

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

ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
TÉRMICO DE UM COLETOR SOLAR ACUMULADOR

por

Daniel Sampaio Figueira

Tese de Doutorado

Porto Alegre, março de 2005

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
TÉRMICO DE UM COLETOR SOLAR ACUMULADOR**

por

Daniel Sampaio Figueira

Mestre em Física

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

Doutor em Engenharia

Área de concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Arno Krenzinger

Co-orientador: Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Banca examinadora:

Prof. Dr. Oscar Daniel Corbella

Prof. Dr. Sandi Itamar Schäfer de Souza

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Prof. Dr. Flávio Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, março de 2005.

“Sendo todas as coisas causa e efeito, e estando todas elas interligadas por laços naturais e insensíveis, até mesmo as mais afastadas e diferentes, tenho como certo que não se conhecem as partes sem o todo, da mesma forma que se torna impossível conhecer o todo sem considerar cada uma das partes.”

Blaise Pascal (1631-1662)

“O que os objetos são em si mesmos, fora da maneira como nossa sensibilidade os recebe, permanece totalmente desconhecido para nós. Não conhecemos coisa alguma a não ser o nosso modo de perceber tais objetos – um modo que nos é peculiar e não necessariamente compartilhado por todos os seres...”

Immanuel Kant (1724-1808)

Dedico este trabalho à minha mãe,
ao meu pai, a minha companheira
Cleide e a minha filha Letícia .

AGRADECIMENTOS

Eu gostaria de expressar meu reconhecimento:

Ao **Dr. Arno Krenzinger** pelo exemplo, integridade de caráter, acompanhamento em todas as etapas do trabalho e por sua amizade;

Ao **Dr. Horacio Vielmo** pelo ensinamento da Técnica de Volumes Finitos e por sua orientação desta Tese;

Ao **M. Sc. César W. M. Prieb** pelos ensinamentos técnicos, ajuda na montagem experimental e por várias sugestões que ajudaram a concluir este trabalho;

Ao amigo **M. Sc. Jean-Marc S. Lafay** por suas críticas positivas e por inúmeras horas de alegria e descontração.

Ao amigo **Dr. Rafael A. Sêga** que, mesmo estando fora de Porto Alegre, motivou-me a trabalhar através de seu próprio exemplo e dedicação ao Doutorado em História;

À minha companheira **Cleide Fernandes** pelas sugestões gramaticais, mas sobretudo, pela compreensão e incentivo durante todos esses anos;

Ao meu irmão **Eng. Adroaldo Figueira** pelos desenhos produzidos no autocad, os quais melhoraram a apresentação desta Tese;

Ao **CNPQ** pela bolsa de estudo e a todos que, de alguma forma, auxiliaram na elaboração desta Tese.

RESUMO

Esta tese apresenta um estudo do comportamento térmico de um coletor solar acumulador e desenvolve uma metodologia para medir a sua eficiência diária.

O coletor solar acumulador está instalado na face norte do prédio de Energia Solar da UFRGS e possui cerca de 26 m². É constituído de uma massa espessa de concreto com uma superfície absorvente feita de tijolos, possuindo uma cobertura dupla de vidros colocada de modo a deixar um espaço para a circulação de ar. Os raios solares atravessam a cobertura de vidro e aquecem a massa absorvente de tijolo, a qual aquece o ar que é introduzido no interior da construção por efeito de termossifão.

Uma das principais características do coletor solar acumulador consiste no fato de que a resposta do coletor é defasada no tempo. Este fenômeno permite que o coletor entregue calor ao ambiente mesmo após o término da radiação solar. Essa defasagem dos picos de energia térmica ocorre devido ao baixo valor da difusividade térmica do concreto.

Este trabalho foi dividido em duas etapas. A primeira etapa consistiu na montagem de um calorímetro para controle e monitoração das variáveis envolvidas. No interior do calorímetro foram instaladas 36 garrafas com água. As temperaturas dos conteúdos das garrafas, do coletor solar e as radiações envolvidas foram monitoradas através de 26 sensores de temperatura de CI, 8 sensores resistivos PT100 e dois sensores de radiação fotovoltaicos. Para obter as medidas dos sensores instalados foi feita a montagem de um sistema de aquisição de dados interfaceado a um microcomputador. A segunda etapa consistiu na produção de um programa computacional, escrito em linguagem Fortran 90, para simular o comportamento térmico dos diversos elementos constituintes do coletor, determinar a potência térmica do coletor solar e sua eficiência diária. Para a simulação numérica do coletor solar acumulador, adotou-se um modelo simplificado bidimensional do mesmo. Foi integrada, através do Método dos Volumes Finitos, a equação de difusão de calor transiente em 2 dimensões. Na formulação das equações lineares optou-se pelo emprego das diferenças centrais no espaço e formulação explícita no tempo. Ao todo foram produzidas 4 malhas computacionais, com distintos refinamentos e foi realizado o estudo da estabilidade numérica das diversas malhas.

Através da montagem experimental obtiveram-se várias características térmicas do comportamento do sistema, entre as quais, a transmitância da cobertura, curvas de temperatura do ar fornecido ao calorímetro e curva da eficiência diária do coletor solar.

Através da simulação numérica foi possível determinar a potência térmica que o coletor entrega para o laboratório, a eficiência do coletor, os campos de temperatura e a vazão mássica nos diversos canais interiores do coletor solar.

ABSTRACT

In this thesis is presented a study of the thermal behavior of a solar collector-storage device as well as the methodology employed to evaluate its daily efficiency.

This solar collector-storage device is integrated to the North façade of the Laboratório de Energia Solar of the Universidade Federal do Rio Grande do Sul, presenting a collecting area of about 26 m². It is constituted by a solid concrete block overlaid with black painted bricks and covered by a double-glazing, with an air gap in between. When in operation, the solar radiation pass through the glazing, heating the blackened bricks which, in their turn, heat the air inside the gap. The warmed air flows to the inside of the building by thermosiphon effect.

One characteristic of a collector-storage device is its delayed response, that is, the peak of the solar radiation on its absorbing surface does not coincide with the peak of the thermal energy delivered by the collector. This lag between peaks of thermal energy is due to the concrete low thermal diffusivity.

This work was divided in two phases. The first one consisted in the assembly of a calorimeter for controlling and monitoring purposes. Thirty six bottles of water were installed in the calorimeter. The temperature of the water inside the bottles, of the solar collector and irradiances were sensed through 26 IC temperature sensors, 8 resistive sensors (PT100) and two photovoltaic solarimeters. The sensors signals were measured by a data acquisition system interfaced to a computer. The second phase consisted in the development of a computational program, written in Fortran 90, to simulate the thermal behavior of the collector elements and evaluate its thermal power and daily efficiency.

A two-dimensional model was adopted to achieve the simulation of the collector-storage device. The equation of the transient diffusion heat was integrated in two dimensions through the Finite Volumes method. Central differences in space and explicit formulation in time were adopted in the formulation of the linear equations. Four computational grids were produced, with different degrees of refinement. An analysis of the numerical stability was also performed.

The experimental phase allowed the thermal characterization of the system. The main determined properties were the time delay of the heat delivered by the collector, the cover transmittance and the daily efficiency curve of the collector.

From the numerical simulation were evaluated the thermal power delivered to the building, the collector efficiency, the evolution of temperature fields with the time and the mass flow rate through the collector.

SUMÁRIO

RESUMO	v
ABSTRACT	vi
SUMÁRIO	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE TABELAS	xx
1.0 INTRODUÇÃO	1
1.1 Definição do Problema em Estudo.....	5
1.2 Objetivos.....	6
1.3 Escopo da Tese.....	7
1.4 Revisão Bibliográfica.....	8
2.0 RADIAÇÃO SOLAR	14
2.1 Radiação de Um Corpo Negro.....	14
2.2 Espectro Solar.....	17
2.3 Constante Solar.....	17
2.4 Declinação Solar.....	17
2.5 Posição do Sol em Relação à uma Superfície Horizontal.....	18
2.6 Atenuação da Radiação Solar na Atmosfera.....	20
2.7 Massa de Ar.....	22
2.8 Irradiância Solar Extraterrestre Sobre uma Superfície Horizontal.....	23
2.9 Componentes da Radiação.....	24
2.10 Instrumentos de Medição de Radiação Solar.....	26
3.0 DESCRIÇÃO DO PRÉDIO DO LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UFRGS E FUNCIONAMENTO DO COLETOR SOLAR ACUMULADOR	27
3.1 Descrição do Prédio do Laboratório de Energia Solar da UFRGS.....	27
3.1.1 Características Gerais.....	28
3.1.2 Forma e Orientação do Prédio.....	29
3.1.3 Características das Paredes Exteriores e Materiais Empregados.....	29
3.2 Descrição do Coletor Solar do Laboratório da UFRGS.....	30

3.3	Funcionamento do Coletor Solar no Inverno e no Verão.....	35
3.4.1	Capacidade Térmica Volumétrica.....	37
3.4.2	Difusividade Térmica	38
3.4.3	Efusividade Térmica.....	39
3.5	Efeito Estufa no Coletor Solar.....	40
4.0	ABORDAGEM EXPERIMENTAL.....	44
4.1	Descrição da Montagem Experimental.....	44
4.2	Metodologia para Medida Experimental da Eficiência Diária.....	48
4.2.1	Cálculo do Calor Transferido ($Q_T(n)$)	52
4.3	Descrição dos Sensores de Temperatura Utilizados.....	54
4.3.1	Sensor PT100.....	54
4.3.1.1	Aquecimento Produzido pelo Multímetro.....	56
4.3.2	Sensor CI.....	56
4.4	Incerteza do Sistema de Calibração.....	57
4.4.1	Dispersão Apresentada pelos PT100.....	59
4.4.2	Dispersão Apresentada pelos CI.....	60
4.5	Incerteza no Sistema de Aquisição de Dados.....	62
4.5.1	Incertezas nas Medidas dos Sensores PT100.....	62
4.5.2	Incertezas nas Medidas dos Sensores CI.....	63
4.5.3	Efeito do Tempo de Varredura na Aquisição de Dados	63
4.6	Efeito das Posições dos Sensores.....	65
4.7	Combinação das Incertezas.....	65
4.8	Descrição do Sensor de Radiação.....	66
4.8.1	Célula Fotovoltaica.....	66
4.8.2	Calibração das Células Fotovoltaicas.....	67
4.9	Obtenção das Curvas dos Piranômetros Fotovoltaicos.....	68
5.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	72
5.1	Modelo Físico Adotado	73
5.2	Formulação dos Problemas Numéricos.....	74
5.3	Metodologia Adotada	76
5.4.	A Integração das Equações Diferenciais	78
5.4.1	Conjunto 3.....	78

5.4.2	Conjunto 1.....	79
5.4.3	Conjunto 2.....	81
5.4.4	Conjunto 4.....	82
5.4.5	Conjunto 5.....	83
5.4.6	Conjunto 6.....	84
5.4.7	Conjunto 7.....	85
5.4.8	Conjunto 16.....	87
5.4.9	Conjunto 17.....	89
5.4.10	Conjunto 8.....	90
5.4.11	Conjunto 9.....	91
5.4.12	Conjunto 10.....	92
5.4.13	Conjunto 11.....	92
5.4.14	Conjunto 12.....	93
5.4.15	Conjunto 13.....	94
5.4.16	Conjunto 14.....	95
5.5	Cálculo da Descarga de Ar nos Canais.....	96
5.5.1	Cálculo do m_H	97
5.5.2	Cálculo do m_V	98
5.6	Positividade dos Coeficientes.....	99
5.7	Estudo da Convergência dos Resultados Numéricos.....	101
5.8	Tempo de Processamento.....	106
6.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	108
6.1	Resposta Bidimensional do Coletor Solar.....	108
6.2	Medida da Transmitância do Sistema de Dupla Cobertura.....	110
6.3	Informações Obtidas com as Medições de Temperatura.....	111
6.4	Medida Experimental da Eficiência Diária do Coletor Solar Acumulador.....	118
7.	RESULTADOS NUMÉRICOS	124
7.1	Erro Implícito na Adoção do Modelo Simplificado do Coletor Solar.....	124
7.1.1	Erro Associado ao Isolamento Térmico do Canal Superior.....	125
7.1.2	Erro Associado ao Isolamento Térmico do Canal Posterior.....	127
7.2	Estudo Comparativo de 8 CI com os Resultados Numéricos.....	128
7.3	Reprodução Numérica da Temperatura do Ar Fornecida pelo Coletor Solar.....	135
7.4	Resultados Numéricos da Vazão Mássica.....	136

7.5	Resultados Numéricos da Potência do Coletor e da sua Eficiência Diária	139
7.6	Deslocamento da Frente Térmica.....	141
7.7	Campos de Temperatura do Coletor Solar	143
8.0	CONCLUSÕES	147
	Referências Bibliográficas	149
	Publicações Geradas por este Trabalho.....	156
	Anexo I.....	157
	Anexo II	158
	Anexo III.....	160
	Anexo IV.....	167
	Anexo V	169
	Anexo VI.....	174

LISTA DE SÍMBOLOS

A_C	Área do coletor	[m ²]
a_E	Coefficiente do termo T_E na equação algébrica linear	[W/K]
a_N	Coefficiente do termo T_N na equação algébrica linear	[W/K]
a_P	Coefficiente do termo T_p na equação algébrica linear	[W/K]
a_S	Coefficiente do termo T_S na equação algébrica linear	[W/K]
a_W	Coefficiente do termo T_W na equação algébrica linear	[W/K]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kg°C]
d_n	Número do dia do ano no calendário Juliano	[-]
$E_\lambda(T)$	Energia monocromática emitida por um corpo na temperatura T	[J]
ef	Efusividade térmica	[]
G_o	Irradiância solar extraterrestre sobre uma superfície horizontal	[W/m ²]
G_{sc}	Constante solar	[W/m ²]
G_T	Energia da radiação solar sobre a superfície do coletor	[J]
H	Energia Solar	[J/m ²]
h_i	Coefficiente médio de troca de calor por convecção	[W/m ² K]
I	Incerteza do sensor de temperatura	[°C]
I_C	Incerteza do sistema de calibração	[°C]
I_I	Incerteza intrínseca do sensor de temperatura	[°C]
I_M	Incerteza global na medida de temperatura	[°C]
I_P	Incerteza devida à posição do sensor	[°C]
I_S	Incerteza do sistema de aquisição de dados	[°C]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
k_B	Constante de Boltzmann	[J/K]
m_H	Descarga de ar, correspondente ao canal sob a 1 ^a cobertura.	[kg/s]
m_i	Massa do elemento de índice i	[kg]
m_V	Descarga de ar correspondente ao canal vertical	[kg/s]
N	Número do dia do ano	[-]
P	Potência	[W]
q	Quantidade de calor	[J]
Q	Potência térmica	[W/m ²]
Q_u	Calor útil	[J]

RI	Resistência térmica associada ao elemento i	$[m^2W/K]$
S	Radiação solar absorvida por unidade de tempo	$[J/s]$
T	Temperatura absoluta	$[K]$
T_a	Temperatura ambiente	$[°C]$
T_E	Temperatura correspondente ao volume finito “E”	$[K]$
$T_{lab.}$	Temperatura média do laboratório	$[°C]$
T_N	Temperatura correspondente ao volume finito “N”	$[K]$
T_p	Temperatura correspondente ao volume finito “P”	$[K]$
T_S	Temperatura correspondente ao volume finito “S”	$[K]$
T_W	Temperatura correspondente ao volume finito “W”	$[K]$
U_L	Coefficiente Global de perdas térmicas	$[J/K]$
V	Volume de um corpo	$[m^3]$

CARACTERES GREGOS

$?$	Absortância da superfície	$[-]$
$?$	Ângulo de declinação solar	$[°]$
$?$	Emissividade da superfície	$[-]$
$?$	Latitude geográfica	$[°]$
$?$	Comprimento de onda	$[m]$
$?$	Massa específica	$[kg/m^3]$
$?$	Constante de Stefan-Boltzmann	$[W/m^2K^4]$
$?$	Inclinação da superfície em relação ao solo	$[°]$
$?$	Ângulo horário	$[°]$
$(??)_{eff}$	Produto da transmitância-absortância efetivo	$[-]$
$?_s$	Altitude solar	$[°]$
$?_s$	Ângulo de incidência para uma superfície inclinada	$[°]$
$?_s$	Ângulo horário do pôr ou nascer do sol	$[°]$
$?_t$	Intervalo de tempo	$[s]$
$?_t$	Número total de segundos no mês	$[s]$
$?_x$	Espaçamento linear na direção x	$[m]$
$?_y$	Espaçamento linear na direção y	$[m]$

θ_z	Ângulo de incidência para uma superfície horizontal	[°]
θ_z	Ângulo de zênite	[°]
a	Difusividade térmica	[m ² /s]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Desenho esquemático do muro Trombe-Michel.....	4
Figura 1.2	Esquema de um coletor solar denominado muro Trombe-Michel composto	9
Figura 1.3	Desenho esquemático de um painel solar. (A) modo normal de operação e (B) Modo de operação com canal fechado.....	11
Figura 1.4	Parede vazada com vista frontal A e dimensões características.....	13
Figura 2.1	Gráfico do espectro de emissão de um corpo negro para duas temperaturas distintas.....	15
Figura 2.2	Esfera celeste e coordenadas do Sol relativas a um observador na Terra.....	19
Figura 2.3	Definição dos ângulos de zênite, azimute e altura solar	19
Figura 2.4	Distribuição espectral da radiação extraterrestre, da radiação solar ao nível do mar e da radiação de um corpo negro a 5800 K.....	21
Figura 2.5	A massa de ar atmosférico	23
Figura 2.6	Variação da irradiância solar extraterrestre ao longo do ano	23
Figura 3.1	Vista externa da fachada norte do prédio de energia solar da UFRGS, onde podem ser vistos o coletor solar inclinado, a grande área de janelas, a chaminé e a marquise	27
Figura 3.2	Vista externa da fachada leste e norte do prédio de energia solar da UFRGS, onde estão em destaque os brises, a marquise e o coletor solar.....	28
Figura 3.3	Detalhes da parede dupla exterior, medidas em mm.....	29
Figura 3.4	Detalhes da cobertura, medidas em mm.....	30
Figura 3.5	Coletor solar com distâncias em mm e as posições internas dos sensores de temperatura.....	31
Figura 3.6	Foto do módulo interno do coletor solar com diversos detalhes e janelas na parte superior, as distâncias estão em mm.....	32
Figura 3.7	Foto da janela da fachada norte do laboratório sobre a superfície de concreto, as distâncias estão em mm.....	33
Figura 3.8	Tijolos de 21 furos, pintados de preto, foram empregados na superfície absorvedora	33
Figura 3.9	Emissividade aparente para reflexão difusa e especular em cavidades cilíndricas. Fonte: Sparrow e Cess, 1978	34
Figura 3.10	Esquema da circulação natural do ar, no interior do laboratório, durante o verão	35

Figura 3.11	Esquema da circulação do ar aquecido, no interior do laboratório, durante o inverno.....	36
Figura 3.12	Defasagem entre a temperatura externa e interna de uma construção	39
Figura 3.13	Transmitância do vidro comum em função do comprimento de onda, Keppeler, 1978.....	41
Figura 3.14	Representação simplificada da curva de transmitância para o vidro comum.....	42
Figura 4.1	Desenho da montagem experimental, vista frontal e de perfil das estantes contendo 36 garrafas. As referências “G13”, “G14”, “G15”, “G16”, “G17” e “G18” mostram as posições que ocupam os sensores de temperatura LM35DZ. As dimensões estão em mm.....	45
Figura 4.2	Foto ilustrativa de uma garrafa contendo água e do tubo de cobre no qual foi inserido um sensor de CI para medida de temperatura	45
Figura 4.3	Foto do interior do calorímetro com diversas garrafas nas estantes	46
Figura 4.4	Coletor solar com distâncias em mm e as posições dos sensores CI e PT100.....	47
Figura 4.5	Atraso nos picos de temperatura em relação a irradiância solar	49
Figura 4.6	Modelo adotado do calorímetro usando resistências térmicas para cálculo de Q_T ..	53
Figura 4.7	Filtro usado na saída do CI.....	57
Figura 4.8	Vista da parede interna do coletor solar.....	57
Figura 4.9	Cilindro de alumínio usado para calibração.....	58
Figura 4.10	Curva de calibração do PT100 de referência	59
Figura 4.11	Sensores PT100 num banho termostático a 28,2 °C de referência.....	60
Figura 4.12	Sensores PT100 num banho termostático a 50,2 °C	60
Figura 4.13	Sensores CI num banho termostático a 26,7 °C de referência	61
Figura 4.14	Sensores CI num banho termostático a 42,9 °C.....	63
Figura 4.15	Tempo de leitura dos oitos canais dos PT100.....	65
Figura 4.16	Tempo de leitura dos canais com os CI.....	65
Figura 4.17	Piranômetro fotovoltaico com uma cobertura difusora.....	68
Figura 4.18	Piranômetros fotovoltaicos e térmicos na mesma superfície horizontal.....	69
Figura 4.19	Comparação da irradiância solar global para os três piranômetros em dia sem nuvens	69
Figura 4.20	Comparação da irradiância solar global para os três piranômetros, em dia com nuvens.....	70
Figura 5.1	Malha espacial 1 adotada para solução bidimensional do coletor solar.....	74

