIRA, J. T. V. SOLPET – Pré-Aquecedor solar de água de material reciclado e pequeno investimento para uso em casas populares. Disponível em: <<http://www.sociedadedosol.org.br>>. Acesso em 2001.

BRAUN, J. E.; MITTCHELL, J. C. Solar Geometry for Fixed and Tracking Surfaces. *Solar Energy*, v. 12, n.3, p.439, 1983.

BRINKWORTH, B. J. Autocorrelation and stochastic modelling of insolation sequences. *Solar Energy*, v.19, p.343, 1979.

CEST. Curso a distância em Energia Solar Aplicada – Instalações Solares de Pequeno Porte. 5.ed. Grupo de Estudos em Energia – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2003.

CLOSE, D. J. The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation. *Solar Energy*, v.6, p.33 -40, 1962.

COLLARES-PEREIRA, M.; RABL. A. The Average Distribution of Solar Radiation – Correlations between Diffuse and Hemispherical and between Daily and Hourly Insolation. *Solar Energy*, v.22, p.155, 1979.

COLLE, S.; PEREIRA, E. B. Atlas de Irradiação Solar do Brasil. INMET / LABSOLAR – EMC, UFSC, 1998.

CRESESB – CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA SÉRGIO DE SALVO BRITO. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br>>. Acesso em 2003.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.. *Solar Energy Thermal Processes*. John Wiley & Sons, 1974.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.. *Solar Energy Thermal Processes*. 2.ed. John Wiley & Sons, 1991.

EXELL, R.H.B. A Mathematical Model for Solar Radiation in South-East Asia (Thailand), *Solar Energy*, Great Britain, v. 26, p. 161-168, 1981.

GOULART, S.V.G. Dados Climáticos para Avaliação de Desempenho Térmico de Edificações em Florianópolis. 111 p., Dissertação (Grau de Mestre em Engenharia), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, UFSC, Florianópolis/SC/Brasil, 1993.

GRAHAM, V. A.; HOLLANDS, K.; UNNY, T. Stochastic modeling of the daily solar radiation atmospheric transmittance, K_t . In Proc. Intersol 85, Canada, 1985.

GUERRIER, B.; BOILEAU, E.; BERNARD, C. Analyse statistique temporelle de l'insolation solaire globale quotidienne: Modelisation d'une variable reduite a l'aide de modeles stochastiques A.R.M.A. Rev. Phys. Appl., v.15, p.93, 1980.

GUPTA, C. L.; GARG, H. P. System Design in Solar Heaters with Natural Circulation. Solar Energy, v.12, p.163-182., 1968

HIRATA, M.H., ARAÚJO, M.R.O.P. Descrição Estatística do Regime dos Ventos 1-Slide.pps. Itajubá, 2001, disco rígido, Microsoft PowerPoint.

HOBSON, P. A., NORTON, B. (1989). A design Nomogram for direct thermosiphon solar-energy water heaters. Solar Energy, v.43, (n.2), p.85-95, 1989.

HOLLANDS, K. G. T.; UNNY, S. E.; RAITHBY, G. D.; KONICEK, L. Free Convective Heat Transfer across Inclined Air Layers. Journal of Heat Transfer, v.98, p.189, 1976.

HOTTEL, H. C.; WOERTZ, B. B. Trans. ASME, v.64, p.91, 1942.

HUANG, B. J.; HSIEH, C. T. A Simulation Method for Solar Thermosyphon Collector. Solar Energy, v.35, p.31-43, 1985.

HUTCHINSON, M. F. Interpolating mean rainfall using thin plate smoothing splines. International Journal of Geographical Information Systems, v.9, p.385-403, 1995.

HUTCHINSON, M. F. ANUSPLIM version 4.0. 1999. Programa Computacional. Disponível em: <<http://cres.anu.edu.au/software/anusplin.html>>

ILUMINA. Página da Internet utilizada para encontrar a distribuição dos domicílios brasileiros por faixa de consumo de energia elétrica. Disponível em: <<http://www.ilumina.org.br>>. Acesso em 2003.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA – IBGE. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br>>. Acesso em 2003.

INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS – INPE. Fonte de dados climáticos para as mais diversas localidades. Disponível em: <<http://www.inpe.br>>. Acesso em 2003.

JEFFREY, S. J.; CARTER, J. O.; MOODIE, K. B.; BESWICK, A. R. Using spatial interpolation to construct a comprehensive archive of Australian climate data. *Environmental Modelling & Software*, v.16, p.309-330.

KALOGIROU, S. A.; PAPAMARCOU, C. Modelling of a Thermosyphon Solar Water Heating System and Simple Model Validation. *Renewable Energy*, v.21, p.471-493, 2000.

KAZEMINEJAD, H. Numerical Analysis of Two-Dimensional Parallel Flow Flat-Plate Solar Collector. *Renewable Energy*, v.26, p.309-323; 2002.

KLEIN, S. A. Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients. *Solar Energy*, v.17, p.79, 1975.

KLEIN; S. A.; BECKMAN, W. A. A Generalized Design Method for Closed-Loop Solar Energy Systems. *Solar Energy*, v.22, p. 269, 1979.

KLEIN, S. A., BECKMAN, W. A., DUFFIE, J. A. A Design procedure for Solar Heating Systems. *Solar Energ*, v.18, p.113-127, 1976.

KRENZINGER, A. Modelo do Peixe – Seqüências Horárias de Radiação Solar. Proceeding of the V Encontro Nacional de Ciências Térmicas (V ENCIT), São Paulo, 1994.

KRENZINGER, A.; MACAGNAN, M. H. Estudo Comparativo de Diferentes Modelos de Geração de Séries de Radiação Solar. In. III Encontro Nacional de Ciências Térmicas. Águas de Lindóia, Proceeding of III ENCIT, 1988.

KRENZINGER, A.; RAUTER, R. M. Correlação entre a Distribuição de Radiação Solar Horária e a Radiação Solar Diária. Proceeding of MERCOFRIO 98, Porto Alegre, 1998.

KRENZINGER, A.; FARENZENA, D. S. Synthesizing Sequences of Hourly Ambient Temperature Data. . Proceeding of COBEM 2003, São Paulo, 2003.

LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDO DO SUL. Disponível em: <<http://www.solar.ufrgs.br>>. Acesso em 2003.

LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. Disponível em: <<http://www.labsolar.br>>. Acesso em 2003.

McADAMS, W. H. Heat Transmission. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

MORRISON, G. L. Reverse circulation in thermosyphon solar water heaters. Solar Energy, v.36, n.4, p.377-379, 1986

MORRISON, G. L., BRAUN, J. E. System modelling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters. Solar Energy, v.34, (n.4/5), p.389-405, 1985.

MORRISON, G. L., SAPSFORD, C. M. Long term performance of thermosyphon solar water heaters. Solar Energy, v.30, (n.4), p.341-350, 1983.

MORRISON, G. L., TRAN, H. N. Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters. Solar Energy, v.33, (n.6), p.515-526, 1984.

NAHAR, N. M. Capital Cost and Economic Viability of Thermosyphonic Solar Water Heaters Manufactured from Alternate Materials in India. Renewable Energy, v.26, p.623-635, 2002.

NAHAR, N. M. Year Round Performance and Potential of a Natural Circulation Type of Solar Water Heater in India. Energy and Buildings, v.35, p.239-247, 2003.

NARCISO FILHO, P. Estimativa da Radiação Solar a partir da Nebulosidade. Relatório Interno do SITERPA, n.4, 1993.

NORTON, B. Solar Water Heaters. In; (Eds.). Solar Energy thermal technology. London: Springer - Verlag, p. 161-189, 1991.

NUNES, G. S. *et al.*. Estudo da Distribuição da Radiação Solar Incidente sobre o Brasil. Revista Brasileira de Armazenamento, Viçosa, 1979.

OLIVA, G. A. Otimização da operação de sistema de aquecimento solar de água em edifício de polo habitacional, por programação dinâmica. Relatório Interno. Depto de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1990.

OLIVEIRA, W. Eficiência de Coletores Solares de Placas Planas. Dissertação de Mestrado – DME/IEM/UNIFEI. Itajubá/MG/Brasil, 1982.

OLIVER, D. R. The Effect of Natural Convection on Viscous Flow Heat Transfer in Horizontal Tubes. Chemical Engineering Science, 1962.

ONG, K. S. A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. Solar Energy, v.16, p.137-147, 1974.

ONG, K. S. An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater. Solar Energy, v.18, n.3, p.183-191, 1976.

OUZZANE, M.; GALANIS, N. Numerical Analysis of Mixed Convection in Inclined Tubes with External Longitudinal Fins. Solar Energy, v.71, p.199-211, 2001.

PEREZ, R.; SEALS, R.; ZELENKA, A. Comparing satellite remote sensing and ground network measurements for the production of site/time specific irradiance data. Solar Energy, v.60, n. 2, p. 89-96, 1997.

PINTO, C. P. Avaliação de ciclo de vida como instrumento de planejamento energético; metodologia e estudo de caso com pré-aquecedores solares. Anais do III Congresso Brasileiro de Planejamento Energético. São Paulo-SP, 1998.

PRICE, D. T.; McKENNEY, D.W.; NALDER, I. A. A comparison of two statistical methods for spatial interpolation of Canadian monthly for climate data. Agricultural and Forest Meteorology, v.101, p.81-94, 2000.

RADIASOL, versão 2.1. Laboratório de Energia Solar – Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE), Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), 2001. Programa computacional.

RANGARAJAN, S.; SWAMINATHAN, M. S.; MANI, A. Computation of Solar Radiation from Observations of Cloud Cover. *Solar Energy*, v.32, n.4, p.553-556, 1984.

REMUND, J.; SALVISBERG, E.; KUNZ, S. On the generation of hourly shortwave radiation data tiled surfaces. *Solar Energy*, v.62, n.5, p.331-334, 1998.

RINK, R. E. Optimal operation of solar heat storage with off-peak energy price incentive. *Optimal Control Applications & Methods*, v.15, p.251-266, 1994.

SHITZER, A.; KALMANOVIZ, D., ZVIRIN, Y.; GROSSMAN, G. Experiments with a Flat Plate Solar Water Heating System in Thermosyphonic Flow. *Solar Energy*, v.22, p.27-35, 1979.

SIEBERS, D. L.; VISKANTA, R. Comparison of Long-Term Flat-Plate Collector Performance Calculations Based on Averaged Meteorological Data. *Solar Energy*, v.19, p.163-169, 1977.

SIEGEL, R.; HOWELL, J. R. *Thermal Radiation Heat Transfer*. 3.ed. USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1992

SONG, Z. P., ZHANG, H. J. Prediction of system performance of solar water heaters for a specified locality. *Solar Energy*, v.28, n.5, p.433-441, 1982.

SOUZA, A. W. *Fundamentos da Teoria da Energia Solar e de Seu Uso*. 1.ed, 1994.

TABOR, H. A Note on the Thermosyphon Solar Hot Water Heater. *Bulletin, Cooperation Mediterranee pour L'Energie Solaire (COMPLES)*, v.33, n.17, 1969.

TIBA, C. et al. *Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de Dados Terrestres*. Recife: Ed. Universitária da UFPE, 2000. 111p.

TRIOLA, M. F. Introdução à Estatística. 3.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1999.

VERNICH, L.; ZUANNI, F. About the minimum number of years required to stabilize the solar irradiation statistical estimates. *Solar Energy*, v.57, n.6, p.445-447, 1996.

WAHBA, G.; WENDELBERGER, J. Some new mathematical methods for variational objective analysis using splines and cross validation. *Monthly Weather Review*, v.108, p.1122-1143, 1980.

WELTLY, J. R.; WICKS, C. E.; WILSON, R. E. Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 1976.

WHILLIER, A. Prediction of Performance of Solar Collectors. In *Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings*. ASHRAE1977, New York, 1977.

WHILLIER, A.; SALUJA, G. Effects of Materials and Constructions Details on the Thermal Performance of Solar Heaters. *Solar Energy*, v.9, n.1, p.21-26, 1965.

**APÊNDICE I – EXEMPLO DE LISTAGEM DE DADOS DA PCD
INPE–UNIFEI FORNECIDA PELO INPE**

DATE & TIME, Itajuba.Bateria, Itajuba.CorrPSol, Itajuba.DirVelVentoMax,
Itajuba.DirVento, Itajuba.Pluvio, Itajuba.Pluvio24H-12GMT, Itajuba.PressaoAtm,
Itajuba.RadSolAcum, Itajuba.RadSolGlob, Itajuba.RadSolInc, Itajuba.RadSolPAR,
Itajuba.RadSolRef, Itajuba.TempAr, Itajuba.TempMax, Itajuba.TempMin,
Itajuba.UmidInt, Itajuba.UmidRel, Itajuba.VelVento10m, Itajuba.VelVento2m,
Itajuba.VelVento3m, Itajuba.VelVento5m, Itajuba.VelVentoMax

04/07/1998 00:00:00, ,,,,,, ,,,,,, ,,,,,,
04/07/1998 03:00:00, ,,,,,, ,,,,,, ,,,,,,
04/07/1998 06:00:00, ,,,,,, ,,,,,, ,,,,,,
04/07/1998 09:00:00, ,,,,,, ,,,,,, ,,,,,,
04/07/1998 12:00:00, ,,,,,, ,,,,,, ,,,,,,
04/07/1998 15:00:00,12.4,1,0,220,0.00,, ,900,,26.5,,25,53,1.8,,
04/07/1998 18:00:00,12.4,1,330,280,0.00,, ,80,,25.5,,20,57,3.2,,6.2
04/07/1998 21:00:00,12.4,0,300,60,0.00,, ,0,,20.0,,15,74,2.0,,8.9
04/08/1998 00:00:00, ,,,0.00,, ,,,,,,18.5,, ,1.1,,
04/08/1998 03:00:00,,0,250,100,0.00,, ,300,,20.0,,5,32,9.0,,18.3
04/08/1998 06:00:00, ,,,240,0.00,, ,0,,16.0,,96,0.2,,
04/08/1998 09:00:00, ,,,300,0.00,, ,0,,16.0,,94,1.0,,
04/08/1998 12:00:00, ,,,50,0.00,, ,320,,21.0,,72,0.6,,
04/08/1998 15:00:00,12.6,1,210,170,0.00,, ,620,,26.5,29.5,15.5,15,60,1.3,,3.1
04/08/1998 18:00:00,12.5,1,270,340,0.00,, ,220,,25.5,29.5,15.5,15,59,0.6,,3.5
04/08/1998 21:00:00,12.5,0,270,300,0.00,, ,20,,21.5,29.5,15.5,10,85,0.8,,2.2
04/09/1998 00:00:00,12.4,0,300,170,0.00,, ,0,,17.0,26.5,15.5,10,94,0.3,,1.8
04/09/1998 03:00:00, ,,,0.00,, ,,,,,, ,,,,,,
04/09/1998 06:00:00, ,,,20,0.00,, ,0,,16.0,,90,1.0,,
04/09/1998 09:00:00, ,,,160,0.00,, ,0,,16.5,,90,0.6,,
04/09/1998 12:00:00, ,,,210,0.00,, ,200,,20.0,,82,1.2,,
04/09/1998 15:00:00,12.4,1,190,230,0.00,, ,220,,22.5,26.5,15.0,10,69,0.7,,3.2
04/09/1998 18:00:00,12.5,1,210,130,4.00,, ,240,,21.5,26.5,15.0,10,79,1.5,,5.6
04/09/1998 21:00:00,12.4,0,140,80,4.00,, ,20,,19.5,26.5,15.0,10,93,0.3,,3.3
04/10/1998 00:00:00, ,,,4.00,, ,,,,,, ,,,,,,
04/10/1998 03:00:00, ,,,100,4.00,, ,0,,18.5,,87,1.2,,
04/10/1998 06:00:00, ,,,330,4.00,, ,0,,17.5,,94,1.0,,
04/10/1998 09:00:00, ,,,180,4.00,, ,0,,17.0,,96,0.7,,
04/10/1998 12:00:00,12.5,1,340,240,4.00,, ,520,,23.5,24.0,16.5,10,70,0.9,,1.8
04/10/1998 15:00:00,12.5,1,310,300,4.00,, ,940,,28.5,24.0,16.5,10,53,1.8,,4.0
04/10/1998 18:00:00,12.6,1,180,150,4.00,, ,240,,25.5,24.0,16.5,10,64,1.8,,7.8
04/10/1998 21:00:00,12.5,0,170,140,4.00,, ,0,,24.5,24.0,16.5,10,65,3.5,,8.4
04/11/1998 00:00:00, ,,,4.00,, ,,,,,, ,,,,,,
04/11/1998 03:00:00, ,,,4.00,, ,,,,,, ,,,,,,
04/11/1998 06:00:00, ,,,160,4.00,, ,0,,16.0,,96,0.5,,
04/11/1998 09:00:00, ,,,90,4.00,, ,0,,14.0,,98,0.4,,
04/11/1998 12:00:00, ,,,200,4.00,, ,500,,23.0,,69,1.4,,

APÊNDICE II – DADOS CLIMÁTICOS PARA ITAJUBÁ

Microsoft Excel - 32512-DTR-RESUMO-DD-1998

Arquivo Editar Exibir Inserir Formatar Ferramentas Dados Janela Ajuda

Resumo Diário dos Dados Psicrométricos de Radiação

MÊS: Novembro
ANO: 1998

Dia	RadSoldia [MJ/m ² dia]
01	15,00
02	23,25
03	6,75
04	11,00
05	25,25
06	24,50
07	24,00
08	18,25
09	26,25
10	4,50
11	17,50
12	26,75