Figura 5.2	Método de apresentação dos volumes finitos.....	78
Figura 5.3	Diversos conjuntos que apresentam as mesmas equações	78
Figura 5.4	Trocas térmicas usando a notação de circuitos elétricos.....	79
Figura 5.5	Volumes da fronteira inferior da massa térmica, com seus vizinhos.....	80
Figura 5.6	Volumes da fronteira da massa térmica acumuladora com o canal vertical.....	82
Figura 5.7	Volumes da fronteira da massa térmica com o canal de entrada	83
Figura 5.8	Volumes da fronteira da massa térmica com o canal vertical.....	84
Figura 5.9	Volumes da fronteira superior da massa térmica com seus vizinhos.....	85
Figura 5.10	Esquema de relacionamento dos elementos da superfície absorvedora com seus vizinhos	86
Figura 5.11	Esquema de relacionamento dos volumes da 1ª cobertura com seus vizinhos.....	89
Figura 5.12	Esquema de relacionamento dos volumes da 2ª cobertura com seus vizinhos.....	91
Figura 5.13	Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto.....	92
Figura 5.14	Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 10.....	93
Figura 5.15	Esquema de relacionamento dos volumes do canal sob a 1ª cobertura com seus vizinhos	94
Figura 5.16	Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 13.....	95
Figura 5.17	Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 14.....	96
Figura 5.18	Denominação dos diversos canais ao longo do coletor solar.....	98
Figura 5.19	Técnica usada para a construção dos volumes finitos.....	100
Figura 5.20	Intervalo de tempo máximo aceitável para cada espaçamento da malha.....	101
Figura 5.21	Coordenadas dos volumes finitos, malha 2, que servirão de estudo de Estudo da Convergência.....	102
Figura 5.22	Convergência temporal da malha 1 no volume T(8,22) no dia 27/02/2003.....	103
Figura 5.23	Convergência temporal da malha 2 no volume T(26,6) no dia 27/02/2003.....	103
Figura 5.24	Convergência temporal da malha 3 no volume T(14,8) no dia 27/02/2003.....	104
Figura 5.25	Convergência temporal da malha 4 no volume T(8,2) no dia 27/02/2003.....	104
Figura 5.26	Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(8,22).....	105
Figura 5.27	Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(14,8).....	106
Figura 5.28	Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(26,6).....	106
Figura 5.29	Convergência espacial no volume de coordenadas T(26,6).....	106
Figura 5.30	Convergência espacial no volume de coordenadas T(26,6), nova escala	107
Figura 5.31	Comparação do tempo de processamento de cada malha, em cada passo de tempo.....	107

Figura 6.1	Varição de temperatura ao longo do tempo.....	109
Figura 6.2	Varição de temperatura ao longo do tempo.....	109
Figura 6.3	Irradiância solar externa e interna da cobertura. Medidas feitas nos dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.....	110
Figura 6.4	Transmitância solar da cobertura dupla para um período diurno	110
Figura 6.5	Temperatura do interior do duto do coletor e irradiância solar externa. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.....	111
Figura 6.6	Posição ocupadas pelos 8 PT100 e pelos 19 CI.....	112
Figura 6.7	Resposta obtida dos sensores PT100 localizados na saída do canal. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.....	112
Figura 6.8	Atraso de temperatura do ar, em relação ao pico de irradiância solar externa. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.....	113
Figura 6.9	Atraso de temperatura média do calorímetro em relação ao pico de irradiância solar externa e interna da cobertura. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.....	113
Figura 6.10	Temperatura externa e interna do laboratório. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	114
Figura 6.11	Temperatura da cobertura externa e interna do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	115
Figura 6.12	Temperatura do ar no canal inferior do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.....	115
Figura 6.13	Temperatura média do ar no canal sobre a superfície coletora. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	116
Figura 6.14	Temperatura média do ar no canal vertical do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	116
Figura 6.15	Defasagem no tempo e atenuação dos picos de temperatura ao longo do concreto. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	117
Figura 6.16	Temperatura interna do laboratório e a interna média do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.....	117
Figura 6.17	Temperaturas obtidas com os sensores “S3”, “S4” e “T _i ”. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	118
Figura 6.18	Irradiância solar e energia acumulada nos elementos do coletor. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	119

Figura 6.19	Potência térmica transferida do calorímetro ao interior do laboratório e temperatura média do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.....	119
Figura 6.20	Temperatura do ar na entrada do canal inferior. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	121
Figura 6.21	Eficiência diária, usando dois intervalos de tempos distintos.....	123
Figura 6.22	Eficiência diária obtida para o mês de julho	124
Figura 7.1	Modelo numérico do coletor solar para resolver as equações diferenciais.....	125
Figura 7.2	Modelo adotado para resolver o fluxo térmico do canal superior.....	126
Figura 7.3	Temperaturas médias do ar no canal superior e no laboratório. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004	127
Figura 7.4	Potência transferida e potência solar ao longo do tempo.....	127
Figura 7.5	Temperaturas médias do ar no canal posterior e no interior do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.....	128
Figura 7.6	Temperaturas médias do ar no canal posterior e no interior do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 09 e 16 de agosto de 2004.....	128
Figura 7.7	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P1	130
Figura 7.8	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P2	131
Figura 7.9	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P4	132
Figura 7.10	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P5	132
Figura 7.11	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P6	132
Figura 7.12	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P7	134
Figura 7.13	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P9	135
Figura 7.14	Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P10	135
Figura 7.15	Comparação entre resultados numérico e experimental para a média ponderada do “A4” e “A7”.....	136

Figura 7.16	Radiação externa medida e simulação da temperatura do ar do canal superior.....	137
Figura 7.17	Resultados numéricos para as vazões mássicas e medidas da irradiância solar. Resultados obtidos para os dias 26 e 27 de fevereiro de 2003	138
Figura 7.18	Valores da temperatura média do ar no canal posterior e temperatura média da parede vertical do canal posterior.....	138
Figura 7.19	A vazão total e o gráfico da irradiância solar.....	139
Figura 7.20	Velocidade de escoamento do ar na entrada do calorímetro.....	139
Figura 7.21	Potência do coletor solar obtida numericamente e radiação solar.....	140
Figura 7.22	Volumes finitos distanciados em 10 cm ao longo do eixo x.....	142
Figura 7.23	Deslocamento da frente térmica ao longo do tempo.....	143
Figura 7.24	Instante de tempo de uma frente de onda no interior do concreto	143
Figura 7.25	Malha 3 produzida pelo Tecplot.....	144
Figura 7.26	Campo de temperatura às 18 horas do dia 21 de julho de 2004.....	145
Figura 7.27	Isotermas obtidas através da simulação numérica às 15 horas do dia 28/02/2003.....	145
Figura 7.28	Malha 2 produzida pelo Tecplot.....	146
Figura 7.29	Interpolação das temperaturas da massa térmica com as temperaturas do canal obtidas para o dia 28/02/2003 às 20 horas.....	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores típicos de albedos para diferentes superfícies.....	25
Tabela 3.1 – Valores de massa específica, calor específico e condutividade térmica (à temperatura de 300 K).....	37
Tabela 4.1 – Sensores de temperatura e radiação com seu respectivo canal e localização	47
Tabela 4.2 – Coordenadas cartesianas (x,y,z) dos sensores CI.....	48
Tabela 4.3 – Comparação da energia recebida pelos sensores em um dia sem nuvens.....	69
Tabela 4.4 – Comparação da energia recebida pelos sensores em um dia com nuvens	70
Tabela 4.5 – Comparação da radiação horária média entre os piranômetros	71
Tabela 5.1 – Características das diversas malhas e intervalo máximo de tempo que garante a positividade dos coeficientes.....	100
Tabela 6.1 – Valores encontrados para a energia acumulada nos diversos elementos e a energia útil total em MJ.....	120
Tabela 6.2 – Incertezas médias diárias obtidas para os diversos elementos do sistema, usando o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985).....	120
Tabela 6.3 – Valores encontrados para a radiação solar, energia útil total e eficiência diária.....	121
Tabela 7.1 – Coordenadas dos sensores CI no coletor e sua correspondência na malha 3...	128
Tabela 7.2 – Valores da radiação solar, do calor útil e da eficiência diária do coletor solar, para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004.....	140
Tabela 7.3 – Comparação da eficiência diária obtida através do método experimental e do método numérico.....	140

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A crise energética no mundo é um tema extremamente polêmico, pois engloba questões políticas, técnicas, econômicas e sociais. Juntamente com o crescimento da demanda de energia, cresce a preocupação da sociedade com os danos causados ao meio ambiente e ao clima devido ao uso excessivo de energias não renováveis. Um dos efeitos indesejáveis, do uso excessivo de combustíveis fósseis, é o aquecimento global, decorrente do lançamento na atmosfera de grandes quantidades de gases que produzem o efeito estufa. De acordo com Geller, 2003, a temperatura média da superfície terrestre aumentou 0,6 °C, durante o último século, com o aumento nos níveis de dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa. Um outro fator negativo dos combustíveis fósseis é que eles são finitos e sujeitos aos governos dos países produtores, que controlam o preço, a produção e a distribuição. Tudo isso levará, inevitavelmente, a um despertar do mundo para as limitações impostas pelas fontes tradicionais de energia e a necessidade de utilizar fontes alternativas e utilização racional da energia. Diante deste cenário pessimista, existe, entre outras, uma alternativa viável que é um melhor aproveitamento da energia solar. O uso da energia solar não irá resolver definitivamente os problemas energéticos, mas poderá limitar a participação do uso de combustíveis fósseis, reduzindo o volume de gases de efeito estufa lançados na atmosfera.

A energia solar é uma fonte energética com muito pouco impacto para o meio ambiente. Sua utilização quase não contribui para a poluição das águas, ar ou mesmo risco para a saúde das pessoas, como também não tem resíduo. O aproveitamento da energia solar possui ainda uma vantagem de ordem política, pois a fonte energética não pode ser controlada por nenhuma nação. O Brasil possui os mais elevados índices mundiais dessa fonte de energia. No Brasil, a radiação solar ultrapassa, em média, 2500 horas/ano, índice bem mais elevado que os dos países da Europa, de acordo com Cometta, 1978. Tendo em vista este cenário extremamente favorável à utilização da energia solar é preciso aproveitar esta inesgotável fonte de energia que pode levar a diminuir a dependência do petróleo ou de outras alternativas menos seguras.

O sol fornece energia que pode ser aproveitada basicamente por 3 tipos de processos: térmico, fotovoltaico e químico. O aproveitamento térmico é um dos princípios mais antigos que se conhece. Já nos primórdios da humanidade o homem utilizou o sol para secar peles, alimentos, aquecer pedaços de madeira e, assim, obter fogo. O processo fotovoltaico, descoberto em 1839 em experiências realizadas por Bequerel, consiste no fato de que determinados

materiais têm a capacidade de converter a luz em energia elétrica. O processo fotoquímico é o que ocorre na natureza com a maioria dos vegetais, a fotossíntese. Quanto à fotossíntese, é importante lembrar que é a base da cadeia alimentar dos seres vivos, sendo, portanto, elemento primário no estudo da energia da biomassa, que também é uma fonte renovável de energia com perspectivas de aplicação em grande escala.

Aliando o conhecimento das propriedades termofísicas dos materiais e o conhecimento da radiação solar incidente no local ao longo do ano, é possível melhorar o conforto térmico e reduzir a participação da energia elétrica em construções residenciais, comerciais e públicas. O resultado de uma construção que aproveita ao máximo a radiação solar incidente em suas paredes, telhados e janelas é a redução significativa de sistemas convencionais de aquecimento, refrigeração e iluminação artificial.

De acordo com Lamberts et al., 1997, 42 % da energia elétrica consumida no Brasil é utilizada por edificações residenciais, comerciais e públicas. Em 1992, isto representou 96 TWh de consumo, o que equivale a um potencial de energia instalado semelhante a duas hidrelétricas iguais a de Itaipu. É importante lembrar que, em uma indústria, a maior parte da energia elétrica é consumida por máquinas, consumo este que independe do projeto arquitetônico. Através dos dados acima, conclui-se que no Brasil grande parte dos projetos arquitetônicos necessita de sistemas convencionais de energia para obter o conforto térmico e visual de seus ocupantes. De acordo com Corbella e Yannas, 2003, o grande desafio que enfrenta a presente geração de arquitetos brasileiros é ser capaz de fazer projetos voltados ao meio ambiente que minimizem a participação de sistemas convencionais de energia.

Este novo tipo de construção que alia estética com conforto térmico, minimizando o uso de energias convencionais, surgiu nas primeiras décadas do século passado e é denominada casa solar. Uma das primeiras construídas, em 1939, foram as casas solares do Massachusetts Institute of Technology e muitas foram feitas na Europa a partir da década de 60, de acordo com Chauliaguet, 1978. A arquitetura solar surgiu para resolver, através de engenhos simples, o problema estético aliado ao energético, a fim de utilizar a energia solar para produzir ambientes confortáveis termicamente, durante o inverno e o verão. Isso significa que os projetos da arquitetura solar devem estar integrados com a natureza para se obter soluções coerentes com o clima local.

A principal dificuldade do uso da energia solar térmica consiste no seu armazenamento, pois durante o dia, quando a energia é captada, é o período de menos necessidade de calor e à noite não há mais energia solar direta disponível. Esse problema é

resolvido com o uso, na construção, de elementos com elevada capacidade térmica, que conseguem defasar a entrega de calor ao meio interno da construção.

Para o aproveitamento da energia solar em edificações são empregados basicamente dois sistemas, os sistemas passivos e os ativos. Nos sistemas passivos, a energia solar é captada por elementos arquitetônicos e flui no sistema por meios naturais através da radiação, difusão e convecção natural, isto é, a estrutura do prédio ou algum elemento seu é o próprio sistema. Nos sistemas ativos a energia solar é captada ou transportada por equipamentos que utilizam energia auxiliar.

Os sistemas passivos dividem-se em passivos por ganho direto, indireto e combinação dos dois, ou seja, sistemas híbridos. Nos sistemas passivos por ganho direto o espaço interior da construção é diretamente aquecido e iluminado pela radiação através de uma área transparente. Nos sistemas passivos por ganho indireto a radiação solar é absorvida por uma massa, sólida ou líquida, localizada em local apropriado na construção. A energia térmica é posteriormente transferida para o interior da habitação, por convecção natural e/ou radiação, ou eliminada através de chaminés, projetadas para esse fim.

Os sistemas passivos, bem projetados, funcionam tanto no inverno como no verão. No inverno, o sistema aquece o ar e esse é dirigido para o interior da construção melhorando o conforto térmico dos usuários; no verão, o ar aquecido é dirigido para o exterior da construção através de chaminés produzindo um resfriamento ou ventilação. O objeto de estudo desta Tese é um elemento passivo indireto, chamado coletor solar acumulador, localizado no Laboratório de Energia Solar da UFRGS, que será tratado como uma máquina térmica de aquecimento de ar.

De acordo com Palz, 2002, os principais inovadores na construção de sistemas passivos foram os pesquisadores Felix Trombe e Jacques Michel, os quais construíram, no ano de 1967 em Odeillo na França, uma casa solar. O sistema desenvolvido por esses pesquisadores não requer o uso de eletricidade e nem partes móveis para operação. Essa idéia original dos franceses se tornou conhecida com o nome de muro Trombe-Michel.

O projeto original do muro Trombe-Michel é constituído de uma parede vertical espessa pintada de preto e uma lâmina de vidro colocado de modo a deixar um espaço para a circulação de ar, conforme ilustra a Figura 1.1. A radiação solar aquece a parede preta e essa aquece o ar que é introduzido no interior da casa por efeito de termossifão. A energia térmica absorvida pelo ar é disponível para uso imediato. O tempo necessário para o calor atravessar a parede depende da difusividade térmica da pedra, da diferença de temperatura entre as superfícies exteriores e interiores da parede e da espessura da mesma.

Uma das principais limitações do sistema Trombe-Michel é o fato de impedir a entrada de radiação solar direta e iluminação natural, na mesma fachada onde está inserido o coletor solar, pois o muro cobre toda a fachada.

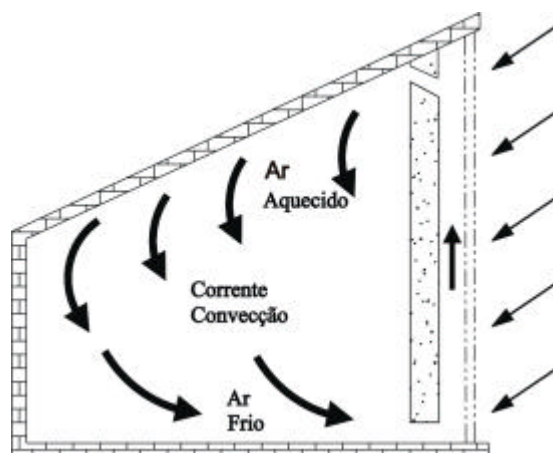


Figura 1.1- Desenho esquemático do muro Trombe-Michel

O Laboratório de Energia Solar da UFRGS dispõe de elementos passivos por ganho direto e indireto. O ganho indireto é obtido através do coletor solar acumulador, que consiste de uma grande massa de concreto inclinada 50° em relação ao solo, com duas coberturas de vidro. O ganho direto é obtido através de uma grande área de janelas, orientadas para o norte. Na fachada sul existem duas entradas de ar através de dutos retangulares e na fachada norte há uma chaminé para desviar para fora da construção o ar aquecido em dias quentes. Os detalhes do projeto e os primeiros ensaios experimentais e numéricos estão descritos em Corbella et al., 1981, e uma análise numérica do coletor armazenador e do prédio em Vielmo, 1981.

O coletor solar, instalado no Laboratório da UFRGS, possui as seguintes diferenças em relação ao sistema Trombe-Michel:

1. permite a entrada da radiação solar direta para aquecimento no inverno e para iluminação no inverno e no verão;
2. foi providenciada uma forma de regular a radiação infravermelha provinda da superfície do coletor em contato com o ambiente habitado, através de um isolante térmico instalado na parede interna do coletor que pode ser removido;
3. a superfície coletora tem 50° com a horizontal para ter uma maior captação de radiação no inverno e permitir uma maior área;
4. a superfície de captação está formada por tijolos furados para aumentar a área e conseqüentemente facilitar a transferência de calor por convecção ao ar que está sendo aquecido, ao mesmo tempo em que aumenta a absorvância aparente;

5. o anteparo solar, que forma parte inseparável do sistema, faz com que se tenha maior ganho solar direto no inverno, diminuindo esse ganho à medida que se aproxima o verão, e se faz quase zero durante seis meses de maior temperatura ambiente;

1.1 Definição do Problema em Estudo

O objetivo desta Tese é caracterizar o funcionamento do coletor solar acumulador do Laboratório de Energia Solar da UFRGS e determinar sua eficiência diária para trabalhar como aquecedor no inverno. A eficiência da chaminé para eliminar a massa de ar aquecido no verão, a eficiência dos dutos retangulares para ventilação no verão, o estudo do conforto térmico dos usuários e o estudo de outros dispositivos passivos presentes no laboratório não serão contemplados neste trabalho. Esta Tese vai restringir seu estudo ao coletor solar acumulador como uma máquina térmica capaz de aquecer o ar, ou seja, será discutido quanto calor pode ser retirado desse coletor sem questionar a necessidade desta massa de ar aquecido e nem para quê serve esse calor.

Um grande número de trabalhos desenvolvidos com sistemas passivos de aquecimento de ar apresenta equacionamento unidimensional e condições de contorno relativamente simples. Entre os vários trabalhos que usam sistemas unidimensionais, são apresentados: Mootz e Bezian, 1996; Bhandari e Bansal, 1994 e Duffin e Knowles, 1985, entre outros. O coletor solar acumulador em estudo, porém, devido a sua geometria irregular, não apresenta solução analítica e não pode ser tratado por modelo numérico unidimensional, razão pela qual foi buscada uma solução numérica bidimensional. Para usar o sistema bidimensional foi necessário mostrar que o coletor solar acumulador (em estudo) apresenta uma resposta bidimensional, ou seja, não há gradientes de temperatura ao longo do eixo leste-oeste do coletor, aqui tratado como profundidade. Para isso foi efetuada uma montagem experimental que permitiu, além de mostrar que a resposta do coletor pode ser considerada bidimensional, validar o programa de simulação numérica e medir a eficiência térmica do coletor.

Buscando o entendimento dos processos térmicos que ocorrem no interior do coletor solar acumulador e sua interação com o ambiente interior do laboratório, foi montado um calorímetro. Esse calorímetro permite que se tenha o controle de todas as variáveis relevantes no processo que está sendo estudado e, ao mesmo tempo, reproduz de certa forma o ambiente maior do laboratório.

A simulação numérica desenvolvida usa o Método dos Volumes Finitos, para isso foi necessário adotar um modelo simplificado do coletor solar armazenador de energia. Existem

várias questões que estão intrinsecamente relacionadas com a adoção de um modelo físico: ter um entendimento de quais variáveis são relevantes nos processos físicos a serem estudados e quais tem importância menor; conhecer quais são as equações diferenciais que governam os processos físicos a serem estudados e por último, adotar as condições de contorno no modelo físico e estabelecer as condições iniciais.

A equação que será discretizada em volumes finitos é a equação de difusão de calor transiente em 2 dimensões. Uma vez obtidas as equações algébricas lineares, parte-se para a construção de um algoritmo apropriado que as resolva. Finalmente, o último passo consiste em construir um programa com uma linguagem de programação apropriada. A linguagem escolhida para resolver as equações lineares é o Fortran 90. O programa será validado com os dados experimentais obtidos através do sistema de aquisição de dados.

Esse trabalho utiliza propostas apresentadas no trabalho de Vielmo, 1981, com inovações possíveis graças aos avanços computacionais e tecnológicos dos últimos anos. Foi possível desenvolver malhas espaciais e temporais muito mais refinadas e estudar a estabilidade da solução numérica no espaço e no tempo, o que era muito difícil no começo da década de 80. Os novos recursos tecnológicos permitiram que se montasse um sistema de aquisição de dados, conectado a um PC, e se obtivessem medidas de temperatura e radiação solar em vários dias ininterruptos, caracterizando adequadamente o coletor solar.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo do comportamento térmico do coletor solar acumulador do Laboratório de Energia Solar da UFRGS e desenvolver uma metodologia para medir a sua eficiência diária no inverno.

Para a realização deste trabalho é necessário realizar várias etapas as quais trazem intrinsecamente resultados parciais que, cuja obtenção, pode constituir uma lista de objetivos específicos:

1. Desenvolver um programa de simulação numérica bidimensional usando o Método de Volumes Finitos;
2. Encontrar dimensões de malha e de tempo que tornem a solução numérica independente;
3. Limitar as condições do problema estudado por meio de um calorímetro;
4. Montar um sistema de aquisição de dados para monitorar as variáveis envolvidas no processo;
5. Comprovar experimentalmente a validade da hipótese da bidimensionalidade;

6. Determinar a eficiência do coletor solar usando um sistema experimental e um sistema numérico;
7. Medir a potência associada ao ar aquecido fornecido ao laboratório, ao longo do tempo;
8. Estudar a transferência de calor e massa ao longo dos canais interiores ao coletor usando o modelo proposto por Grimmer, 1978.

1.3 Escopo da Tese

Para a apresentação da tese, este documento é organizado em capítulos e anexos.

O capítulo 2 discute os principais elementos que interferem diretamente na eficiência do coletor solar armazenador, o conceito de um corpo negro, a trajetória solar, as características da radiação solar e seus instrumentos de medição.

O capítulo 3 apresenta o funcionamento do coletor solar, suas principais características, vantagens e desvantagens de um sistema passivo, o efeito estufa e as propriedades físicas das coberturas.

O capítulo 4 apresenta a montagem experimental e a metodologia para medida experimental da eficiência diária. Analisa as possíveis fontes de erros e as incertezas inerentes à montagem experimental e aos sensores utilizados, as quais são avaliadas em termos de incertezas de temperatura. Esse capítulo justifica a necessidade da instalação de um calorímetro para melhor controle das variáveis envolvidas no processo

O capítulo 5 descreve o modelo físico adotado para solução em volumes finitos, as equações algébricas lineares dos diferentes elementos do coletor, a equação de difusão de calor bidimensional, as equações da vazão, a equação de eficiência diária, as diversas malhas com diferentes refinamentos e o estudo da solução independente da malha.

O capítulo 6 apresenta os resultados experimentais obtidos, a demonstração de que é aceitável supor que o coletor solar trabalha em regime bidimensional, o cálculo da eficiência diária do coletor para vários dias e sua curva de eficiência diária.

O capítulo 7 apresenta os resultados numéricos obtidos em volumes finitos, sua validação experimental, a potência do coletor e sua eficiência diária.

O capítulo 8 apresenta as conclusões obtidas e propostas para trabalhos futuros.

O anexo I apresenta as constantes usadas no programa de simulação numérica.

O anexo II apresenta o cálculo do erro quando se simplifica a expressão da transferência de energia radiante entre duas superfícies com temperaturas próximas.

O anexo III mostra como foram calculadas as incertezas relativas à energia útil fornecida pelo coletor solar e a propagação desta incerteza na eficiência diária do coletor.

O anexo IV mostra o cálculo da energia térmica transferida do interior do calorímetro para o interior do laboratório.

O anexo V apresenta as medidas experimentais de vários dias do verão e a eficiência energética obtidas para esses dias, juntamente com sua validação numérica. Esse anexo mostra que o programa de simulação numérica pode ser empregado tanto no inverno como no verão com resultados satisfatórios.

O anexo VI apresenta uma estimativa da ordem de grandeza da energia transferida do canal superior do coletor solar para o interior do laboratório ao longo de um dia, usando uma analogia com circuitos térmicos.

1.4 Revisão Bibliográfica

Diversos pesquisadores tem estudado nos últimos anos o muro Trombe-Michel e sistemas similares de aquecimento de ar. Há inúmeros trabalhos experimentais e numéricos feitos em diversos países, usando as características próprias de cada região. É importante lembrar que a eficiência encontrada nesses trabalhos está relacionada com as condições climáticas do local de operação, não significando que se o mesmo sistema for montado em outra região irá apresentar o mesmo rendimento. Os trabalhos que serão apresentados foram escolhidos devido a sua importante contribuição ao tema e por apresentarem alguma semelhança ao coletor solar estudado.

Vielmo, 1981, estudou o coletor solar acumulador do Laboratório de Energia Solar da UFRGS e propôs um modelo matemático para toda a construção. Nesse modelo são feitas diversas hipóteses envolvendo a quantidade de radiação solar que penetra nas janelas na fachada norte, a condutividade térmica das paredes, a quantidade de energia que é transferida para o ar através dos diversos canais interiores ao coletor solar etc. Nesse trabalho é resolvida a equação de difusão de calor bidimensional transiente usando o método das diferenças finitas. A malha ajustada para resolver as equações da transferência de calor é uma malha quadrada, significa que foi feita uma aproximação da superfície coletora, que possui 50° com a horizontal, para uma superfície com ângulo de 45° com a horizontal. A malha resolvida no cálculo numérico possuía 62 elementos e o passo de tempo adotado nas equações foi de 15 minutos. O programa usado para resolver as equações numéricas foi escrito em Algol e o computador foi um Burroughs

B6700. Através de diversas hipóteses e usando cálculo numérico, o modelo calcula a temperatura média, ao longo do tempo, no interior do Laboratório de Energia Solar.

Nayak et al., 1983, baseado em séries de Fourier da solução da equação de difusão de calor (unidimensional) desenvolveram um modelo matemático para simular o comportamento térmico de 4 sistemas de aquecimento de ar: (a) muro Trombe-Michel, (b) um muro Trombe-Michel sem as aberturas inferiores e superiores que dão acesso ao canal, (c) uma parede (semelhante ao Trombe-Michel) onde em vez do concreto são usados reservatórios de metal contendo água para acumular energia e (d) um jardim de inverno. Todos os sistemas foram estudados ao longo de 24 horas, sendo que à noite, para reduzir as perdas de calor, a simulação considera que há um isolamento térmico na cobertura. Usando soluções periódicas da série de Fourier, os pesquisadores desenvolveram um modelo matemático que explicita o fluxo de calor, em função do tempo, entregue ao ambiente. Dos 4 sistemas estudados o jardim de inverno apresentou as maiores vantagens, em termo de ganho de energia, em relação aos outros sistemas. Os pesquisadores mostraram que é possível obter um atraso da onda térmica de 12 horas com uma parede mista de 10 cm de espessura dos reservatórios de água seguido por 22 cm de espessura de concreto.

Duffin e Knowles, 1985, desenvolveram um modelo simples de um circuito elétrico para simular o comportamento térmico de uma parede de Trombe-Michel. Esse modelo foi capaz de otimizar um sistema Trombe-Michel variando vários parâmetros geométricos e as propriedades térmicas dos materiais. Para aproximar a radiação solar incidente na parede foi usada uma função periódica senoidal com período de 24 horas. O programa conseguiu reproduzir o atraso do calor fornecido ao ambiente e a eficiência do sistema. De acordo com os resultados foi constatado que uma parede de multicamada é a que pode fornecer a melhor performance do sistema do Trombe-Michel, embora o custo de construção limite tais projetos.

Zrikem e Bilgen, 1989, estudaram um muro de Trombe-Michel composto, mostrado na Figura 1.2 e compararam os resultados com o muro Trombe-Michel simples, Figura 1.1.

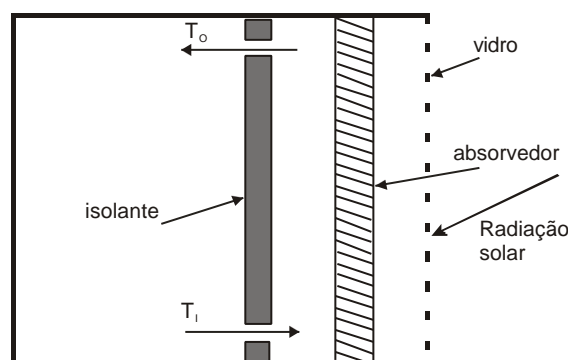


Figura 1.2- Esquema de um coletor solar denominado muro Trombe-Michel composto.

O modelo matemático desenvolvido calcula a energia auxiliar necessária para obter o conforto térmico no interior da construção. Para conseguir resolver esse modelo, foi usada uma grande quantidade de dados climáticos de três cidades canadenses. O trabalho mostra que, em climas frios, o sistema Trombe-Michel composto apresenta um ganho de performance em relação ao muro Trombe-Michel simples, ou seja, para obter o mesmo conforto térmico foi necessária uma quantidade maior de energia auxiliar no sistema Trombe-Michel simples que no sistema composto. O modelo desenvolvido foi validado experimentalmente.

Bhandari e Bansal, 1994, usando o método analítico resolveram as equações de transferência de calor para um muro Trombe-Michel com algumas variantes. As equações da transferência de calor foram obtidas usando um circuito elétrico equivalente. Nesse trabalho os pesquisadores definiram o conceito de fator de ganho de radiação solar. Através desse conceito foi possível avaliar o ganho e a perda de calor obtido por diversos dispositivos de aquecimento de ar semelhantes ao muro Trombe-Michel. O trabalho compara os resultados obtidos usando o conceito de fator de ganho de radiação solar com outros sistemas, como por exemplo, o conceito de “solar load ratio methods” desenvolvido por Balcomb et al, 1982. Os resultados obtidos na medida de eficiência usando esse sistema em comparação com o método “solar load ratio” estão em concordância. A grande vantagem de se usar o fator de ganho de radiação solar ao invés de outro método é que esse sistema necessita do mínimo de dados meteorológicos.

Peuportier e Michel, 1995, construíram 6 casas para estudos de conforto térmico no leste da França, sendo 2 casas com coletores ativos e 4 com sistemas passivos – estilo Trombe-Michel. Dois tipos de coberturas transparentes foram comparados, uma estrutura de capilaridade e placas de policarbonato. Essa estrutura de capilaridade é um novo tipo de material isolante térmico transparente. Ele consiste de capilares montados perpendicularmente a duas placas de vidro. A idéia é maximizar o ganho de calor, por sua elevada transparência, e minimizar as perdas, devido ao seu pequeno coeficiente de trocas térmicas. Esse material pode ser usado de forma semelhante ao vidro em várias situações: janelas, jardim de inverno, coletores de ar e Trombe-Michel. O projeto desenvolvido foi monitorado durante 1 ano. Um sistema de simulação numérica foi desenvolvido e permitiu a comparação entre os vários sistemas sob as mesmas condições de operação. Ambas as coberturas apresentaram um ganho de eficiência, quando comparados com o sistema Trombe-Michel usando 1 ou 2 coberturas de vidro. O sistema usando a estrutura de capilaridade apresentou um ganho de eficiência em 25 % em relação ao sistema usando placas de policarbonato.

Bortoli et al., 1996, realizaram um estudo do coletor solar acumulador do Laboratório de Energia Solar da UFRGS. Esse trabalho, foi desenvolvido através de uma simulação numérica

em volumes finitos. Nas hipóteses do modelo físico estabelecido foi prescrito um escoamento forçado na entrada dos canais, com os termos de empuxo presente nas equações governantes. No problema térmico foi prescrita a temperatura na entrada dos canais, derivada nula da temperatura na saída dos canais e canais isolados termicamente junto ao piso, fronteira com o interior do ambiente e balcão superior. As equações foram resolvidas para duas dimensões, tanto o problema térmico como o de escoamento foram tratados em forma bidimensional de forma acoplada. As equações foram resolvidas em regime permanente. O ganho de radiação solar pelo coletor é aproximado a partir da observação direta do coletor em operação, prescrevendo-se as temperaturas na superfície absorvedora e na cobertura. As propriedades físicas, com exceção da densidade do ar nos canais, são consideradas constantes.

Através das temperaturas prescritas (18 °C temperatura de entrada do ar no canal) e da velocidade do ar prescrita (0,03 m/s) foram obtidos os campos de temperatura do coletor solar acumulador e o campo de velocidade nos canais. As isotermas encontradas partem da superfície absorvedora e atravessam a massa acumuladora em direção aos canais. O campo de velocidade encontrado mostrou que existe uma recirculação no escoamento ao longo do canal pertencente à massa acumuladora e que a velocidade de escoamento no canal vertical é muito pequena.

Mootz e Bezian, 1996, realizaram um estudo numérico de um sistema de aquecimento de ar denominado painel solar. A Figura 1.3 ilustra o painel solar, com as suas respectivas dimensões, usado pelos pesquisadores franceses. O sistema opera no modo normal (A), com o canal de convecção aberto e no modo (B), com o canal de convecção fechado.

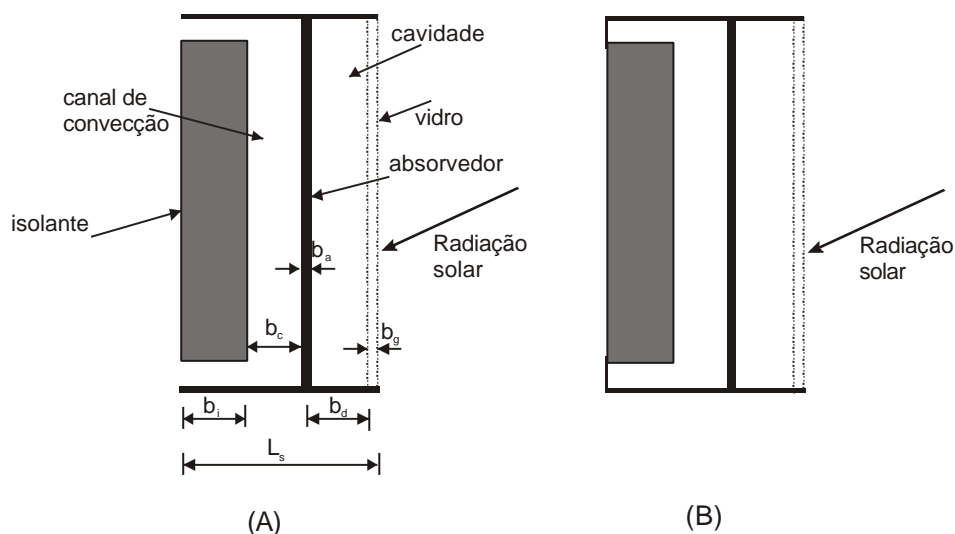


Figura 1.3- Desenho esquemático de um painel solar. (A) modo normal de operação e (B) modo de operação com canal fechado.

O painel solar dispõe de uma cobertura de vidro, uma placa absorvedora, de uma cavidade fechada entre a cobertura e placa absorvedora e de um canal de convecção. A influência dos diversos espaçamentos (mostrados na Figura 1.3) sobre as perdas de calor e sobre a eficiência do sistema foi estudada por esses pesquisadores.

O modelo numérico desenvolvido compara as temperaturas do interior do canal com a temperatura ambiente, durante os períodos diurno e noturno, quando a temperatura do ar que passa pelo canal for maior que a temperatura ambiente o painel opera no modo (A), quando a temperatura do ar no canal for inferior a temperatura ambiente, para não ocorrer a convecção reversa, o painel opera no modo (B). No modo (A) de operação é calculada a eficiência do painel considerando a variação de entropia entre o ar que entra no canal e o que sai. No modo (B) de operação são calculadas as perdas do sistema. O modelo numérico usado foi o proposto por Patankar (1980), que tem sido amplamente aplicado para sistemas similares. As duas opções abaixo foram estudadas:

- 1) Conservando o espaçamento do painel (L_s) constante, o programa aumenta o canal de convecção (b_c) de 1 a 40 mm e reduz b_i e verifica as perdas de energia e a eficiência do sistema;
- 2) Conserva o valor de b_i e varia o valor de b_c e L_s (espaçamento do painel).

Nos períodos que o sistema opera no modo A, foi verificado que:

- 1) A eficiência é bastante sensível a dimensão do canal de convecção b_c , tanto para a opção 1 como para a opção 2. O programa demonstra que até 5 mm de espaçamento do canal de convecção os valores da eficiência praticamente coincidem na opção 1 e na opção 2, para períodos com radiação solar.
- 2) Quando o espaçamento se aproxima de 15 mm a eficiência atinge o máximo, tanto na opção 1 como na opção 2.

Quando a radiação solar é insuficiente para o sistema operar no modo (A) a entrada e saída de ar são fechadas e o sistema opera no modo (B), neste instante determina-se o coeficiente de perda de calor. Foi verificado que a perda de calor na opção 1 aumenta com o espaçamento do canal de convecção e na opção 2 diminui com o espaçamento do canal de convecção. Foi demonstrado que com o valor de b_c variando de 15 a 20 mm é quando o sistema opera com o máximo de rendimento e o mínimo de perdas.