Abri | Maio | Junho | Julho | Agosto | Setembro

Microsoft Excel - 32512-DTT-RESUMO-DD-1998

Arquivo Editar Exibir Inserir Formatar Ferramentas Dados Janela Ajuda

Resumo Diário dos Dados Psicrométricos de Temperatura

MÊS: Novembro
ANO: 1998

Dia	Tbs_Medidas [-----]	Tbs_Média [°C]	Tbs_Máx [°C]	Tbs_Min [°C]	Tbs_Amplitude [°C]	UR_Média [%]
01	8	19,0	25,5	13,0	12,5	99
02	8	19,7	28,5	13,0	15,5	76
03	8	18,4	22,5	16,0	6,5	98
04	8	19,6	25,0	16,5	8,5	64
05	8	21,3	30,0	13,0	17,0	54
06	8	22,6	31,5	14,0	17,5	70
07	8	22,1	32,0	15,5	16,5	74
08	8	21,0	29,5	14,5	15,0	82
09	8	22,6	31,0	16,0	15,0	86
10	8	17,5	21,5	16,0	5,5	62
11	8	18,1	23,5	15,0	8,5	56
12	8	18,6	xxx	xxx	xxx	52

Setembro | Outubro | **Novembro** | Dezembro

APÊNDICE III – LISTAGEM DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE SISTEMAS SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

LISTAGEM DO PROGRAMA

Option Explicit
Private Sub cmdCalcular_Click()
'Definição de variáveis
Dim aw As Single
Dim ew As Single
Dim kw As Single
Dim lw As Single
Dim ec As Single
Dim trc As Single
Dim kextc As Single
Dim nc As Single
Dim lc As Single
Dim Lw_c As Single
Dim nt As Single
Dim de As Single
Dim di As Single
Dim w As Single
Dim lt As Single
Dim ki As Single
Dim lib As Single
Dim ta As Single
Dim tfi As Single
Dim v As Single
Dim ht As Single
Dim tw As Single
Dim tc As Single
Dim Tfm As Single
Dim vaz As Single
Dim lcol As Single
Dim ccol As Single
Dim ac As Single
Dim espcol As Single
Dim DT As Single
Dim hv As Single
Dim ub As Single
Dim ue As Single
Dim tac As Single
Dim roar As Single
Dim cpar As Single
Dim miar As Single
Dim kar As Single
Dim p1 As Single

Dim p2 As Single
Dim nuw_c As Single
Dim hew_c As Single
Dim hrw_c As Single
Dim hrc_s As Single
Dim Ut As Single
Dim Ul As Single
Dim m As Single
Dim F As Single
Dim miagua As Single
Dim cpagua As Single
Dim kagua As Single
Dim reagua As Single
Dim pragua As Single
Dim nuagua As Single
Dim hfi3 As Single
Dim FL As Single
Dim FR As Single
Dim TAE As Single
Dim Qu As Single
Dim Rw_f As Single
Dim tfmcalc As Single
Dim twcalc As Single
Dim tccalc As Single
Dim vazcalc As Single
Dim valw As Single
Dim valc As Single
Dim valtfm As Single
Dim valvaz As Single
Dim ra As Single
Dim rend As Single
Dim k As Single
Dim X As Single
Dim tanhx As Single
Dim roagua As Single
Dim miaguaw As Single
Dim Gz As Single
Dim Gr As Single
Dim Nu3 As Single
Dim Beta As Single
Dim U As Single
Dim tn As Single
Dim UAs As Single
Dim FRTAE As Single
Dim FRUL As Single
Dim ctp As Single
Dim ctv As Single
Dim ctt As Single

Dim cti As Single
Dim cta As Single
Dim ctc As Single
Dim cte As Single
Dim ctr As Single
Dim ctts As Single
Dim ctar As Single
Dim ctae As Single
Dim DtnDtempo As Single
Dim fh As Single
Dim vazt As Double
Dim DtnDtmpo As Single
Dim L As Single
Dim A As Single
Dim B As Single
Dim C As Single
Dim Da As Single
Dim reaguae As Single
Dim cond1 As Single
Dim cond2 As Single
Dim wt As Single
Dim tim As Single
Dim hre_s As Single
Dim har As Single
Dim Uenc As Single
Dim tni As Single
Dim Rcr As Single
Dim cpaguatn As Single
Dim t5 As Single
Dim t3 As Single
Dim arg1 As Single
Dim arg2 As Single
Dim ReD As Single
Dim PrD As Single
Dim NuD As Single
Dim tarf As Single
Dim karf As Single
Dim miarf As Single
Dim cparf As Single
Dim roarf As Single
Dim tem As Single
Dim si As Single
Dim rel As Double
Dim conp As Single
Dim qt As Single
Dim lcoldado As Single
Dim ccoldado As Single
Dim volr As Single

```

Dim tfout As Single
Dim elev As Single
Dim fatr As Single
Dim deza0 As Single
'Volume do reservatório térmico
volr = ((3.14159265359 * (CSng(txtkdir)) ^ 2# / 4#) * (CSng(txtLr) - 2# *
CSng(txtEisotopr))) * 1000#
txtmagua = Format(volr, "#####0.0")
'Espessura do coletor
espcol = CSng(txtlc) + CSng(txtLw_c) + CSng(txtlw) + CSng(txtlib)
txtespcol = Format(espcol, "#0.000#")
'Área útil total de captação dos coletores
ac = CSng(txtlcol) * CSng(txtccol) * CSng(txtncol)
txtac = Format(ac, "###0.000")
'Coeficiente de transferência de calor devido ao vento
hv = 5.7 + 3.8 * CSng(txtv)
'Coeficiente de transferência de calor pela base do coletor
ub = CSng(txtki) / CSng(txtlib)
'Comprimento do coletor
lcoldado = CSng(txtlcol) + 2# * CSng(txtlil)
'Largura do coletor
ccoldado = CSng(txtccol) + 2# * CSng(txtlil)
'Coeficiente de transferência de calor pela borda do coletor
ue = (ub / CSng(txtac)) * (2# * lcoldado + 2# * ccoldado) * CSng(txtespcol) *
CSng(txtncol)
'Capacidade térmica da placa absorvedora
ctp = (CSng(txtmep) * (CSng(txtac) / CSng(txtncol) - CSng(txtnt) * CSng(txtlt) *
CSng(txtde)) * CSng(txtlw)) * CSng(txtcep)
txtctp = Format(ctp, "scientific")
'Capacidade térmica do vidro de cobertura
ctv = CSng(txtmev) * CSng(txtac) / CSng(txtncol) * CSng(txtlc) * CSng(txtcev)
txtctv = Format(ctv, "scientific")
'Capacidade térmica dos tubos do coletor
ctt = CSng(txtnt) * CSng(txtmet) * (3.14159265359 / 4#) * CSng(txtlt) *
((CSng(txtde)) ^ 2# - (CSng(txtdi)) ^ 2#) * CSng(txtcet)
txtctt = Format(ctt, "scientific")
'Capacidade térmica do isolante do coletor
cti = CSng(txtmei) * ((2 * lcoldado + 2 * ccoldado) * (CSng(txtespcol) -
CSng(txtlib)) * CSng(txtlil) + lcoldado * ccoldado * CSng(txtlib))
txtcti = Format(cti, "scientific")
'Capacidade térmica da água contida nos tubos do coletor
cta = CSng(txtnt) * 1000# * (3.14159265359 * (CSng(txtdi)) ^ 2# / 4#) *
CSng(txtlt) * 4185#
txtcta = Format(cta, "scientific")
'Capacidade térmica do coletor com água
ctc = ctp + ctv + ctt + cti + cta
txtctc = Format(ctc, "scientific")
'Capacidade térmica da água contida nos tubos de conexão