Fang e Li, 2000, desenvolveram uma simulação numérica tridimensional em diferenças finitas de uma parede vazada, com uma cobertura de vidro. Essa parede vazada, ao contrário do Muro Trombe Michel, apresenta diversas aberturas retangulares de igual tamanho distribuídas ao longo da parede, enquanto o sistema Trombe Michel apresenta somente aberturas

na base e no topo. Essas aberturas são alternadas com tijolos ou blocos de concreto igualmente retangulares formando um padrão que se repete. O ar flui entre o canal e o ambiente interior através dessas aberturas. A Figura 1.4 ilustra esse sistema com as principais dimensões. Nesse trabalho foi resolvida a equação de difusão de calor tridimensional transiente para diversas configurações geométricas considerando uma e duas coberturas. Para resolver o sistema de equações transientes foi usado o método Crank-Nicolson. Na definição da eficiência energética é usado o parâmetro LCR. Esse parâmetro considera diversos fatores da construção, como a área total de janelas, a área total do coletor solar, o coeficiente de perda de carga da construção, as temperaturas médias do ar no ambiente interno e externo da construção, etc. Na comparação de dados experimentais com os resultados obtidos através da simulação houve uma perfeita concordância. Os resultados obtidos na simulação mostraram, sob determinadas condições, que a eficiência térmica é 30,2% para uma parede vazada e 22,6% para um muro Trombe-Michel.

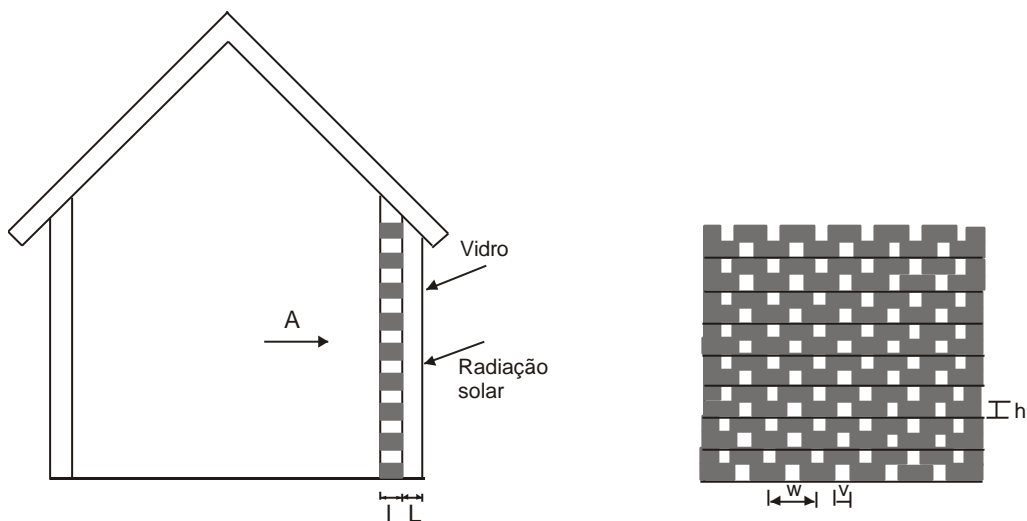


Figura 1.4- Parede vazada com vista frontal A e dimensões características.

Raman e et al., 2001, testaram um sistema passivo alternativo para substituir o Trombe-Michel no Norte da Índia e compararam com este, em vez de uma parede acumuladora vertical colocaram a cobertura e a superfície absorvente na horizontal. O resultado encontrado foi negativo, ou seja, o sistema Trombe-Michel apresentou a melhor performance. Esses pesquisadores usaram uma grande quantidade de dados experimentais e modelaram o sistema numericamente.

CAPÍTULO 2

RADIAÇÃO SOLAR

O sol é o principal elemento que participa diretamente no desempenho de um sistema de aquecimento solar, portanto para um entendimento do funcionamento do coletor solar acumulador e o cálculo de sua eficiência energética é importante entender os fenômenos inerentes à radiação solar. Através do conhecimento do comportamento de um corpo negro, da trajetória do sol (aparente) e das variações de intensidade da radiação solar ao longo do ano é possível otimizar um sistema de aquecimento solar.

2.1 Radiação de um Corpo Negro

Para uma melhor compreensão dos fenômenos de transferência de calor por radiação é útil entender o conceito de um corpo negro. Um corpo negro é uma superfície ideal, que absorve toda a radiação incidente, independente de seu comprimento de onda e direção. Para uma dada temperatura, nenhuma superfície emite mais energia que um corpo negro. Como ele é um corpo ideal, pode ser usado como padrão para fins de comparação com os corpos reais.

Até o final do século XIX não havia uma teoria consistente que conseguisse justificar e entender os fenômenos da radiação emitida por um corpo negro. A mecânica clássica e a antiga teoria eletromagnética não conseguiram adaptar nenhum modelo físico que se ajustassem aos dados experimentais. Através do trabalho de Max Planck foi possível entender os fenômenos que ocorrem em um corpo aquecido e seu espectro de emissão. De acordo com Sparrow e Cess, 1978, Planck mostrou que o poder emissivo de um corpo negro se distribui entre os diferentes comprimentos de onda, o que mais tarde foi chamada de lei de Planck. A lei de Planck, para um corpo negro em uma determinada temperatura e para uma área unitária, pode ser expressa da seguinte forma:

$$E_{\lambda}(T) = \frac{2hc_o^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{(hc_o/\lambda kT)} - 1} \quad (2.1)$$

onde $E_{\lambda}(T)$ é a potência monocromática emitida por um corpo negro em uma determinada temperatura absoluta, h é a constante de Planck, k é a constante de Boltzmann, T é a

temperatura absoluta do corpo, λ é o comprimento de onda da radiação emitida e C_0 é uma constante. O gráfico da Lei de Planck é mostrado na Figura 2.1, para duas temperaturas distintas. Esse gráfico foi normalizado para facilitar a visualização, portanto todas as energias foram divididas pelo pico de emissão. As temperaturas escolhidas devem-se ao fato de que 70°C (340 K) equivale a temperatura máxima da superfície do coletor solar acumulador (medida experimentalmente) e 5777 K equivale a temperatura equivalente da superfície solar.

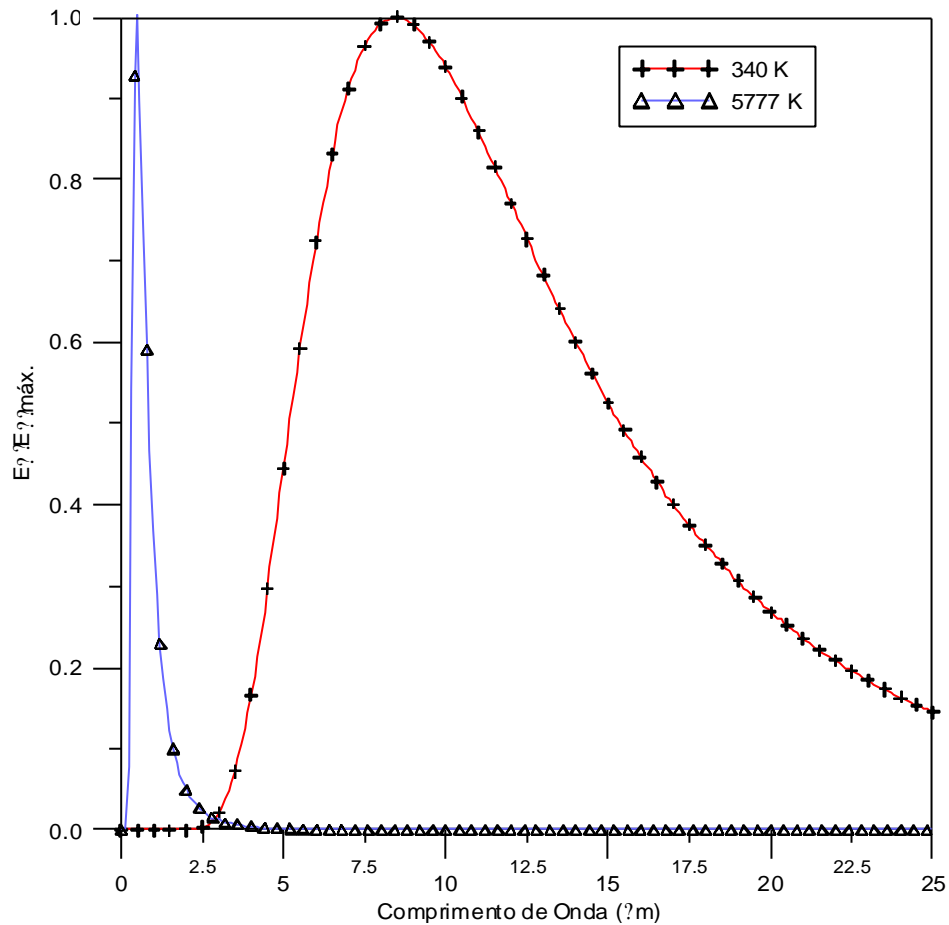


Figura 2.1 – Gráfico do espectro de emissão de um corpo negro para duas temperaturas distintas.

Na Figura 2.1 observa-se que o pico de intensidade da radiação emitida por um corpo negro está relacionado com a temperatura. À medida que diminui a temperatura o pico da curva desloca-se para a direita, aumentando o comprimento de onda. De acordo com a lei de Planck, quanto maior a temperatura maior é a intensidade da radiação emitida. O comportamento da superfície do Sol se aproxima de um corpo negro à temperatura de 5777 K, embora a temperatura estimada de seu centro seja de 8×10^6 a 4×10^7 K, de acordo com Duffie e Beckman, 1991. O pico de emissão da radiação do Sol ocorre na região do espectro visível. Uma informação bastante útil é conhecer qual o comprimento de onda corresponde à máxima energia

radiante emitida, que, de acordo com Sparrow e Cess, 1978, pode ser calculada usando a lei de Wien:

$$\lambda_{\max} T = 2897,8 \mu\text{mK} \quad (2.2)$$

Sendo conhecida a temperatura de um corpo (que possui características próximas de um corpo negro) determina-se, usando a Lei de Wien, o comprimento de onda do pico de emissão de radiação em μm . Usando a lei de Wien e a temperatura estimada da superfície do Sol (5777 K) pode-se calcular o comprimento de onda do pico de emissão da radiação que o Sol envia, o resultado é 0,50 μm , que está dentro da região visível.

Uma outra informação valiosa foi obtida por Stefan e Boltzmann, que mostraram que a área sob a curva da Figura 2.1 pode ser obtida através da relação:

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \quad (2.3)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann e T é a temperatura absoluta do corpo. Desta forma, fica resolvida a questão da potência emitida por um corpo negro para qualquer temperatura.

Os corpos reais, ao contrário do corpo negro, possuem a absorptividade (α_{λ}) e a emissividade (ϵ_{λ}) dependentes do comprimento de onda, ou seja, um corpo pode ser altamente absorvedor em uma região do espectro e não absorvedor em uma outra região do espectro. Uma simplificação que pode ser feita, para os corpos reais, é o uso do conceito de corpo cinza. Um corpo cinza é um corpo para o qual os valores de α_{λ} e ϵ_{λ} são independentes de λ ao longo das regiões espectrais da irradiação e da emissão superficial. Usando essa simplificação, a equação 2.3 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$E = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.4)$$

Evidentemente todos os corpos possuem uma emissividade menor que 1. O vidro, por exemplo, possui uma emissividade de 0,90, na temperatura de 20 °C e 0,94 na temperatura de 90 °C, conforme Ražnjevic, 1976.

2.2 Espectro Solar

A radiação emitida pelo Sol consiste de ondas eletromagnéticas de diferentes comprimentos, que vão desde o ultravioleta ao infravermelho. Esse espectro solar divide-se em três regiões distintas:

1. A região chamada visível ($0,38 \text{ ? m} < ? < 0,78 \text{ ? m}$), é a região que o olho humano consegue perceber;
2. A região com comprimento de onda acima do vermelho ($? > 0,78 \text{ ? m}$), conhecida como infravermelho (IV) ;
3. A região com comprimento de onda abaixo do violeta, ($? < 0,38 \text{ ? m}$), denominada ultravioleta (UV).

2.3 Constante Solar

Define-se como constante solar, I_{sc} , a energia solar total, por unidade de tempo, que incide sobre uma superfície de área unitária, colocada perpendicularmente aos raios solares fora da atmosfera terrestre, a uma distância do Sol equivalente à distância média Terra-Sol. Sua determinação exata é extremamente importante não só para aplicações extra-atmosféricas como para aplicações terrestres. A partir dos anos 80, o World Radiation Center (WRC) adotou o valor de 1367 W.m^{-2} , com uma incerteza de ordem de 1 %, de acordo com Duffie e Beckman, 1991.

A constante solar distribui-se aproximadamente, de acordo com a divisão do espectro, da seguinte forma: 7 % ultravioleta ($95,7 \text{ W.m}^{-2}$), 47,3 % visível ($646,6 \text{ W.m}^{-2}$) e 45,7 % infravermelho ($624,7 \text{ W.m}^{-2}$), ou seja, a maior parte da potência do espectro solar está na região do visível e a menor parte, na região do ultravioleta.

2.4 Declinação Solar

A Terra gira ao redor de um eixo central, chamado eixo polar, completando uma volta em 24 horas, esse movimento diferencia o dia da noite. A Terra gira, simultaneamente com o movimento diário, ao redor do Sol descrevendo uma órbita elíptica na qual o Sol ocupa um dos focos. O plano que contém esta órbita é chamado eclíptica; chama-se assim porque os eclipses da Lua e do Sol só podem ocorrerem quando a Lua se encontra também neste plano, de acordo com Foucault, 1993. Nesse movimento de translação, a Terra percorre sua trajetória em um plano inclinado de $23^{\circ} 27'$ em relação ao plano do equador. O ângulo formado entre o plano

equatorial e a linha que une os centros da Terra e do Sol muda continuamente, e é chamado declinação solar (δ). É este ângulo que define a posição dos trópicos e faz com que os dois hemisférios terrestres recebam quantidades distintas de radiação solar ao longo do ano.

A declinação solar δ (em graus) pode ser estimada pela seguinte equação:

$$\delta \approx 23,45 \sin \frac{2\pi}{365} (d_n - 284) \quad (2.5)$$

onde d_n é o número do dia do ano no calendário Juliano, variando de 1 (1º de janeiro) até 365 (31 de dezembro), considera-se constante a declinação ao longo de um dia. Existem somente dois dias no ano em que a declinação solar é nula: são o equinócio de primavera (22 de setembro) e o equinócio de outono (21 de março). Nesses dois dias, o dia e a noite possuem a mesma duração.

2.5 Posição do Sol em Relação à uma Superfície Horizontal

O movimento da Terra ao redor do Sol pode ser descrito como se fosse o movimento do Sol ao redor da Terra. Essa mudança de referencial é útil para o cálculo da radiação solar incidente na superfície da Terra, para isso será usada a Figura 2.2 como referência, que representa a esfera celeste. Na esfera celeste cada um de seus pontos representa uma direção do céu vista da Terra. A intersecção desta esfera com o plano do equador terrestre define o equador celeste e os pontos de intersecção com os eixos polares definem os pólos celestes (norte celeste e sul celeste).

A vertical normal de um lugar (para um determinado observador) intercepta a esfera celeste em dois pontos, chamados zênite local e nadir, como ilustra a Figura 2.2. O ângulo que forma esta reta com o plano do equador celeste é chamado latitude geográfica, ϕ , sendo positiva ao norte e negativa ao sul deste plano.

O horizonte do observador é o círculo máximo na esfera celeste cujo plano passa através do centro da Terra, normal a uma linha unindo o centro da Terra e o zênite. O ângulo de zênite, θ_z , é o ângulo entre o zênite local e a linha que une o observador e o Sol. A altura solar, θ_s , é a altura angular do Sol acima do horizonte celeste do observador. Para definir o ângulo horário, θ_h , é necessário conceituar o meridiano do observador e o meridiano do Sol. O meridiano do observador é o círculo máximo que passa pelo zênite local e pela linha norte-sul do observador. O meridiano do Sol é o círculo máximo que passa pelo Sol e pelo zênite local e pelo

centro da Terra. O ângulo medido entre o meridiano do observador e o meridiano do Sol é chamado ângulo horário ω , valendo 0° ao meio-dia e muda 15° por hora.

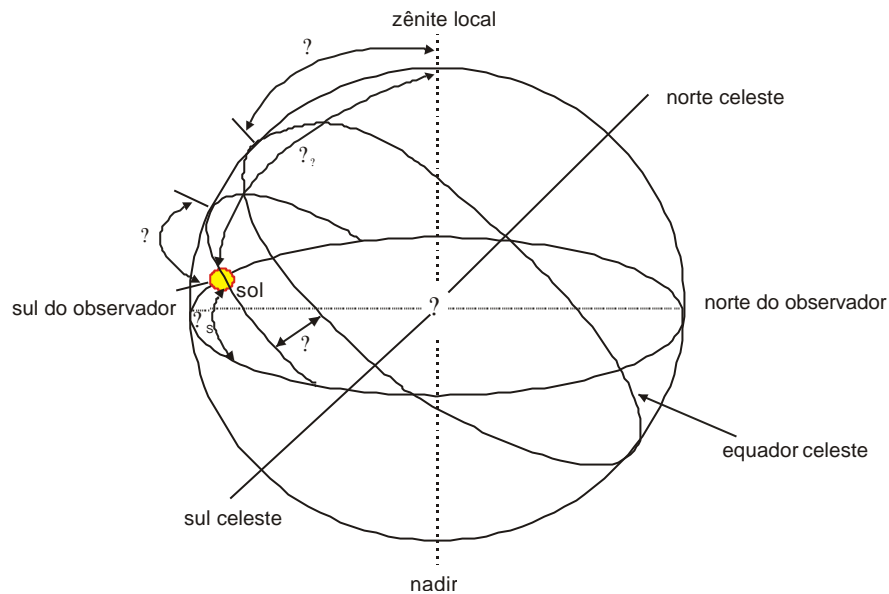


Figura 2.2 – Esfera celeste e coordenadas do Sol relativas a um observador na Terra.

O ângulo ω_z pode ser calculado a partir de outras variáveis, para uma dada hora do dia, latitude local e declinação solar, é:

$$\cos \omega_z = \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \omega \cdot \sin \phi \tag{2.6}$$

Estes ângulos podem ser visualizados de uma forma mais simples, como mostra Figura 2.3. Observe que o ângulo de zênite (ω_z) e o ângulo ω_s (altura solar) são ângulos complementares, ou seja, $\omega_s + \omega_z = 90^\circ$.

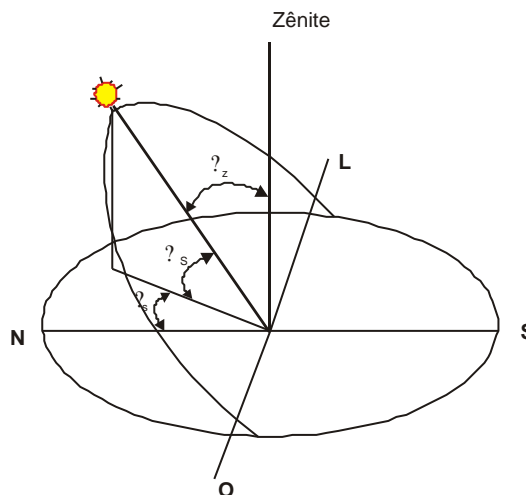


Figura 2.3 – Definição dos ângulos de zênite, azimute e altura solar

2.6 Atenuação da Radiação Solar na Atmosfera

A radiação emitida pelo Sol possui um padrão que se aproxima da curva de um corpo negro à temperatura de 5777 K, porém quando chega na superfície da Terra, devido às diversas interações com as partículas da atmosfera, esse padrão se altera. Essa diferença no espectro envolve muitos fatores, incluindo a absorção, dispersão e reflexão ao longo da trajetória até a superfície terrestre. O vapor d'água absorve fortemente a radiação nos comprimentos de onda equivalente ao infravermelho, em torno de 1,0 , 1,4 e 1,8 μm . Conforme Duffie e Beckman, 1991, a energia do espectro extraterrestre com $\lambda > 2,5 \mu\text{m}$ é menor que 5 % do total de energia do espectro, e a energia que a Terra recebe, neste intervalo, é ainda menor. Cerca de 19 % do total da energia solar incidente na atmosfera é absorvida pelo vapor d'água, oxigênio e o ozônio. Uma parte dessa energia incidente sofre dispersão, principalmente na faixa do azul; eis a razão por que o céu parece azulado no período diurno.