```

```

ctae = 1000# * (3.14159265359 * (CSng(txtddie)) ^ 2# / 4#) * CSng(txtle) * 4185#
txtctae = Format(ctae, "scientific")
'Capacidade térmica dos tubos de conexão
cte = CSng(txtmee) * (3.14159265359 * (CSng(txtle) / 4#) * ((CSng(txtdee)) ^ 2#
- (CSng(txtddie)) ^ 2#) * CSng(txtcee))
txtcte = Format(cte, "scientific")
'Capacidade térmica da água contida no reservatório
ctar = CSng(txtmagua) * 4185#
txtctar = Format(ctar, "scientific")
'Capacidade térmica do reservatório sem água
ctr = (CSng(txtmeir) * (3.14159265359 * (CSng(txtder)) ^ 2# / 2#) *
CSng(txtEisotopr) + CSng(txtmeir) * (3.14159265359 / 4#) * (CSng(txtLr) - 2 *
CSng(txtEisotopr)) * ((CSng(txtder)) ^ 2# - (CSng(txtdir)) ^ 2#)) * CSng(txtceir)
txtctr = Format(ctr, "scientific")
'Capacidade térmica total do sistema inclusive da água nele contida
ctts = ctc * CSng(txtncol) + ctae + cte + ctar + ctr
txtctts = Format(ctts, "scientific")
'Distância entre os centros de tubos adjacentes do coletor
wt = (CSng(txtccol) + 2# * CSng(txtlil) - 2# * CSng(txtDb_t)) / (CSng(txtnt) - 1#)
txtwt = Format(wt * 100, "#0.0##")
'Inicialização de variáveis para o processo iterativo
valc = 1#
valw = 1#
valtfm = 1#
valvaz = 1#
k = 0
tni = 350#
'Critério de parada do processo iterativo
Do While valc >= 0.0000001 And valw >= 0.0000001 And valtfm >= 0.0001 And
valvaz >= 0.000001
'Temperatura média do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
tac = (CSng(txttw) + CSng(txttc)) / 2#
'Massa específica do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
roar = 348.59 / tac
'Calor específico do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
cpar = (1.0507 - 3.645 * 10# ^ (-4#) * tac + 8.388 * 10# ^ (-7#) * tac ^ 2# -
3.848 * 10# ^ (-10#) * tac ^ 3#) * 1000#
'Viscosidade dinâmica do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
miar = (13.554 + 0.6738 * tac - 3.808 * 10# ^ (-4#) * tac ^ 2 + 1.183 * 10# ^ (-
7#) * tac ^ 3#) * 10# ^ (-7#)
'Condutividade térmica do ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
kar = (-2.45 + 0.113 * tac - 6.287 * 10# ^ (-5#) * tac ^ 2# + 1.891 * 10# ^ (-8#)
* tac ^ 3#) * 10# ^ (-3#)
'Número de Rayleigh para o ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
ra = 2# * 9.81 * Abs(CSng(txttw) - CSng(txttc)) * (CSng(txtLw_c) ^ 3#) * (roar
^ 2#) * cpar / ((CSng(txttw) + CSng(txttc)) * miar * kar)
p1 = 1# - 1708# / (ra * Cos(CSng(txts) * 3.14159265359 / 180))

```

```

'Cálculo do número de Nusselt para o ar contido entre a placa absorvedora e o
vidro
If (p1 < 0#) Then
  p1 = 0#
Else
  p1 = p1
End If
'Contornando o problema de raiz cúbica de numero negativo
arg1 = ((ra * Cos(CSng(txts) * 3.14159265359 / 180) / 5830#))
If (arg1 < 0) Then
  p2 = -(Abs(arg1)) ^ (1# / 3#) - 1#
End If
p2 = ((ra * Cos(CSng(txts) * 3.14159265359 / 180) / 5830#) ^ (1# / 3#)) - 1#
If (p2 < 0#) Then
  p2 = 0#
Else
  p2 = p2
End If
'Número de Nusselt para o ar contido entre a placa absorvedora e o vidro
nuw_c = 1# + 1.44 * p1 * ((1# - 1708# * (Sin(1.8 * CSng(txts) *
3.14159265359 / 180)) ^ 1.6) / (ra * Cos(CSng(txts) * 3.14159265359 / 180))) + p2
'Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa absorvedora e
o vidro
hcw_c = kar * nuw_c / CSng(txtLw_c)
'Evitando divisão por zero em Ut
If (CSng(txttw) = CSng(txttc)) Then
  hcw_c = 0#
Else
'Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e o
vidro
hrw_c = ((1# / CSng(txtew) + 1# / CSng(txtec) - 1#) ^ (-1#)) * (5.6697 * 10# ^
(-8#)) * (CSng(txttw) + CSng(txttc)) * ((CSng(txttw) ^ 2#) + (CSng(txttc) ^ 2#))
End If
'Evitando divisão por zero em Ut
If (CSng(txttc) = CSng(txtta)) Then
  hrc_s = 0#
Else
'Coeficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e o céu
hrc_s = CSng(txtec) * (5.6697 * 10# ^ -8#) * (CSng(txttc) ^ 4# - (CSng(txtta) -
6#) ^ 4#) / Abs(CSng(txttc) - CSng(txtta))
End If
'Coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor
Ut = (1# / (hcw_c + hrw_c) + 1# / (hv + hrc_s)) ^ (-1#)
'Coeficiente global de transferência do coletor
Ul = Ut + ub + ue
m = Sqr(Ul / (CSng(txtkw) * CSng(txtlw)))
X = m * (wt - CSng(txtde)) / 2#

```

```

tanhx = (2.71828182846 ^ X - 2.71828182846 ^ -X) / (2.71828182846 ^ X +
2.71828182846 ^ -X)
'Eficiência da aletas do coletor
F = tanhx / X
'Coeficiente de expansão da água
If (273.15 < CSng(txtTfm) And CSng(txtTfm) < 320) Then
  Beta = (-57.2544 * 10# ^ 3# + 530.421 * CSng(txtTfm) - 1.64882 *
(CSng(txtTfm)) ^ 2# + 1.73329 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txtTfm)) ^ 3#) * 10# ^ (-6#)
End If
If (320 <= CSng(txtTfm) And CSng(txtTfm) < 373.15) Then
  Beta = (-11.1377 * 10# ^ 3# + 84.0903 * CSng(txtTfm) - 0.208544 *
(CSng(txtTfm)) ^ 2# + 0.183714 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txtTfm)) ^ 3#) * 10# ^ (-6#)
End If
'Viscosidade dinâmica da água à temperatura da placa absorvedora
If (273.15 < CSng(txttw) And CSng(txttw) < 320) Then
  miaguaw = (0.239179 * 10# ^ 6# - 2.23748 * 10# ^ 3# * CSng(txttw) +
7.03318 * (CSng(txttw)) ^ 2# - 7.40993 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txttw)) ^ 3#) * 10# ^
(-6#)
End If
If (320 <= CSng(txttw) And CSng(txttw) < 373.15) Then
  miaguaw = (35.6602 * 10# ^ 3# - 272.757 * CSng(txttw) + 0.707777 *
(CSng(txttw)) ^ 2# - 0.618833 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txttw)) ^ 3#) * 10# ^ (-6#)
End If
'Viscosidade dinâmica da água à sua temperatura média nos tubos de elevação
do coletor
If (273.15 < CSng(txtTfm) And CSng(txtTfm) < 320) Then
  miagua = (0.239179 * 10# ^ 6# - 2.23748 * 10# ^ 3# * CSng(txtTfm) +
7.03318 * (CSng(txtTfm)) ^ 2# - 7.40993 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txtTfm)) ^ 3#) * 10#
^ (-6#)
End If
If (320 <= CSng(txtTfm) And CSng(txtTfm) < 373.15) Then
  miagua = (35.6602 * 10# ^ 3# - 272.757 * CSng(txtTfm) + 0.707777 *
(CSng(txtTfm)) ^ 2# - 0.618833 * 10# ^ (-3#) * (CSng(txtTfm)) ^ 3#) * 10# ^ (-6#)
End If
'Calor específico da água no coletor
cpagua = (5.6158 - 9.0277 * 10# ^ (-3#) * CSng(txtTfm) + 14.177 * 10# ^ (-6#)
* (CSng(txtTfm)) ^ 2#) * 1000#
'Condutividade térmica da água no coletor
kagua = -0.4806 + 5.84704 * 10# ^ (-3#) * CSng(txtTfm) - 0.733188 * 10 ^ (-
5#) * (CSng(txtTfm)) ^ 2#
'Número de Reynolds da água no tubo de elevação do coletor
reagua = 4# * CSng(txtvaz) / (CSng(txtnt) * CSng(txtncol) * 3.14159265 *
CSng(txttdi) * miagua)
'Número de Prandt
pragua = miagua * cpagua / kagua
'Massa específica da água no coletor
roagua = 766.17 + 1.80396 * CSng(txtTfm) - 3.4589 * 10# ^ (-3#) *
CSng(txtTfm) ^ 2#

```

```

'Número de Graetz
Gz = CSng(txtvaz) * cpagua / (kagua * CSng(txtlt))
'Número de Grashof
Gr = Abs((CSng(txttw) - CSng(txtTfm))) * (CSng(txtdi)) ^ 3# * Beta * 9.81 *
roagua ^ 2# / miagua ^ 2#
If (CSng(txtlt) / CSng(txtdi) > 70) Then
'Número de Nusselt médio para a água nos tubos de elevação do coletor
Nu3 = 1.75 * (miagua / miaguaw) ^ 0.14 * (Gz + 0.0083 * (Gr * pragua) ^
0.75) ^ (1# / 3#)
'Coeficiente médio de transferência convectiva de calor entre a superfície
interna dos tubos e a água
hfi3 = kagua * Nu3 / CSng(txtdi)
End If
If (CSng(txtlt) / CSng(txtdi) <= 70) Then
Nu3 = 1.75 * (miagua / miaguaw) ^ 0.14 * (Gz + 0.00056 * (Gr * pragua *
CSng(txtlt) / CSng(txtdi)) ^ 0.7) ^ (1# / 3#)
hfi3 = kagua * Nu3 / CSng(txtdi)
End If
'Fator de eficiência do coletor
FL = (1# / UI) / (wt * ((UI * (CSng(txtde) + (wt - CSng(txtde)) * F)) ^ (-1#) +
(3.14159265 * CSng(txtdi) * hfi3) ^ (-1#)))
'Fator de remoção de calor do coletor
FR = (CSng(txtvaz) * cpagua / (CSng(txtac) * UI)) * (1# - Exp(-(UI * FL *
txtac / (CSng(txtvaz) * cpagua))))
'Produto transmissividade absorvidade efetivo
TAE = (CSng(txttrc) * CSng(txtaw) / (1# - (1# - CSng(txtaw)) * 0.16)) + (1# -
(Exp(-4.647738 * CSng(txtlc)))) * Ut / (hcw_c + hrw_c)
'Calculo do coeficiente global de transferência de calor dos tubos de conexão
'Convecção forçada em um cilindro
tem = (tni + CSng(txtto)) / 2#
tarf = (tem + CSng(txtta)) / 2#
roarf = 348.59 / tarf
cparf = (1.0507 - 3.645 * 10# ^ (-4#) * tarf + 8.388 * 10# ^ (-7#) * tarf ^ 2# -
3.848 * 10# ^ (-10#) * tarf ^ 3#) * 1000#
miarf = (13.554 + 0.6738 * tarf - 3.808 * 10# ^ (-4#) * tarf ^ 2# + 1.183 * 10# ^
(-7#) * tarf ^ 3#) * 10# ^ (-7#)
karf = (-2.45 + 0.113 * tarf - 6.287 * 10# ^ (-5#) * tarf ^ 2# + 1.891 * 10# ^ (-
8#) * tarf ^ 3#) * 10# ^ (-3#)
ReD = roarf * CSng(txtv) * CSng(txtdee) / miarf
PrD = cparf * miarf / karf
NuD = 0.3 + (0.62 * ReD ^ 0.5 * PrD ^ (1# / 3#) / (1# + (0.4 / PrD) ^ (2# / 3#))
^ (1# / 4#)) * (1# + (ReD / 28200#) ^ (5# / 8#)) ^ (4# / 5#)
har = karf * NuD / CSng(txtdee)
Rcr = 1# / (2# * 3.14159265359 * (CSng(txtdee) / 2# + CSng(txteie)) *
CSng(txtle) * har)
If (txteie > 0#) Then
Rcr = 0#
End If