A reflexão da radiação solar ocorre principalmente nas nuvens. Vistas de cima, as nuvens são extremamente brancas, apesar de por vezes serem bastante sombrias, quando vistas de baixo. As nuvens, devido à sua enorme capacidade de reflexão, possuem uma importância fundamental no clima, na medida em que a sua superfície superior reenvia para o céu 20 % da radiação incidente, conforme Foucault, 1993.

A única radiação solar que chega a superfície terrestre quase integral é a de comprimento de onda compreendido entre 0,3 a 0,75 μm e que corresponde, grosso modo, à banda visível, conforme Foucault, 1993.

A Figura 2.4 mostra três curvas características: a curva da radiação solar extraterrestre, a curva de radiação ao nível do mar e a curva de radiação de um corpo negro a 5800 K. A radiação solar extraterrestre equivale à radiação medida fora da atmosfera. Observe que há pouca absorção de radiação entre 0,35 e 0,75 μm . Essa região do espectro corresponde ao intervalo visível ao qual pertence uma grande fração da radiação solar. Pode-se dizer que a atmosfera é bastante transparente à radiação solar visível. Observe que a partir de 0,8 μm , região do infravermelho, a atmosfera absorve significativamente essa radiação.

A atmosfera absorve parte da radiação infravermelha emitida pela superfície da Terra, produzindo o efeito estufa. Como a terra mantém sua temperatura média emitindo para o espaço radiação infravermelha, se a atmosfera aumenta a taxa de absorção desta radiação e emite parte da energia de volta à superfície da terra, o planeta tende a aumentar a temperatura.

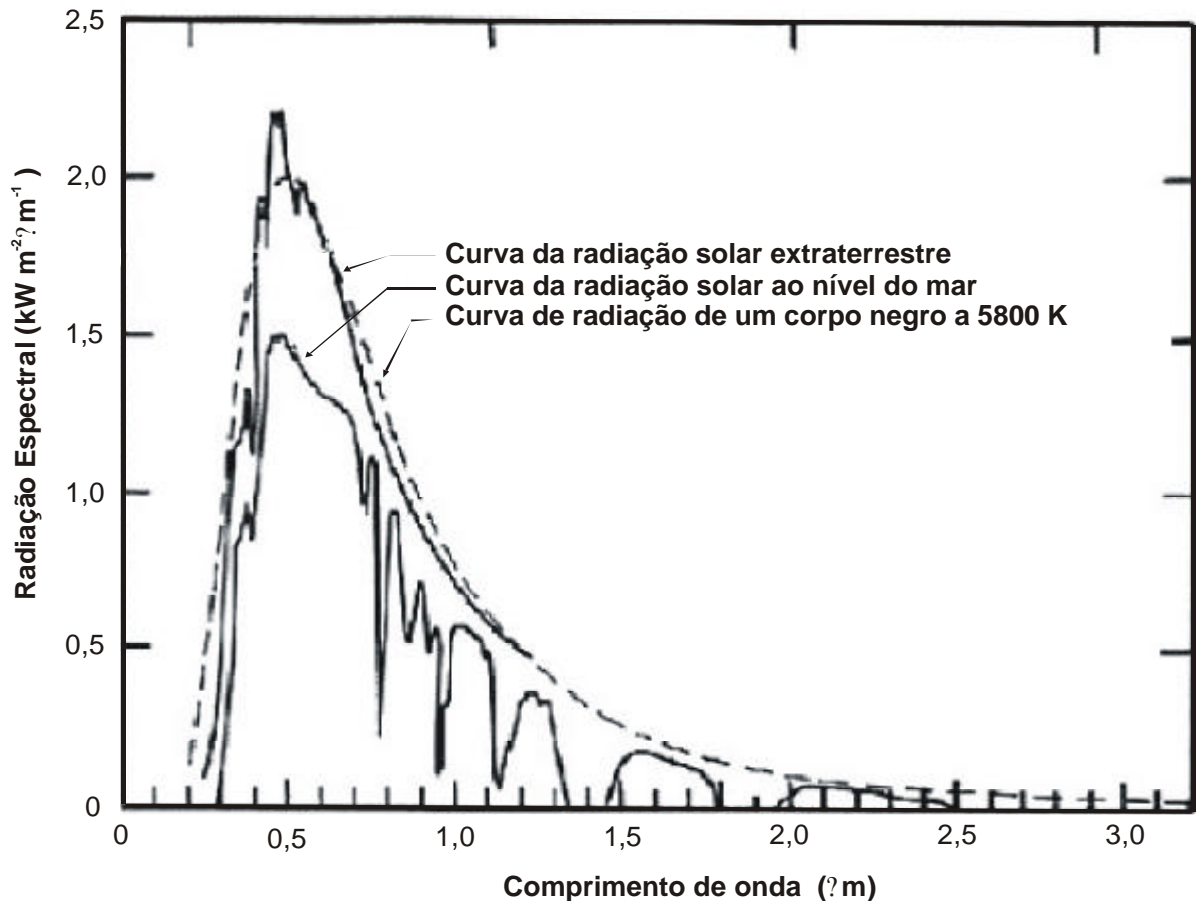


Figura 2.4 - Distribuição espectral da radiação solar extraterrestre, da radiação solar ao nível do mar (para massa de ar = 1) e da radiação de um corpo negro a 5800 K. Fonte: Palz, 2002.

O primeiro pesquisador que destacou a importância do efeito estufa na atmosfera foi o cientista francês, Joseph Fourier em 1822, com o trabalho: “Considerações gerais sobre a temperatura do globo e dos espaços planetários”, conforme Foucault, 1993. Os principais gases responsáveis pelo efeito estufa são: o gás carbônico (CO_2), o metano (CH_4), o ácido nítrico (N_2O), os clorofluorocarbonetos (abreviadamente, CFC) e o ozônio (O_3).

É bom lembrar que o efeito estufa não é um efeito indesejável, pois ele foi vital no aparecimento e permanência da vida na Terra. De acordo com Foucault, 1993, sem o efeito estufa a temperatura média da Terra seria de -18°C , quando agora é de 15°C . O efeito indesejável que agora ocorre é que a quantidade de gás carbônico e outros gases de efeito estufa estão crescendo rapidamente na atmosfera e causando aquecimento global. De acordo com Geller, 2003, houve um aumento de 31 % nos níveis de gás carbônico na atmosfera e um aumento de 151 % dos níveis de metano, desde a era pré-industrial.

2.7 Massa de ar

Não existe um limite definido entre o espaço exterior e a atmosfera, mas sabe-se que os constituintes da mesma vão se rarefazendo conforme a altura e até a altura de cerca de 2000 km encontram-se hélio e hidrogênio ionizado, conforme Iqbal, 1983. A radiação solar difundida e absorvida pela atmosfera sofre uma interferência que depende do número de moléculas e de partículas interceptadas por cada raio. O trajeto óptico da radiação solar é diferente segundo a altura solar sobre o horizonte, para entender esse fenômeno é útil introduzir o conceito de massa atmosférica atravessada pela radiação, que simbolizamos por m .

A massa de ar óptica $m = 1$, corresponde a linha OA, ou seja, equivale a espessura da atmosfera na linha do zênite, com uma pressão ao nível do solo de 1000 milibares (nível do mar), conforme ilustra a Figura 2.5. Em um determinado lugar, com pressão atmosférica distinta de 1000 milibares, a massa de ar atmosférica será, conforme Chauviagnet, 1978,

$$OA = m = \frac{P}{1000} \quad (2.7)$$

onde P é a pressão atmosférica do lugar considerado.

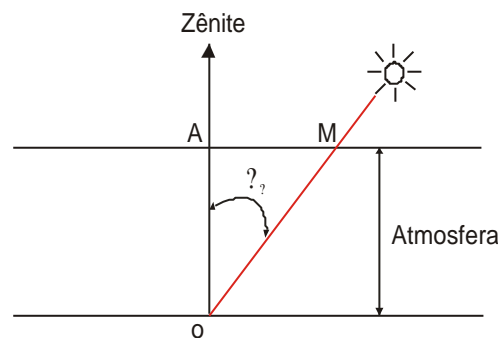


Figura 2.5 - A massa de ar atmosférico

Para um ângulo de zênite (θ_z), o trajeto da radiação será:

$$OM = \frac{OA}{\cos \theta_z} = \frac{m}{\cos \theta_z} = \frac{P}{1000 \cos \theta_z} \quad (2.8)$$

Se por exemplo, $\theta_z = 60^\circ$, OM será igual a 2 e o número de partículas e moléculas interceptadas pela radiação solar corresponderá ao dobro da interceptada quando os raios solares

penetram normal na atmosfera. De acordo com Duffie e Beckman, 1991, a equação 2.8 só pode ser usada para ângulos entre 0° e 70° , para ângulos maiores a curvatura da Terra torna-se significativa e deve ser considerada no cálculo da massa de ar.

2.8 Irradiância Solar Extraterrestre Sobre uma Superfície Horizontal

A irradiância solar extraterrestre é a radiação que chegaria na Terra, por unidade de tempo, em uma superfície perpendicular aos raios solares, se não houvesse atmosfera. É muito útil utilizar a irradiância solar extraterrestre, pois a partir de seu valor pode-se calcular a irradiância solar extraterrestre sobre uma superfície horizontal e fazer estimativas da radiação solar terrestre ao longo de um período.

A irradiância solar extraterrestre varia pouco, devido ao fato de que a Terra descreve uma órbita elíptica em torno do Sol, com uma excentricidade pequena. A dependência da irradiância solar extraterrestre ao longo do ano, sobre uma superfície perpendicular aos raios solares, é descrita pela equação 2.9.

$$G_o = G_{sc} \left[1 - 0.033 \cos \left(\frac{360 d_n}{365} \right) \right] \cos \theta_z \quad (2.9)$$

onde G_o é a irradiância solar extraterrestre sobre uma superfície horizontal (W/m^2), G_{sc} é a constante solar (1367 W/m^2), d_n o número do dia do ano (1 a 365) e θ_z é o ângulo de zênite, descrito pela equação 2.6. Utilizando a equação 2.9, para os 365 dias do ano, considerando uma superfície perpendicular aos raios solares, obtém-se a curva apresentada na Figura 2.6.

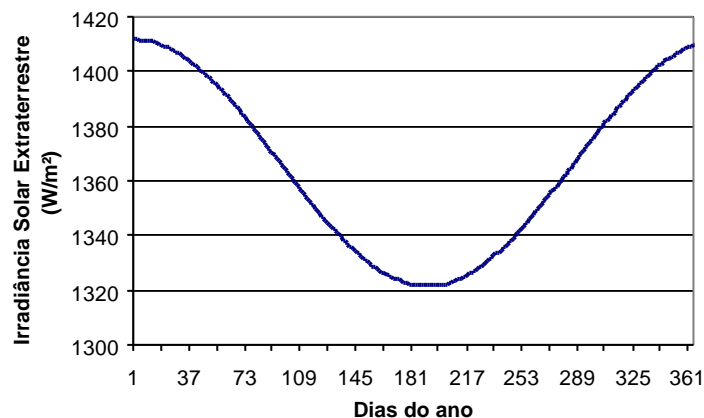


Figura 2.6 – Variação da irradiância solar extraterrestre ao longo do ano

Observe que a irradiância solar extraterrestre sofre uma variação de aproximadamente 7% ao longo do ano.

Combinando a equação 2.6 e a equação 2.9 obtém-se a irradiância solar incidente em uma superfície horizontal, entre o nascer e o por do Sol.

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360d_n}{365} \right) \right] (\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega) \quad (2.10)$$

Freqüentemente necessitamos saber a quantidade de energia que chega em uma superfície extraterrestre horizontal ou inclinada, em um intervalo de tempo. Esse valor é obtido através da integral da equação 2.10, sobre esse intervalo.

As estimativas da radiação incidente na superfície da Terra são obtidas através de vários modelos, todos amplamente discutidos na literatura específica. Tendo em vista, que os valores usados para a radiação solar, na simulação numérica do coletor solar acumulador, serão obtidos a partir de medidas experimentais, as apresentações desses modelos não contribuem para o objetivo central desta tese.

2.9 Componentes da Radiação

A radiação solar total que vem diretamente do Sol está formada por: radiação direta, que chega à Terra em linha reta e radiação difusa, gerada pelos efeitos da dispersão dos componentes da atmosfera, incluídas as nuvens. A radiação solar direta é a principal fonte de ganhos térmicos em uma edificação e é a fonte de luz mais intensa. Uma superfície inclinada recebe ainda radiação refletida pelo solo ou objetos próximos. A razão entre a radiação refletida e a incidente na superfície da Terra denomina-se albedo (ρ). A Tabela 2.1 ilustra valores de albedos para diferentes superfícies, retirado do software Radiasol, 2001 (elaborado pelo Laboratório de Energia Solar da UFRGS).

A importância da estimativa da radiação refletida aumenta com o ângulo de inclinação do coletor solar, logo o coletor tipo Trombe-Michel, que possui um ângulo de 90° com a horizontal, está sujeito mais intensamente ao albedo do solo onde está instalado, do que o coletor, em estudo, que possui um ângulo de 50° com a horizontal.

A radiação global ou total que chega a uma superfície pode ser expressa como a adição das três componentes:

I ? radiação direta ? radiação difusa ? radiação refletida

Tabela 2.1 Valores típicos de albedos para diferentes superfícies

Valores típicos de albedo	
Solo comum – terra marrom seca	0,2
Terra preta seca	0,13
Gramma	0,15 – 0,30
Asfalto novo	0,09
Areia branca	0,6
Areia molhada	0,09
Neve fresca	0,8
Telha de barro (vermelha)	0,33
Telha de cimento-amianto nova	0,39
Telha de cimento-amianto velha	0,25
Tijolo vermelho	0,32
Tinta branca	0,8

A quantidade de radiação solar que chega à superfície terrestre depende basicamente de três fatores: a lei do cosseno, a dissipação atmosférica e a duração da luz do dia. A lei do cosseno estabelece que a intensidade de radiação incidente em uma superfície inclinada é igual a razão entre a intensidade normal e o cosseno do ângulo de incidência. A dissipação atmosférica deve-se ao fato de que quanto menor a altitude solar (θ_s) mais longo é o trajeto da radiação através da atmosfera e, em consequência, menor a radiação que chega à superfície terrestre. Esse fenômeno justifica o fato de que o sol do poente é avermelhado, pois apenas a luz nesta frequência de onda consegue atravessar a atmosfera. De forma semelhante, uma parte da radiação global incidente na atmosfera sofre um espalhamento, tendo sua direção alterada. A parcela difusa é tanto maior, proporcionalmente, quanto mais nublado for o céu.

A obtenção dos dados de radiação solar deveria ser feita por medições, de preferência já separando a radiação em suas parcelas direta e difusa. Estes valores poderiam se medidos diretamente para as superfícies verticais e horizontais ou medido apenas para as superfícies horizontais, sendo corrigidos posteriormente para as verticais, através de métodos de cálculos. A maior parte dos instrumentos de medição disponíveis hoje no Brasil só mede o

número de horas de insolação ou, quando muito, a radiação global no plano horizontal. Essa falta de estações de medição no Brasil dificulta o trabalho de simulação numérica em sistemas de coletores solares.

2.10 Instrumentos de Medição de Radiação Solar

O instrumento para medir a irradiância solar global (direta mais a difusa) incidente em uma superfície é o piranômetro. Os melhores piranômetros são aqueles que possuem uma resposta independente do comprimento de onda incidente e uma resposta invariável com o ângulo azimutal, isso significa que ao sofrer uma rotação azimutal a resposta do piranômetro não deve variar.

O tipo mais comum de piranômetro apresenta dois sensores de temperatura, um deles exposto à radiação solar (enegrecido) e o outro protegido da radiação. Se os dois sensores são semelhantes e estão submetidos às mesmas condições, exceto que um deles está exposto à radiação, haverá uma diferença de temperatura entre eles. A hipótese de trabalho de um piranômetro é que a irradiância é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre ambos os sensores.

Os piranômetros são normalmente cobertos com uma ou duas coberturas de vidro, em forma de hemisfério. Estas cúpulas de vidro evitam os efeitos indesejáveis produzidos pela convecção externa do ar, e a forma hemisférica da cúpula permite que a transmitância do vidro seja constante ao longo do dia.

Para realizar uma medida da irradiância solar global, o piranômetro deve ser colocado sobre uma base horizontal, que recebe a energia solar de todo o hemisfério, ou seja, de todas as direções. Na medida da radiação difusa, o piranômetro deve ser protegido da luz solar direta por um pequeno disco ou uma cinta que mantém uma sombra constantemente sobre o sensor. Conhecendo-se a irradiância solar global e a irradiância difusa determina-se a irradiância direta. Uma outra maneira de se determinar a irradiância direta é através do uso de um pireliômetro. Esse instrumento possui o sensor de radiação no interior de um tubo comprido, com uma abertura colimada, onde a superfície receptora deve ser mantida normal aos raios solares. O pireliômetro só é capaz de receber, portanto, os raios provenientes diretamente do Sol.

Nesse trabalho é usado um piranômetro Eppley PSP, tomado como padrão, para calibrar os sensores fotovoltaicos, o que será apresentado em detalhes no capítulo 4. Os sensores fotovoltaicos serão usados para obter as medidas da radiação solar incidente sobre e sob a cobertura do coletor solar.

CAPÍTULO 3

DESCRIÇÃO DO PRÉDIO DO LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UFRGS E FUNCIONAMENTO DO COLETOR SOLAR ACUMULADOR

Este capítulo apresenta uma descrição dos sistemas passivos diretos e indiretos do prédio do Laboratório de Energia Solar da UFRGS, o funcionamento do coletor solar acumulador como máquina térmica, as propriedades térmicas dos materiais e o efeito estufa no coletor solar.

Através do conhecimento das propriedades térmicas dos materiais pode-se descrever como o coletor solar acumula energia térmica e a entrega lentamente ao ambiente. Através do efeito estufa justifica-se como o sistema consegue elevar a temperatura de seu interior a valores bem acima da temperatura ambiente.

3.1 Descrição do Prédio do Laboratório de Energia Solar da UFRGS

O prédio do laboratório de pesquisas em energia solar da UFRGS, ver Figura 3.1, foi projetado de acordo com os princípios da arquitetura solar, empregando sistemas passivos por ganho direto e indireto, conforme apresentado no trabalho de Corbella et. al, 1981.



Figura 3.1 - Vista externa da fachada norte do prédio de energia solar da UFRGS, onde podem ser vistos o coletor solar inclinado, a grande área de janelas, a chaminé e a marquise.

3.1.1 Características Gerais

O prédio possui uma área útil construída de 176 m² dividindo-se em:

- ? Oficina: 49 m²;
- ? Laboratório: 49 m²;
- ? Sala de reuniões: 27 m²;
- ? Sala de estudos: 16 m²;
- ? Banheiro + cozinha + sala de instrumentos + banheiro + depósito: 35 m²

Na distribuição dos ambientes internos do prédio foi levado em consideração o seu tempo de ocupação. Os locais de serviço como banheiro, cozinha, sala de instrumentos, vestiário, sanitário e depósito, tendo em vista que possuem um tempo de ocupação menor, estão localizados na face sul do prédio a fim de servirem como isolamento adicional, principalmente durante o inverno, já que a fachada sul recebe pouca radiação solar e esfria com ventos desta direção.

A sala de reuniões possui somente ganho direto, através de 7,2 m² de área transparente inclinada em 50⁰, funciona durante o inverno como uma estufa de plantas. A sala dispõe de um brise-soleil, que consiste de anteparos horizontais móveis permitindo que a entrada de luz e radiação solar sejam controladas de acordo com a necessidade do ambiente. A Figura 3.2 mostra uma foto externa do prédio onde podem ser observados diversos detalhes da construção.