```

'Coeficiente global de transferência de calor dos tubos de conexão

$$U_{enc} = 1\# / (\text{Log}((\text{CSng}(\text{txtdee}) + 2\# * \text{CSng}(\text{txteie})) / \text{CSng}(\text{txtdee})) / (2\# * 3.14159265359 * \text{CSng}(\text{txtle}) * \text{CSng}(\text{txtkie})) + R_{cr})$$

'Coeficiente global de transferência de calor do reservatório

$$U_{As} = 2\# * 3.14159265359 * \text{CSng}(\text{txtLr}) * \text{CSng}(\text{txtkisor}) / \text{Log}(\text{CSng}(\text{txtder}) / \text{CSng}(\text{txtdir})) + 2\# * \text{CSng}(\text{txtkisor}) * 3.14159265359 * (\text{CSng}(\text{txtdir}))^{2\#} / (4\# * \text{CSng}(\text{txtEisotopr}))$$

'Coeficiente total de transferência de calor do sistema

$$U = U_I * \text{CSng}(\text{txtac}) * FR + U_{As} + U_{enc}$$

'Temperatura média da água no reservatório

$$t_n = 2.71828182846^{(-U * \text{CSng}(\text{txttempo}) * 3600\# / \text{ctts}) * ((1\# / U) * (FR * \text{CSng}(\text{txtac}) * \text{CSng}(\text{txtht}) * TAE + U * \text{CSng}(\text{txtta})) * (2.71828182846^{(U * \text{CSng}(\text{txttempo}) * 3600\# / \text{ctts}) - 1\#)} + \text{CSng}(\text{txtto}))}$$

$$t_{ni} = t_n$$

'Condições para que o nível de radiação solar seja capaz de aquecer a água que entra no coletor

$$\text{cond1} = FR * U_I / (FR * TAE) * (\text{CSng}(\text{txttfi}) - \text{CSng}(\text{txtta}))$$

$$\text{cond2} = U * (t_n - \text{CSng}(\text{txtta})) / (FR * \text{CSng}(\text{txtac}) * TAE)$$

'Caorlor útil transferido para a água

$$Q_u = \text{CSng}(\text{txtac}) * FR * (\text{CSng}(\text{txtht}) * TAE - U_I * (\text{CSng}(\text{txttfi}) - \text{CSng}(\text{txtta})))$$

'Resistência à transferência de calor entre a placa absorvedora e a água

$$R_{w_f} = 1\# / (h_{fi3} * 3.14159265 * \text{CSng}(\text{txtdi}) * \text{CSng}(\text{txtnt}) * \text{CSng}(\text{txtncol}) * \text{CSng}(\text{txtlf}))$$

'Temperatura média da água no coletor

$$t_{f\text{mcalc}} = \text{CSng}(\text{txttfi}) + (Q_u / \text{CSng}(\text{txtac})) * (1\# - FR / FL) / (U_I * FR)$$

'Temperatura média da placa absorvedora

$$t_{w\text{calc}} = t_{f\text{mcalc}} + Q_u * R_{w_f}$$

'Temperatura média do vidro de cobertura

$$t_{c\text{calc}} = t_{w\text{calc}} - U_t * (t_{w\text{calc}} - \text{CSng}(\text{txtta})) / (h_{cw_c} + h_{rw_c})$$

'Resíduos do processo iterativo

$$\text{valc} = \text{Abs}(t_{c\text{calc}} - \text{CSng}(\text{txttc}))$$

$$\text{valw} = \text{Abs}(t_{w\text{calc}} - \text{CSng}(\text{txttw}))$$

$$\text{valfm} = \text{Abs}(t_{f\text{mcalc}} - \text{CSng}(\text{txtTfm}))$$

'Derivada da temperatura média da água no reservatório em relação ao tempo

$$D_{tnDtempo} = FR * \text{CSng}(\text{txtac}) * \text{CSng}(\text{txtht}) * TAE / \text{ctts} - U * (t_n - \text{CSng}(\text{txtta})) / \text{ctts}$$