Figura 3.2 - Vista externa da fachada leste e norte do prédio de energia solar da UFRGS, onde estão em destaque os brises, a marquise e o coletor solar.

Existe na parte superior da sala de reuniões mais 3,6 m² de área transparente vertical e uma abertura móvel, a qual tem as funções de exaurir o ar aquecido de seu interior nos dias quentes, melhorar a ventilação e providenciar iluminação natural tanto à própria sala de reuniões quanto às salas de estudos contíguas.

3.1.2 Forma e Orientação do Prédio

O prédio foi projetado com o objetivo de melhorar o conforto térmico ao longo do ano, inverno e verão. É conhecido o fato de que na latitude de Porto Alegre a fachada norte recebe mais radiação solar durante o inverno e menos durante o verão. Tendo em vista o conhecimento da trajetória do sol ao longo do ano e as características da radiação solar na latitude de Porto Alegre, o prédio foi construído alongado no sentido leste-oeste, de modo a dispor uma grande área de janelas para o norte, onde estão montados os sistemas passivos. A forma adotada permite a entrada de luz e radiação solar no interior do prédio durante o inverno, quando se tem as menores altitudes solares e impede a sua entrada durante o verão, quando se tem as maiores altitudes solares, através da marquise, dimensionadas para este fim e mostrada na Figura 3.2.

As áreas ocupadas pelas janelas nas paredes leste e oeste são pequenas, tendo em vista que nessas paredes tem-se muita radiação solar durante o verão e a temperatura externa nessa época é muita elevada.

3.1.3 Características das Paredes Exteriores e Materiais Empregados

As paredes exteriores do prédio são de tijolos maciços, duplas, como mostra a Figura 3.3, com uma camada de ar de 3 cm de espessura e uma camada de isopor de 6 cm de espessura.

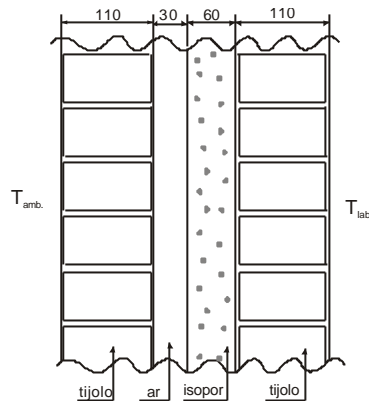


Figura 3.3 – Detalhes da parede dupla exterior, medidas em mm.

O fato de o prédio possuir parede dupla, além de aumentar o isolamento térmico do prédio, aumenta sua massa térmica, reduzindo as flutuações da temperatura ambiente exterior. Esse fenômeno do amortecimento dos picos de temperatura é importante principalmente no verão e nas paredes leste e oeste.

A cobertura, com telhas de fibro cimento, é isolada com uma camada de ar de 2,5 cm de espessura, uma camada de lã de vidro de 4 cm e uma camada de madeira de 2 cm, dispostas conforme a Figura 3.4.

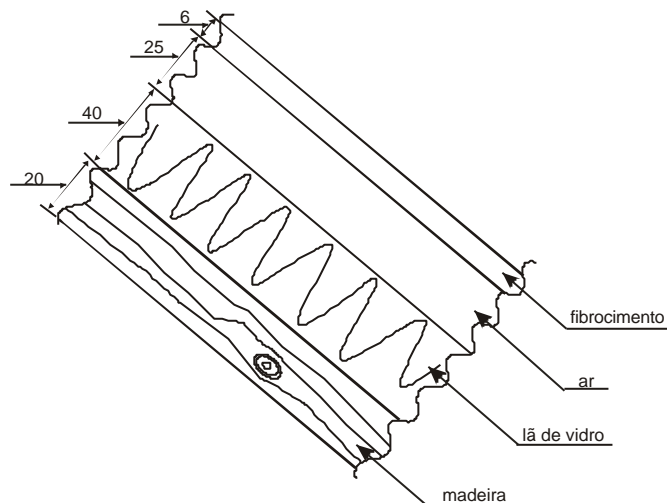


Figura 3.4 – Detalhes da cobertura, medidas em mm.

As portas externas são de madeira com 4 cm de espessura e as janelas são, de acordo com o projeto original, de vidro duplo com 2,5 cm de ar entre os vidros e esses possuem 3 mm de espessura. A cobertura, bem como as paredes leste e oeste, recebem uma pintura branca para reduzir o ganho de radiação solar, que é grande nestas superfícies durante o verão.

O piso possui uma camada isolante de concreto leve com vermiculite (substância que adicionada ao concreto reduz a sua condutividade térmica) e cimento portland.

3.2 Descrição do Coletor Solar do Laboratório da UFRGS

Esse trabalho restringiu seu estudo ao coletor solar da UFRGS como uma máquina térmica de aquecimento de ar, portanto os outros dispositivos apresentados nas seções anteriores não serão contemplados nesta Tese. O coletor solar está instalado na face norte do prédio do Laboratório de Energia Solar, possui cerca de 26 m², é constituído de uma massa espessa de concreto (inclinada 50°) com uma superfície absorvente de tijolo e possui uma cobertura dupla de vidro colocada de modo a deixar um espaço para a circulação de ar entre os tijolos e a lâmina interna de vidro. A Figura 3.5 ilustra, em escala, o desenho do coletor solar. Essa figura mostra as diversas posições internas do coletor onde foram instalados diversos sensores de temperatura, os quais serão tratados no capítulo 4. Observe que este coletor, pelo fato de ser inclinado e estar em uma posição abaixo do nível do solo, permite que sejam incorporadas janelas acima do coletor solar, aumentando o ganho de luminosidade no ambiente e reduzindo o uso de iluminação artificial na maior parte do dia, resolvendo o grande problema da ocultação visual das paredes Trombe convencionais.

O coletor solar funciona com a convecção natural. Os raios solares atravessam as coberturas de vidro e aquecem a superfície absorvente, uma parte da energia absorvida pela superfície aquece o ar (efeito da convecção natural) que é introduzido no interior da construção por efeito de termossifão, uma outra parte da energia difunde-se ao interior da massa de concreto. Essa parte de energia térmica que é difundida ao longo do concreto, é restituída ao ambiente, com um certo atraso, através do ar que escoar ao longo dos outros canais.

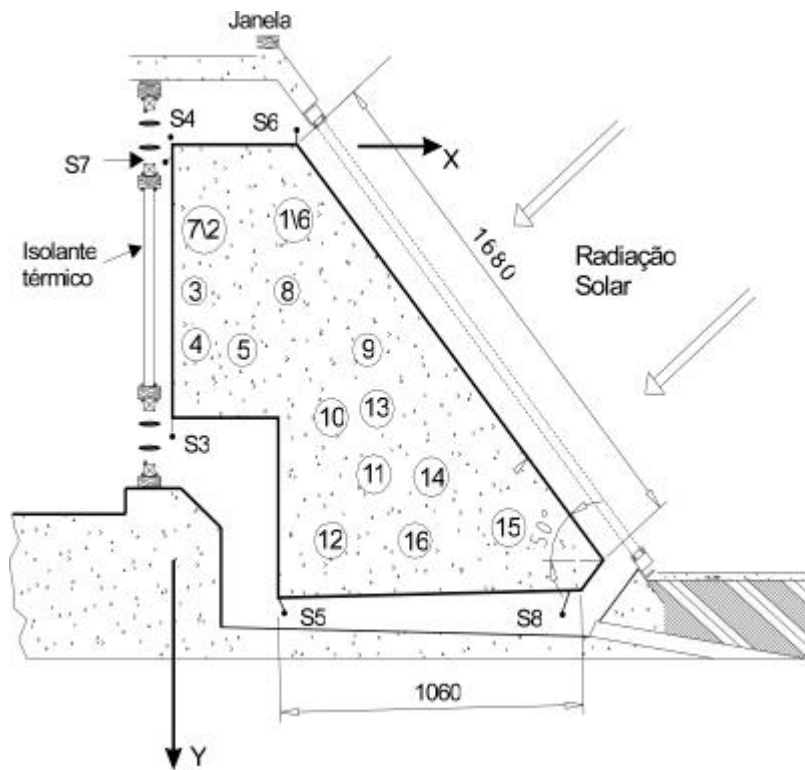


Figura 3.5 - Coletor solar com distâncias em mm e as posições internas dos sensores de temperatura.

Além do fato do coletor solar ser inclinado, um outro elemento que o diferencia do sistema Trombe-Michel é o fato deste possuir uma superfície isolante, conforme ilustra a Figura 3.5. Este isolante impede que se tenha a radiação defasada como existe no sistema Trombe-Michel. Esse isolamento interno é feito por módulos removíveis, de modo a permitirem o acesso à massa acumuladora, bem como a algumas partes dos canais inferior e anterior. Esses módulos são caixas de madeira cheias de lã de vidro com aberturas na parte superior e inferior. A Figura 3.6 mostra uma foto dos módulos removíveis, com dimensões em mm.

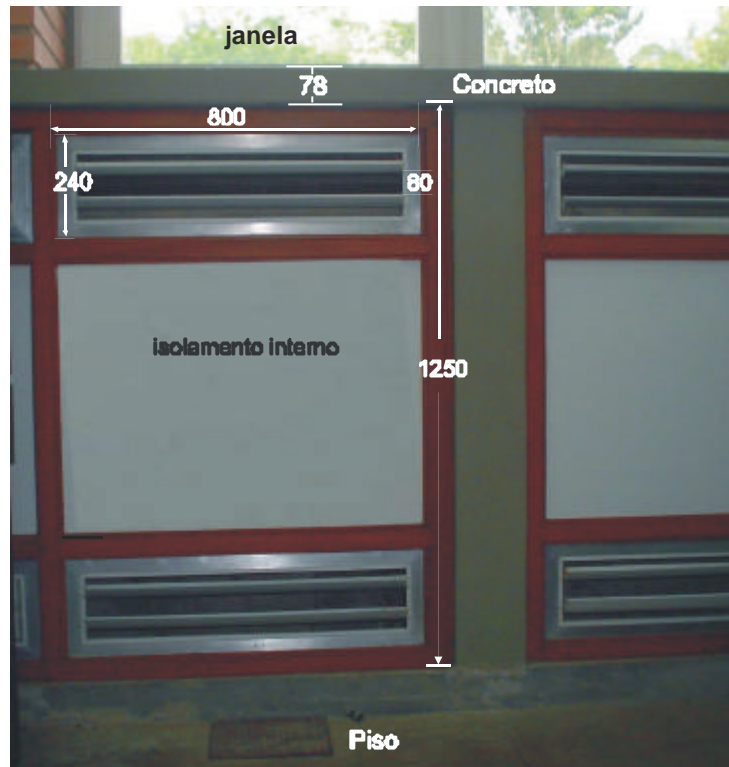


Figura 3.6 – Foto do módulo interno do coletor solar com diversos detalhes e janelas na parte superior, as distâncias estão em mm.

Observe que as aberturas superiores e inferiores podem ser ajustadas de acordo com a necessidade do ambiente. O ar entra pela abertura inferior, é aquecido no interior do coletor solar e pode ser introduzido no interior do laboratório, caso a abertura superior esteja aberta ou eliminado pela chaminé, no caso da abertura superior estar fechada. As condições ambientais do interior do laboratório que determinarão a necessidade ou não de ar aquecido. O isolamento térmico apresentado de perfil na Figura 3.5 é o mesmo isolamento frontal mostrado na Figura 3.6.

A Figura 3.7 mostra uma foto interna das janelas da fachada norte que estão localizadas sobre a superfície de concreto, conforme ilustra a Figura 3.6.



Figura 3.7 – Foto da janela da fachada norte do laboratório sobre a superfície de concreto, as distâncias estão em mm.

A fim de aumentar a absorvência da superfície absorvedora do coletor, foi usado o efeito cavidade através do uso de tijolos de 21 furos, pintados de preto, como mostra a Figura 3.8. Furos perpendiculares ao plano da superfície absorvedora aumentam a absorvência solar na

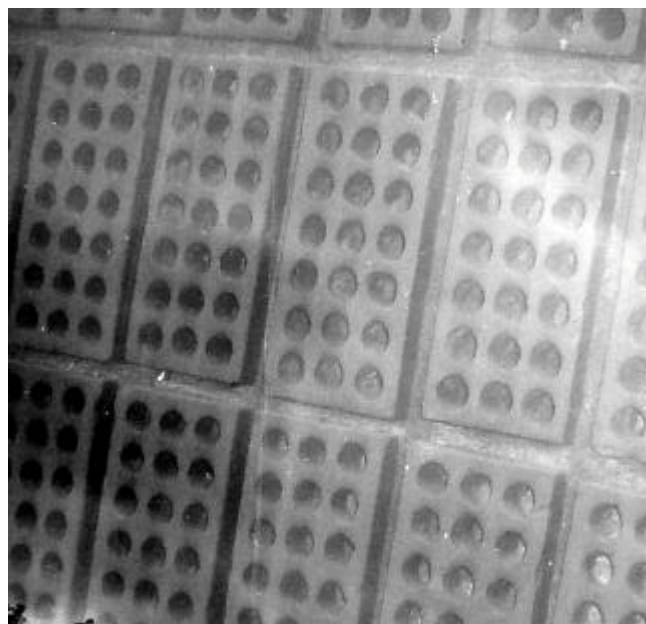


Figura 3.8 – Tijolos de 21 furos, pintados de preto, foram empregados na superfície absorvedora.

mesma proporção do aumento da emissividade aparente em cavidades cilíndricas. De acordo com Sparrow e Cess, 1978, para uma cavidade cilíndrica de raio R e profundidade L , com emissividade igual a 0,9 e refletância difusa, tem-se que para $L/R > 1,5$ a cavidade comporta-se como se tivesse profundidade infinita. A Figura 3.9 mostra que, quando a emissividade se encontra entre 0,1 e 0,9, resulta que a ϵ_a , ou seja, uma cavidade cilíndrica produz uma emissividade aparente sempre maior que a emissividade da superfície. Considerando-se que se possa alcançar $\epsilon = 0,9$ no espectro solar com a tinta preta usada, tem-se, pelo gráfico da Figura 3.9, uma emissividade aparente aproximadamente igual a 0,97 para a cavidade cilíndrica. Em vista disto, foi adotado para a superfície absorvedora tijolos comuns de 21 furos (cavidades cilíndricas), que possuem $L/R \approx 2,2$ ($L = 5$ cm e $R = 2,3$ cm). Para determinar a emissividade aparente da superfície absorvedora, foi calculada a proporção da área total ocupada pelos furos em relação à área total da superfície absorvedora, obtendo o resultado de 0,92 para a emissividade aparente da superfície do coletor solar.

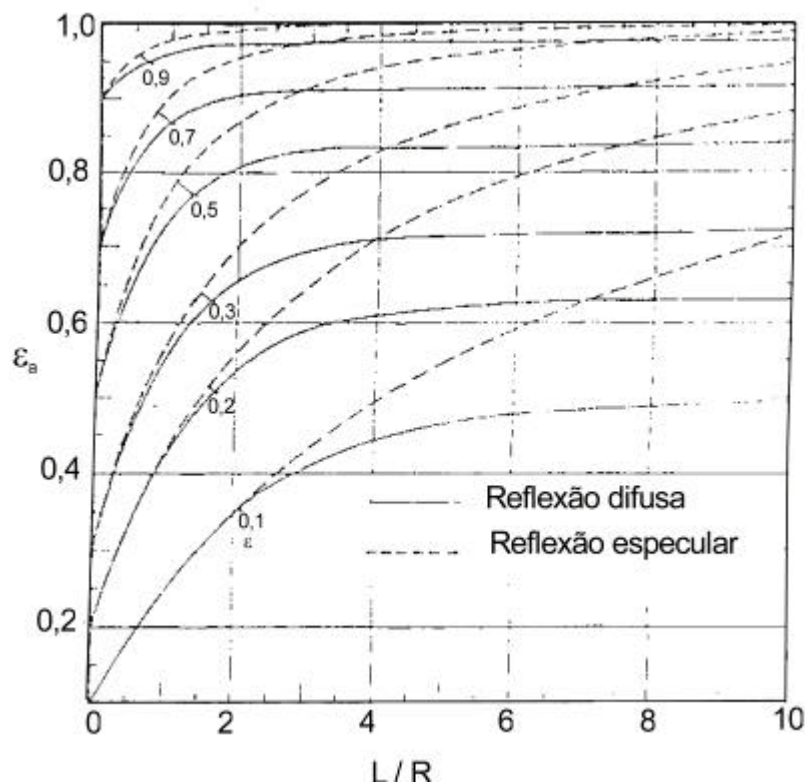


Figura 3.9 – Emissividade aparente para reflexão difusa e especular em cavidades cilíndricas.

Fonte: Sparrow e Cess, 1978.

Outro motivo que levou os projetistas do coletor a optarem pelo uso de tijolos furados, foi o fato de aumentar a área da superfície em contato com o ar que será aquecido por convecção, aumentando assim a taxa de transferência de calor do absorvedor ao ar.

3.3 Funcionamento do Sistema no Inverno e no Verão

Para melhor ilustrar o funcionamento do Laboratório de Energia Solar da UFRGS, será apresentado um esquema simplificado de seu perfil, sem escala.

A Figura 3.10 ilustra o modo de operação do sistema no verão. Observe que existe um canal que liga a face sul ao interior do laboratório, esse canal permite que o ar seja retirado da face sul e inserido no interior do laboratório no verão, produzindo uma ventilação natural. Essa tomada de ar na face sul capta ar de um local sombreado por vegetação. A ventilação é potencializada pela exaustão do ar aquecido pelo coletor solar na fachada norte, através da chaminé. Nos dias em que há vento, as janelas superiores são abertas, proporcionando outra fonte de ventilação. Como o vento predominante vem da direção sul, a forma do prédio proporciona uma zona de baixa pressão diante destas janelas, retirando o ar mais aquecido que se acumula na parte mais alta do Laboratório. Uma passagem de ar pelo sótão do lado sul também alivia o ar quente acumulado nestes recintos.

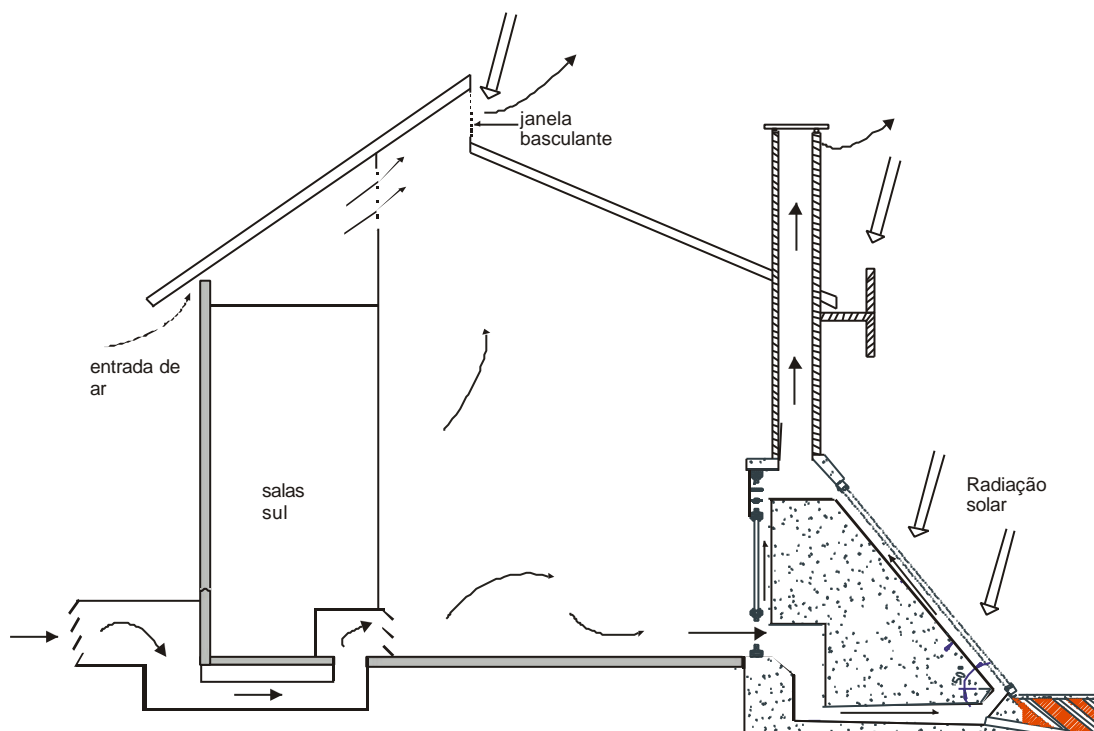


Figura 3.10- Esquema da circulação natural do ar, no interior do laboratório, durante o verão.

Existe uma marquise que atenua a incidência da radiação solar direta sobre as janelas da edificação. Este elemento funciona também como calha para captar água da chuva do telhado e tem dimensões adequadas para impedir a penetração da radiação solar direta pelas janelas. Durante a noite, as janelas devem ficar abertas para permitir a circulação de ar fresco no interior

do prédio. A redução da temperatura das paredes e outros elementos da construção será aproveitada no dia seguinte. Desta forma o coletor está servindo como ventilador de ar, usando exclusivamente energia solar e contribuindo para manter o ambiente habitado em situação de conforto térmico.

A Figura 3.11 ilustra o modo de operação do sistema no inverno. Durante o inverno a chaminé fica fechada, para que o ar aquecido entre no laboratório. Desta forma, ao não haver troca de massas de ar com o exterior, o canal da face sul fica inoperante no inverno. Nesta época do ano a trajetória do sol, ao longo do dia, é diferente e a marquise não afeta a incidência da radiação solar direta.

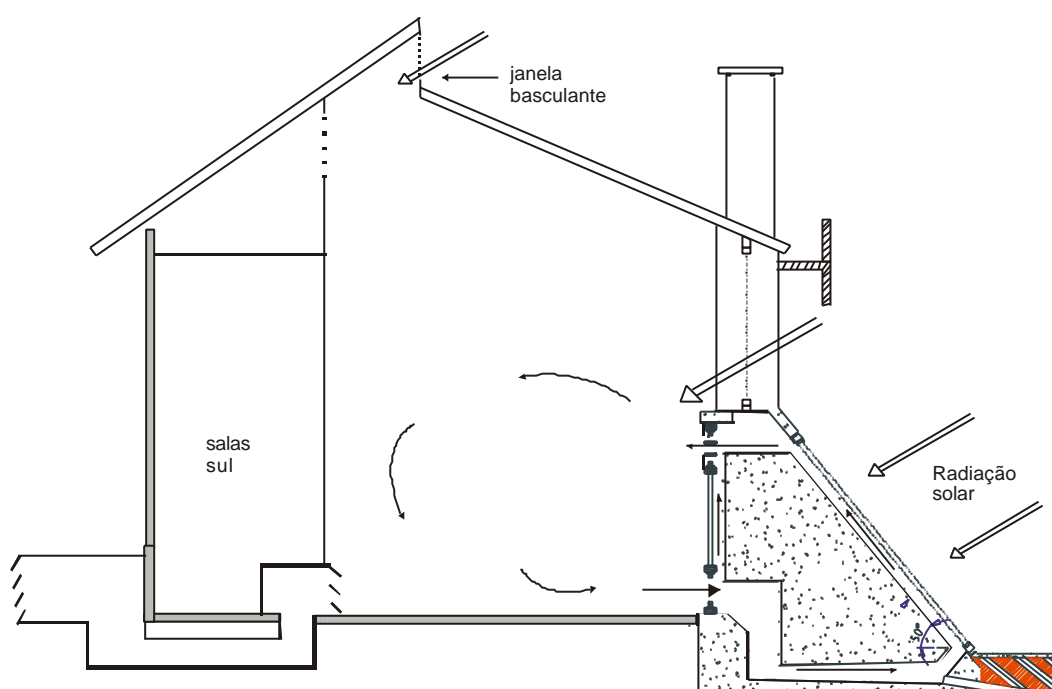


Figura 3.11- Esquema da circulação natural do ar aquecido, no interior do laboratório, durante o inverno.

Durante a primavera e o outono pode-se usar os modos de operação do inverno, verão ou regulagens intermediárias, conforme as necessidades.

Observe que o coletor solar possui uma única função que é aquecer a massa de ar que escoar ao longo dos seus canais, mas é o conjunto dos dispositivos (coletor, chaminé, canal da face sul, aberturas superiores e inferiores dos módulos removíveis, etc.) trabalhando juntamente que produzirão o efeito térmico desejável para os ocupantes do laboratório. Se qualquer um dos dispositivos falhar, todo o sistema será prejudicado.

3.4 Propriedades Térmicas dos Materiais

3.4.1 Capacidade Térmica Volumétrica

As propriedades básicas que caracterizam o comportamento térmico dos materiais são: massa específica (ρ), calor específico (c_p) e condutividade térmica (k). De acordo com a 1ª lei da termodinâmica, se um corpo de volume V receber uma quantidade de calor dq , sua temperatura irá variar dT , tal que:

$$dT = \frac{dq}{\rho c_p V} \quad (3.1)$$

A medida da capacidade térmica volumétrica de um corpo é o produto ρc_p . Materiais que possuem esse produto elevado armazenam mais energia térmica por unidade de volume, usualmente chamada de calor. Alguns valores de massa específica, calores específicos e condutividades térmicas são mostrados na Tabela 3.1. Fonte: Ražnjevic, 1976.

Tabela 3.1 – Valores de massa específica, calor específico e condutividade térmica (à temperatura de 300 K)

Material	Massa específica - ρ (kg/m ³)	Calor específico - c_p (J/kg K)	Condutividade térmica (W/m.K)	$\rho \cdot c_p$ (MJ/Km ³)
Alumínio	2700	896	229,11	2,419
Aço	7854	434	60,50	3,409
Chumbo	11340	129	34,77	1,463
Tijolo furado	1250	880	0,67	1,100
Vidro	2500	750	1,40	1,875
Madeira	720	1250	0,16	0,900
Concreto	2300	1000	1,40	2,300
Água	1000	4186	0,63	4,196

Observando a Tabela 3.1 constata-se que os metais (alumínio e aço), concreto e a água são os melhores elementos para acumularem energia térmica, porém os metais jamais poderão ser usados em projetos de casas solares, pois além de seu custo elevado que

impossibilita qualquer projeto, possuem uma difusividade térmica elevada. O próximo item apresenta uma descrição desse fenômeno.

3.4.2 Difusividade Térmica

Para um projeto do coletor solar acumulador ser eficiente, além da capacidade térmica volumétrica, deve ser levada em conta a difusividade térmica e a efusividade térmica dos elementos envolvidos na construção. A difusividade térmica (a) pode ser definida da seguinte maneira:

$$a = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.2)$$

onde k é a condutividade térmica e o produto ρc_p é a capacidade térmica volumétrica. A difusividade mede a capacidade do material de conduzir a energia térmica em relação à sua capacidade de armazená-la. Materiais com valores elevados de a responderão rapidamente a mudanças nas condições térmicas a eles impostas, enquanto materiais com valores reduzidos de a responderão mais lentamente, levando mais tempo para atingir uma nova condição. A equação da difusividade mostra, por exemplo, se a radiação incide sobre uma parede externa de uma construção e aumenta bastante sua temperatura, se a parede tiver difusividade grande haverá o deslocamento da frente térmica ao longo do material e a parede interna aumentará sua temperatura rapidamente; por outro lado, se a difusividade térmica da parede for baixa a frente térmica se desloca lentamente e o efeito na parede interna será “sentido” após um período longo de tempo. O valor da difusividade mostra quão rapidamente passa a “onda de calor”, porém, não diz quanta energia térmica é acumulada pelo material.

Geralmente a difusividade é alta para materiais de condutividade térmica alta e capacidade de armazenamento de energia baixa. Para os materiais de construção mais comuns, o valor da difusividade térmica é na faixa de $5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$. A madeira tem um valor três vezes menor, já um metal tem o valor de difusividade cerca de cem vezes maior que a madeira.

De acordo com Papst, 1999, o tempo que leva para que a temperatura da superfície alcance uma certa profundidade é dado pela expressão:

$$t = \frac{d^2}{a} \quad (3.3)$$

onde d é a profundidade.

Levando em conta o valor da difusividade térmica dos materiais, o coletor pode ser dimensionado de tal forma que a máxima temperatura da superfície absorvedora e a máxima temperatura da parede interna do coletor estejam defasadas em algumas horas. Dessa maneira a máxima entrega de calor para o ambiente começa após cessar a radiação solar.

A Figura 3.12 ilustra o efeito resultante do uso de elementos em uma construção com pequena difusividade térmica. Quanto menor for a difusividade térmica maior será a defasagem (Δt). Além de produzirem a defasagem na entrega de calor esses materiais atenuam o pico de temperatura.

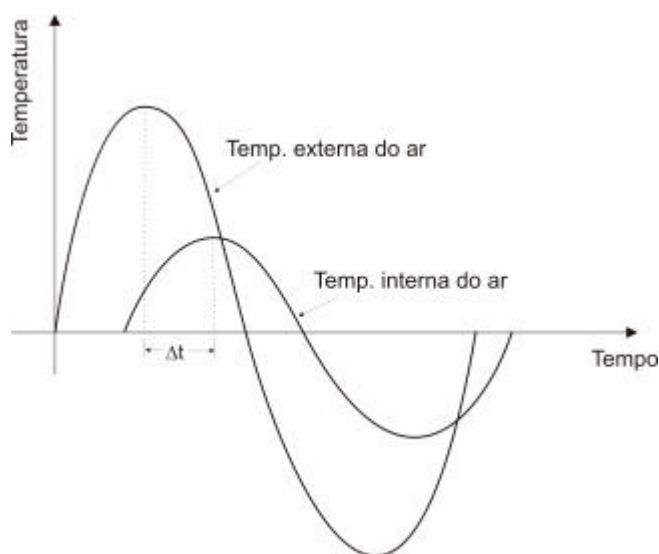


Figura 3.12 – Defasagem entre a temperatura externa e interna de uma construção

Muitos autores – entre eles Rivero, 1985 e Corbella e Yannas, 2003 - para descrever essa defasagem na onda térmica usam o conceito de inércia térmica. Ambos os conceitos (difusividade térmica e inércia térmica) estão corretos. Os autores citados acima dizem que, frente às variações intensas da temperatura do ar externo, em uma casa com elevada inércia térmica varia pouco a temperatura do ar no seu interior e em uma casa com baixa inércia térmica há uma grande variação de temperatura do ar no seu interior. Tendo em vista que o ser humano sofre desconforto com oscilações bruscas de temperatura, há uma tendência geral de se preferir ambientes com grande massa térmica.

3.4.3 Efusividade Térmica

De acordo com Corbella e Yannas, 2003, tanto a difusividade térmica como a efusividade térmica são conceitos importantes das propriedades dos materiais quando se estuda

o conforto térmico de uma construção. A efusividade térmica determina como a variação da temperatura interna é amortecida com relação à variação da temperatura externa. Este fenômeno é descrito pelo produto “ $k \cdot c_p$ ”, que é proporcional à quantidade de energia que é capaz de absorver (e depois restituir) um material de construção ou um elemento interno. A efusividade térmica é a raiz quadrada do produto da condutividade pela capacidade térmica volumétrica:

$$ef = \sqrt{k \cdot c_p} \quad (3.4)$$

Um elemento interno que tenha ef grande indica que, em caso de elevação da temperatura do ar interno, ele roubará muita energia desse ar; como consequência, a temperatura do ambiente interno não aumentará tanto. O processo inverso também acontece: quando o ar interno diminui sua temperatura, os materiais com valor elevado de ef lhe entregarão energia, não deixando que o resfriamento seja muito grande.

3.5 Efeito Estufa no Coletor Solar

Para um melhor entendimento do funcionamento do coletor solar acumulador é importante conhecer as características físicas do vidro. O vidro comum incolor, chamado “vidro de janela”, utilizado no coletor solar acumulador reage seletivamente, isso significa que a quantidade de energia que absorve, reflete e transmite depende do comprimento de onda do raio incidente.

O vidro comum é bastante transparente à radiação incidente normal com comprimentos de ondas de 0,3 μ m a 2,8 μ m, uma banda que inclui as radiações visíveis (0,38 μ m a 0,78 μ m). A partir desse limite a transmissão desce bruscamente até que, após os 4,6 μ m, o vidro passa a comportar-se como um material praticamente opaco à radiação incidente. A transmitância depende da espessura do vidro. De acordo com Keppeler, 1978, o aumento da espessura do vidro reduz a transmitância, com efeito mais marcado nas regiões do infravermelho e ultravioleta, pois é desprezível na região do visível. A transmitância para um vidro com 2 mm de espessura é mostrada na Figura 3.13. Essa figura foi obtida a partir de medidas realizadas por Keppeler, 1978, utilizando um vidro produzido pela Cia. Santa Marina de São Paulo. Com relação à radiação refletida, pode-se admitir que não é seletiva, razão pela qual seu coeficiente se mantém inalterado para qualquer comprimento de onda. Em consequência, para uma radiação de mais de 4,6 μ m nota-se que só se reflete uma pequena quantidade da energia incidente, o restante é absorvido pelo vidro e convertido em energia interna. Quando o raio incidente não é

normal ao plano e seu ângulo de incidência aumenta, a energia refletida se faz cada vez maior, enquanto a transmitida e a absorvida diminuem.

Devido a esta propriedade seletiva, o vidro absorve a radiação emitida pela superfície coletora. Tendo o vidro a característica de ser bom absorvedor dessa radiação, é também bom emissor. A energia absorvida pelo vidro e pela superfície coletora aquece o ar interno do duto contribuindo para um aumento da temperatura de todos os elementos internos da construção. Dessa forma, o vidro além de permitir que a energia solar incidente seja transmitida à superfície absorvedora, reduz a perda de calor por radiação emitida por esta superfície, e impede as perdas por convecção pela ação do vento, que seriam as perdas de energia mais significativas.

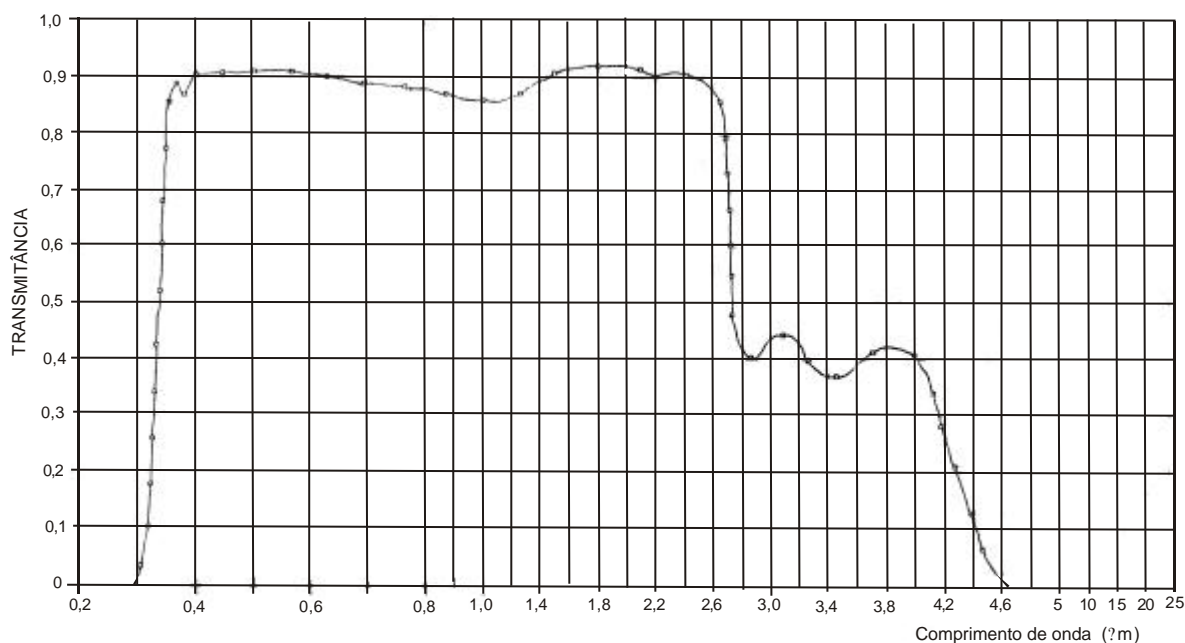


Figura 3.13 - Transmitância do vidro comum em função do comprimento de onda [Keppeler, 1978].

As propriedades do vidro interferem diretamente na eficiência do coletor solar. Para aumentar a eficiência do coletor, a cobertura deve possuir alta transparência para a radiação solar e alta absorvidade da radiação infravermelha.

A superfície absorvedora do coletor solar deve ser preta e se aproximar de um corpo negro, para garantir maior absorção de energia radiante. Para aumentar a área de absorção da superfície absorvedora do coletor foi feita uma superfície de tijolos durante sua construção, conforme já citado e mostrado na Figura 3.7. De acordo com os dados experimentais obtidos para esse sistema, observa-se que um dia típico em que a radiação esteja próxima de 1000 W/m^2 , a temperatura da superfície absorvedora (tijolos) se aproxima de 70°C .

Com o objetivo de avaliar a porcentagem da radiação emitida pela superfície absorvedora (tijolos) que é transmitida pelo vidro, foi proposta uma simplificação da Figura 3.12. De acordo com essa simplificação, Figura 3.14, o vidro transmite 92 % da energia radiante de 0,3 a 2,8 μm e transmite 40 % de 2,8 a 4,6 μm . Para toda a radiação com comprimento de onda maior que 4,6 μm o vidro é totalmente opaco. Integrando a equação 2.1 (Lei de Planck) nos limites de 0,3 a 2,8 μm , pode-se calcular a energia radiante transmitida pelo vidro –supondo a temperatura da superfície 70 $^{\circ}\text{C}$ (343 K), da seguinte forma:

$$E_{t1} = 0,92 \int_{0,3 \mu\text{m}}^{2,8 \mu\text{m}} \frac{2hc_o^2}{\lambda^5} \frac{e^{-hc_o/\lambda kT}}{1 - e^{-hc_o/\lambda kT}} d\lambda \quad (3.5)$$

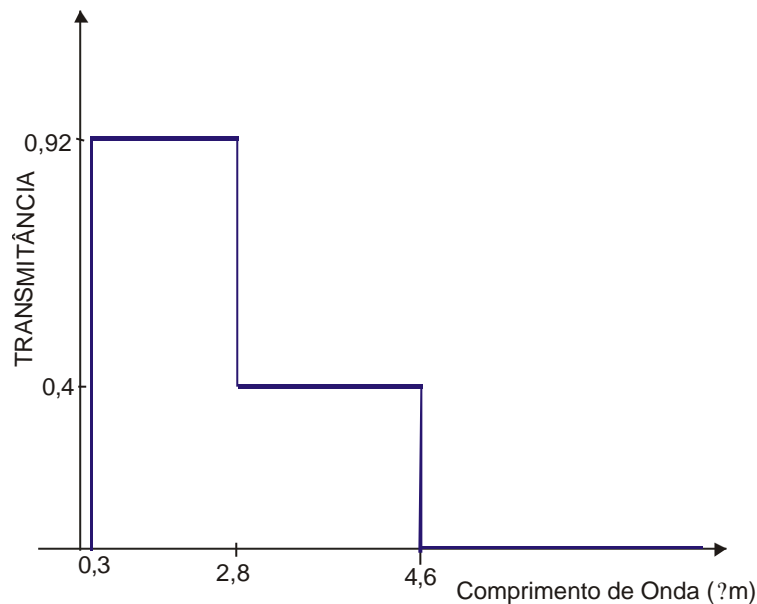


Figura 3.14 – Representação simplificada da curva de transmitância para o vidro comum

A energia transmitida pelo vidro de 2,8 a 4,6 μm segue o mesmo procedimento:

$$E_{t2} = 0,40 \int_{2,8 \mu\text{m}}^{4,6 \mu\text{m}} \frac{2hc_o^2}{\lambda^5} \frac{e^{-hc_o/\lambda kT}}{1 - e^{-hc_o/\lambda kT}} d\lambda \quad (3.6)$$

Usando a lei de Stefan-Boltzmann e as equações 3.5 e 3.6, pode-se calcular a fração total da energia transmitida pelo vidro:

$$F = \frac{E_{t1} + E_{t2}}{\sigma T^4} \quad (3.7)$$

Através do Maple 7.0 foi resolvida a equação 3.7, o resultado foi 0,0082, ou seja, no máximo 0,8 % da energia radiante emitida pela superfície absorvedora atravessa o vidro. Constata-se, então, que o vidro é opaco à 99,2 % da radiação emitida. Dessa maneira fica demonstrado que haverá um intenso efeito estufa, mesmo na pior situação possível.