'Função da configuração do sistema

$$f_h = \text{CSng}(\text{txtlcol}) * \text{Sin}(\text{CSng}(\text{txts}) * 3.14159265359 / 180\#) + 2 * \text{CSng}(\text{txtbeta}) + (\text{CSng}(\text{txtHs}) - \text{CSng}(\text{txtgama}))$$

$$A = -3.4589 * 10\#^{-6\#}$$

$$B = 1.80396 * 10\#^{-3\#}$$

$$C = 0.76617$$

'Densidade da água à sua temperatura média no reservatório

$$D_a = A * t_n^{2\#} + B * t_n + C$$

'Comprimento equivalente do circuito

$$L = (w_t * \text{CSng}(\text{txtlcol}) / (\text{CSng}(\text{txtccol}) * \text{CSng}(\text{txtncol}))) * (\text{CSng}(\text{txtdie}) / \text{CSng}(\text{txtdi}))^{5\#} + \text{CSng}(\text{txtccol}) * \text{CSng}(\text{txtncol}) + (\text{CSng}(\text{txtlcol}) + \text{CSng}(\text{txtHs}) -$$

```

CSng(txtgama) + CSng(txtbeta) * (1# + (1 / (Sin(CSng(txts) * 3.14159265359 /
180#)))))) + CSng(txtcec) + CSng(txtLo)
'Número de Reynolds da água nos tubos de conexão
reaguae = 4# * CSng(txtvaz) / (3.14159265359 * CSng(txtdie) * miagua)
'Fator de atrito para escoamento laminar
fatr = 64# / reaguae
deza0 = 8# * fatr / (9.81 * 3.14159265359 ^ 2# * roagua ^ 2#)
'Contornando o problema de raiz cúbica de número negativo
arg2 = -(CSng(txtdie)) ^ 5# / (2# * L * deza0 * cpagua) * ((ctar + ctr) *
DtnDtempo + UAs * (tn - CSng(txtta))) * (2# * A * tn + B) * fh)
If (arg2 < 0) Then
    vazcalc = (Abs(arg2)) ^ (1# / 3#)
Else
    'Vazão mássica de água
    vazcalc = -(CSng(txtdie)) ^ 5# / (2# * L * deza0 * cpagua) * ((ctar + ctr) *
DtnDtempo + UAs * (tn - CSng(txtta))) * (2# * A * tn + B) * fh) ^ (1# / 3#)
End If
'Resíduo no cálculo da vazão no processo iterativo
valvaz = Abs(vazcalc - CSng(txtvaz))
'Procedimento do processo iterativo
txtTfm = tfmcalc
txttw = twcalc
txttc = tccalc
txtvaz = Format(vazcalc, "#0.0###")
'Temperatura média de entrada da água no coletor
tim = (tn + CSng(txtto)) / 2#
'Cálculo com base em dados climáticos médios
If (OptionM) Then
    txttfi = tim
'Cálculo com base em dados climáticos horários
End If
    If (OptionI) Then
        txttempo = 1
    End If
'Contador de iterações
k = k + 1
Loop
'Rendimento do coletor
rend = (Qu / CSng(txtac)) / CSng(txtht)
'Parâmetro do coletor
FRTAE = FR * TAE
'Parâmetro do coletor
FRUL = FR * UI
'Formatação da saída de dados
txttimK = Format(tim, "##0.0#")
txttimC = Format(tim - 273.15, "##0.0")
txttnK = Format(tn, "####.0#")
txttn = Format(tn - 273.15, "####.0")

```



```

txtRend = Format(rend, "0.#####")
txtF = Format(F, "0.#####")
txtFL = Format(FL, "0.#####")
txtFR = Format(FR, "0.#####")
txthf3 = Format(hf3, "#####.0#")
txtQu = Format(Qu / CSng(txtac), "###0.0##")
txtTAEf = Format(TAE, "0.#####")
txtTccalc = Format(tccalc - 273.15, "###.0#")
txtTfmc calc = Format(tfmc calc - 273.15, "###.0#")
txtTwcalc = Format(twcalc - 273.15, "##0.0#")
txtUl = Format(Ul, "###.0#")
txtUt = Format(Ut, "###.0#")
txtvazcalc = Format(vazcalc, "#0.0###")
txtk = Format(k, "#####")
txtub = Format(ub, "#0.0#")
txtue = Format(ue, "#0.0#")
txtFR TAE = Format(FR TAE, "#0.0##")
txtFR UL = Format(FR UL, "#0.0##")
txtNu3 = Format(Nu3, "###0.0##")
txtGr = Format(Gr, "Scientific")
txtGz = Format(Gz, "##0.###")
txtvazcalc = Format(vazcalc, "#0.0###")
txtreagua = Format(reagua, "Scientific")
txtreaguae = Format(reaguae, "scientific")
'Advertindo se o nível de radiação solar é capaz de aquecer a água que entra no
coletor
If (cond2 >= cond1) Then
    txtadv1 = Format(cond2, "##0.0")
Else
    txtadv1 = Format(cond1, "##0.0")
End If
txtfh = Format(fh, "##0.00")
txtUGS = Format(U, "###0.00")
txtUAr = Format(UAs, "###0.00")
txtUenc = Format(Uenc, "###0.00")
cpaguatn = 4186# * (0.6741 + 2.825 * (10# ^ (-3)) * tn - 8.371 * (10# ^ (-6#)) * tn
^ 2# + 8.601 * (10# ^ (-9#)) * (tn ^ 3#))
'Temperatura da água na parte inferior do reservatório
t5 = tn - (ctar + ctr) / (2# * vazcalc * cpaguatn) * DtnDtempo - UAs * (tn -
CSng(txtta)) / (2# * vazcalc * cpaguatn)
'Temperatura da água na parte superior do reservatório
t3 = 2# * tn - t5
txtt3 = Format(t3 - 273.15, "##0.0")
txtt5 = Format(t5 - 273.15, "##0.0")
comp = (CSng(txtlw)) * (CSng(txtkw))
rel = Nu3 * Gr / pragua
txtcomp = Format(comp, "#####0.000#")
'Calor perdido pelo topo do coletor

```

```
qt = (hcw_c + hrw_c) * (twcalc - tccalc)
txtqt = Format(qt, "###0.0#")
txtrel = Format(rel, "scientific")
'Temperatura da água na saída do coletor
tfout = (CSng(txttfi) - CSng(txtta) - CSng(txht) * TAE / UI) * 2.71828182846 ^ (-
UI * CSng(txtac) * FL / (vazcalc * cpagua)) + CSng(txtta) + CSng(txht) * TAE / UI
'Elevação da temperatura da água ao passar pelo coletor
elev = tfout - CSng(txttfi)
txtelev = Format(elev, "###0.0")
End Sub
```