CAPÍTULO 4

ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta a montagem experimental, uma metodologia para medida experimental da eficiência diária do coletor solar acumulador, técnicas de medições empregadas, características dos sensores utilizados e as incertezas de cada medida.

Uma vez conhecendo o grau de incerteza das medidas, será feito um confronto com os resultados obtidos através da simulação numérica. Somente através do conhecimento das incertezas é possível a validação da simulação numérica.

4.1 Descrição da Montagem Experimental

A montagem experimental foi realizada tendo em vista atingir dois objetivos: medir a eficiência diária do coletor solar e validar a solução numérica bidimensional do mesmo. Para atingir esses objetivos foi necessário reduzir a complexidade do problema devido às inúmeras variáveis envolvidas. Para obter o controle e monitoração do coletor, uma parte do mesmo foi isolada termicamente. Construiu-se, internamente à edificação, uma caixa de poliestireno expandido (calorímetro) de dimensões: 1,96 m x 1,45 m x 1,10 m, a qual foi anexada ao coletor, de tal forma que todo o fluxo de ar fique aprisionado no interior da mesma. No interior dessa, foram instaladas, em posições simétricas ao coletor, 3 estantes de aço, nas quais foram dispostas horizontalmente 36 garrafas (pet de 2 litros) com água, ver Figura 4.1. Essas garrafas contendo água funcionam como massa térmica para medir a eficiência térmica do sistema. A idéia de colocar garrafas com água surgiu como forma de facilitar o monitoramento do ganho energético do coletor e de simular a absorção de energia que ocorreria em um ambiente maior. Tendo uma massa térmica conhecida no interior do calorímetro, é mais fácil quantificar a capacidade térmica de cada elemento no interior do mesmo. Sem o calorímetro é difícil medir a quantidade de energia absorvida pelo interior do laboratório, tendo em vista que existem inúmeros equipamentos eletrônicos em seu interior e diversas pessoas circulam em seu espaço. Para monitorar a temperatura do conteúdo interno das garrafas (água), foram introduzidos, no gargalo de seis garrafas - dispostas conforme a Figura 4.1, tubos de cobre com 6 sensores de circuito integrado para medir temperatura (LM35DZ). A Figura 4.2 ilustra uma foto da garrafa contendo água e do tubo de cobre em seu interior. A Figura 4.3 ilustra uma foto do interior do calorímetro com as disposições interna das garrafas e das estantes de aço.

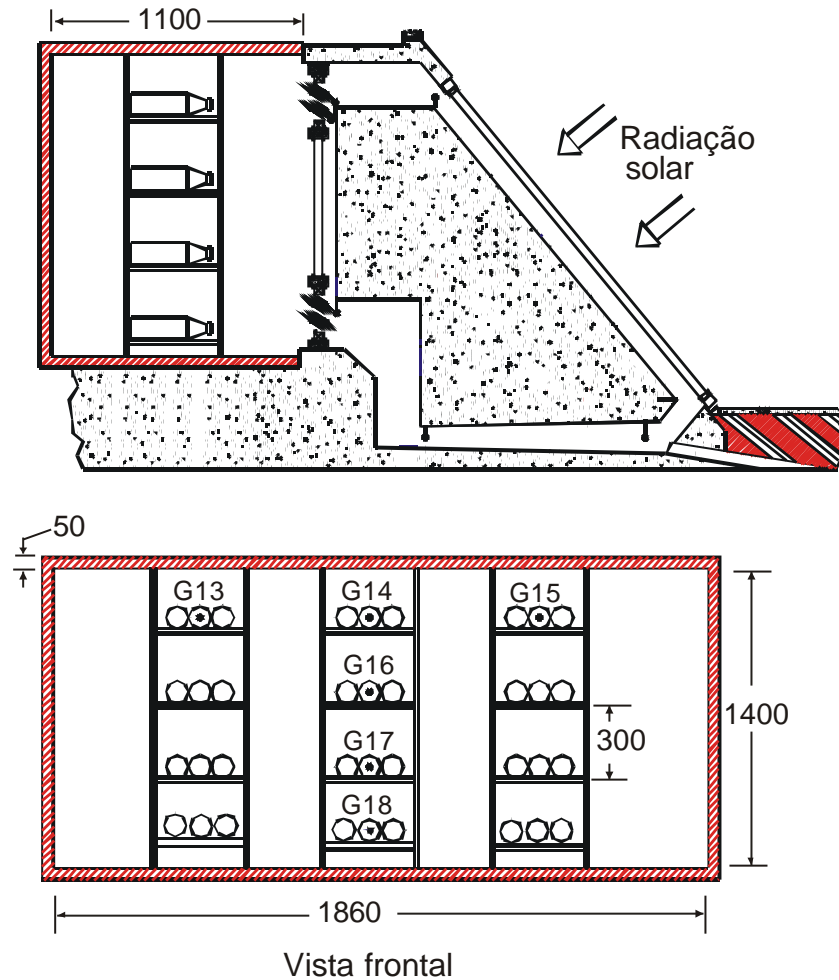


Figura 4.1- Desenho da montagem experimental, vista frontal e de perfil das estantes contendo 36 garrafas. As referências “G13”, “G14”, “G15”, “G16”, “G17” e “G18” mostram as posições que ocupam os sensores de temperatura LM35DZ. As dimensões estão em mm.



Figura 4.2- Foto ilustrativa de uma garrafa contendo água e do tubo de cobre no qual foi inserido um sensor de CI para medida de temperatura.



Figura 4.3- Foto do interior do calorímetro com diversas garrafas nas estantes

Além dos seis sensores já citados, foram instalados mais 20 sensores CI de temperatura (totalizando 26 CI), 8 sensores resistivos PT100 e dois sensores de radiação fotovoltaicos. Os 26 sensores CI, e os 8 PT100 estão discriminados na Tabela 4.1, com seu respectivo canal do multiplexador utilizado na mediação e localização. Todos os sensores cuja identificação de localização inicia com “P” estão colocados no interior do massa armazenadora (concreto), ver Figura 4.4. Os sensores cuja identificação de posição inicia com “G” estão monitorando as garrafas com água, conforme ilustra a Figura 4.1. Os caracterizados por “Cobertura Externa” e “Cobertura Interna” estão medindo a temperatura da lâmina de vidro externa e da lâmina interna, respectivamente. O sensor identificado por “Superfície Coletora” está medindo a temperatura da superfície absorvente (tijolo). Finalmente, o designado por “Calorímetro” está colocado no centro do calorímetro com o objetivo de avaliar a temperatura do ar de seu interior. Os 8 sensores PT100 estão assim distribuídos: “Ti” monitora a temperatura interna do laboratório, “Te” monitora a temperatura externa do laboratório e os outros “S3”, “S4”, “S5”, “S6”, “S7” e “S8” e ocupam posições ao longo do duto, conforme mostra a Figura 4.4. Os sensores fotovoltaicos designados por “Rad A” e “Rad B” estão medindo as radiações sobre e sob as coberturas respectivamente.

A tabela 4.2 mostra as coordenadas dos sensores CI no interior do concreto, onde foram inseridos os mesmos. Observe que os sensores 1 e 6 apresentam praticamente as mesmas coordenadas (x,y) diferindo apenas na coordenada z, o mesmo ocorre com os sensores 7 e 2.

Tabela 4.2- Coordenadas cartesianas (x,y,z) dos sensores CI .

CI	x (m)	y (m)	z (m)
1	0,400	0,240	0,600
2	0,081	0,250	0,600
3	0,082	0,450	0,600
4	0,078	0,650	0,600
5	0,236	0,664	0,600
6	0,413	0,230	0,000
7	0,078	0,250	0,000
8	0,405	0,450	0,000
9	0,722	0,650	0,000
10	0,578	0,824	0,600
11	0,733	0,997	0,600
12	0,585	1,201	0,600
13	0,725	0,813	0,000
14	0,886	1,013	0,000
15	1,217	1,169	0,000
16	0,896	1,191	0,000

4.2 Metodologia para Medida Experimental da Eficiência Diária

Para determinar o valor de uma grandeza é necessário previamente saber defini-la com clareza. A dificuldade na definição de eficiência energética de um coletor solar armazenador, consiste no fato de que a resposta do coletor é defasada no tempo, ou seja, o máximo da radiação solar incidente não ocorre no mesmo instante do máximo calor entregue pelo coletor. Essa defasagem dos picos de energia ocorre devido ao baixo valor da difusividade térmica do concreto. De acordo com Baruch, 1998, para cada 10 cm de concreto existe um atraso nos picos de energia de 2 a 2,5 horas. A maior parte dos sistemas energéticos possui resposta quase instantânea ou defasada em períodos curtos. Quando a resposta é quase instantânea a definição da eficiência energética é bastante simples, pois não há necessidade de considerar-se o atraso da resposta. Nesse caso uma eficiência diária ou horária deve apresentar sempre o mesmo resultado ou até mesmo uma eficiência instantânea. Para ilustrar o efeito da defasagem no tempo da resposta do coletor solar, observe o gráfico da Figura 4.5 que foi obtido através dos sensores de temperatura que estavam no interior das garrafas. As referências “G13”, “G14”, “G15”, “G16” e “G17” indicam os valores das temperaturas no interior das garrafas. A indicação “Rad. A” fornece a irradiância solar externa da cobertura do coletor. Através dessa figura pode ser observado que a temperatura máxima interna das garrafas apresenta uma defasagem de 4 a 5

horas do pico de irradiância solar e que as temperaturas ficam estratificadas no interior do calorímetro.

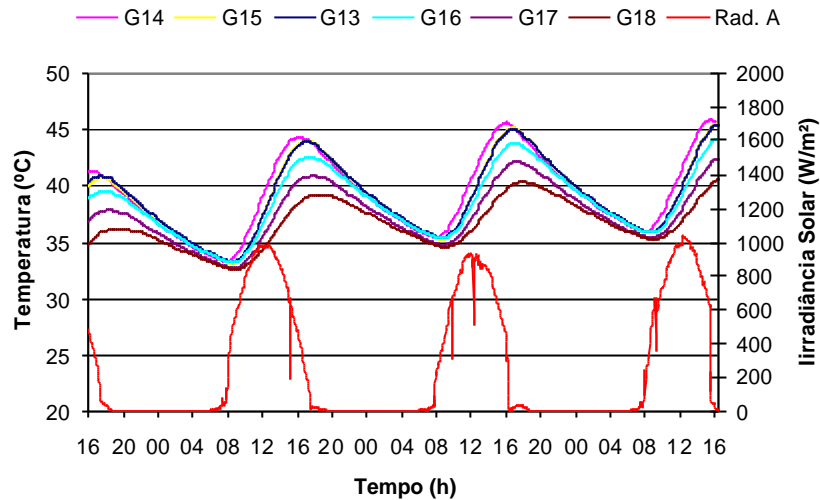


Figura 4.5- Atraso nos picos de temperatura em relação à irradiância solar.

É importante entender que a presença da grande massa térmica do coletor solar além de proporcionar um atraso no pico máximo e mínimo de temperatura, amortece os picos de temperatura externa. O uso de um coletor solar armazenador em ambientes comerciais pode fazer com que o pico de temperatura interna máximo ocorra num período posterior, possivelmente o noturno, quando não há ocupação. Já nos ambientes residenciais, este pico de temperatura pode ocorrer quando a edificação está tendo sua maior ocupação. Por este motivo a discussão da eficiência energética de um sistema térmico instalado em uma residência ou em um ambiente comercial deve levar em conta o período de máxima ocupação, pois o horário de máximo desempenho pode ser um horário de menor ocupação e vice-versa. Para esta tese foi decidido não levar em conta o período de ocupação, obtendo assim um resultado correspondente ao desempenho térmico do coletor solar como aquecedor de uma forma geral. Os aspectos subjetivos de conforto ou desconforto dos ocupantes também não serão tratados, apenas o ganho energético do coletor solar como uma máquina térmica.

A eficiência de um coletor solar é definida como a razão entre o calor útil retirado do sistema e a energia solar incidente no mesmo tempo (Duffie, 1991):

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q dt}{A_c \int_{t_1}^{t_2} G_T dt} \quad (4.1)$$

onde: η é o rendimento, Q é a potência térmica transferida ao sistema, G_T é a radiação solar incidente no plano do coletor e A_c é a área do coletor. O calor útil (Q_u), o resultado da integral do numerador da equação 4.1, será definido como toda a energia térmica que possa ser aproveitada, independente do horário de ocupação do laboratório e independente da estação do ano. Observe que a integral acima está definida para um intervalo de tempo e é exatamente este intervalo de tempo que será determinante na definição da eficiência do coletor solar. No momento que é definida a eficiência diária, compreende-se o intervalo de tempo de 24 horas.

Os coletores solares que tem pequena capacidade térmica rapidamente entram em um regime quase estacionário de transferência de calor. Em regime permanente, pode-se afirmar que a energia transferida pelo coletor ao fluido, que está sendo aquecido, se iguala à diferença entre a energia solar absorvida e as perdas de calor, e este será o calor útil:

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_o - T_e) \quad (4.2)$$

ou

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (4.3)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica, T_o é a temperatura do fluido na saída do coletor, T_e é a temperatura do fluido na entrada do coletor, S é a radiação solar absorvida por unidade de tempo, U_L é o coeficiente global de perdas térmicas do coletor, T_{pm} é a temperatura média da superfície absorvedora e T_a é a temperatura ambiente.

Quando for necessário considerar a capacidade térmica dos elementos do coletor solar, o balanço de energia demonstra que é necessário introduzir o termo Q_m , como na equação 4.4, para contabilizar a energia térmica transferida à massa do coletor por unidade de tempo. Evidentemente, em regime permanente $Q_m = 0$.

$$\dot{m} c_p (T_o - T_e) = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] + Q_m \quad (4.4)$$

Quando os coletores têm pequena capacidade térmica, ou quando estão em regime permanente, tanto a equação 4.2 como a equação 4.3 pode ser integrada para formar o numerador da equação 4.1. No caso do coletor não estar em regime permanente, o tempo de integração deve ser tal que a variação da energia térmica do coletor (Q_m) no período possa ser desprezada na soma com o calor útil.

No caso do coletor solar que está sendo estudado, se for utilizado o mesmo conceito de calor útil da equação 4.2, estaria sendo desconsiderado todo o potencial de aquecimento da energia que foi acumulada na massa de concreto. Além disto, ao escolher períodos de integração maiores que um dia, por exemplo, poderiam ocorrer situações de difícil interpretação dos valores resultantes. Um exemplo destas situações seria uma seqüência de dois dias, o primeiro com muito sol e o segundo dia com céu encoberto. No primeiro dia a massa de concreto é bastante aquecida e a eficiência chega a valores baixos porque pouca parte da energia foi transferida para o ar. No segundo dia poderia ocorrer que, apesar da radiação solar ser muito baixa, o ar aquece pelo efeito do aquecimento da massa do dia anterior, e a eficiência resulta muito alta, poderia inclusive passar da unidade.

Simplesmente alargar o período de integração da equação 4.1 para uma semana, por exemplo, não resolve a dificuldade, pois outros aspectos, ligados principalmente à meteorologia, começam a afetar em períodos longos, como movimentação de massas de ar quente ou frio, dias muito diferentes quanto à radiação solar incidente e outros. A opção adotada para resolver este problema foi definir a eficiência do coletor em um período diário (24 horas) incluindo na definição de calor útil a energia armazenada no período pelos elementos do coletor e do calorímetro. Assim, a cada dia o efeito do dia anterior é zerado. Um argumento a favor desta definição é o fato de que o concreto, onde é acumulada energia térmica do coletor, é parte integrante da construção, não sendo assim errado conceitualmente agregar a energia acumulada neste material ao “calor útil”, definido então em um dia como:

$$Q_u = \int_{dia} \bar{m} c_p (T_o - T_e) + Q_m dt \quad (4.5)$$

Do ponto de vista experimental, como \bar{m} não foi medido, o primeiro termo é obtido pela variação da energia interna dos elementos que constituem o calorímetro somada às perdas térmicas do mesmo. Sendo assim, a equação 4.6 define o calor útil a ser utilizado na integral do numerador da equação 4.1 a partir de resultados experimentais:

$$Q_u(n+1) = \sum_{i=1}^4 m_i c_{pi} (T_{mi}^{n+1} - T_{mi}^n) + Q_T(n) \quad (4.6)$$

Onde:

$i = 1, 2, 3$ e 4 indica os elementos constituintes do conjunto: a estrutura de aço, o ar, o concreto e a água, respectivamente;

- ? $Q_a (n+1)$ – a energia acumulada total mais a energia transferida para o interior do laboratório no tempo que se deseja a solução;
- ? m_i - massa do elemento de índice i ;
- ? c_{pi} - calor específico do elemento de índice i ;
- ? T_{mi}^{n+1} - corresponde à temperatura média espacial do elemento i no tempo no qual se deseja a solução;
- ? T_{mi}^n - corresponde à temperatura média espacial do elemento i no tempo anterior.
- ? $Q_T (n)$ - corresponde ao calor transferido do calorímetro ao interior do laboratório em cada passo de tempo.

A Equação 4.6 define a energia acumulada pelo conjunto (todos os elementos internos do coletor solar e o calorímetro) em um determinado passo de tempo mais a energia transferida ao interior do laboratório. Para obter a energia acumulada ao longo de um dia é necessário somar os resultados da equação 4.6 ao longo de 24 horas. Note que todas as constantes acima são conhecidas e que as temperaturas foram fornecidas pelo sistema de aquisição de dados. Para calcular a energia total acumulada ao longo de um período basta somar todas as energias acumuladas em cada passo de tempo. O programa desenvolvido em Fortran 90 permite que seja configurado qualquer passo de tempo, mas o tempo de 30 minutos foi o que se mostrou mais adequado, tendo em vista as características do coletor solar. O programa permite ler o banco de dados gravado pelo software usado no sistema de aquisição de dados: HP34970A. As propriedades físicas usadas foram obtidas da Tabela 3.1.

Usando a equação 4.6, como numerador da equação 4.1, e integrando os resultados encontrados para irradiância solar ao longo de um dia foi possível calcular a eficiência diária do coletor solar. Esses resultados foram monitorados durante seqüência de 3 a 7 dias a partir de um instante inicial, quando previamente o calorímetro foi deixado aberto permitindo que a massa de seus componentes se estabilizassem em temperaturas próximas da temperatura ambiente.

4.2.1 Cálculo do Calor Transferido ($Q_T (n)$)

Foi desenvolvido um modelo teórico do calorímetro para calcular o calor transferido de seu interior para o interior do laboratório, em cada passo de tempo. A Figura 4.6 ilustra o modelo adotado para calcular esse fluxo de calor, usando uma analogia com circuitos elétricos, todas as temperaturas variam ao longo do tempo. Observe que o interior do calorímetro foi dividido em várias secções horizontais, tendo em vista que os dados experimentais já haviam

demonstrado que as temperaturas nos 4 níveis das garrafas ficam estratificadas. Supõe-se que em cada nível do calorímetro a temperatura média do ar seja constante, em cada passo de tempo, e que só haja variação de temperatura de um nível para outro. O “ $T_{lab.}$ ” designa a temperatura média do laboratório (medida experimentalmente), para as resistências térmicas convectivas foram usados valores semelhantes as convectivas do interior dos canais. As resistências difusivas foram obtidas de valores tabelados. As temperaturas T_1 e T_4 foram obtidas de dados experimentais, T_1 corresponde à medida do sensor “S4”, T_4 corresponde à medida do sensor “S3” e as restantes (T_2 e T_3) foram calculadas supondo uma relação linear entre os diversos níveis estratificados.

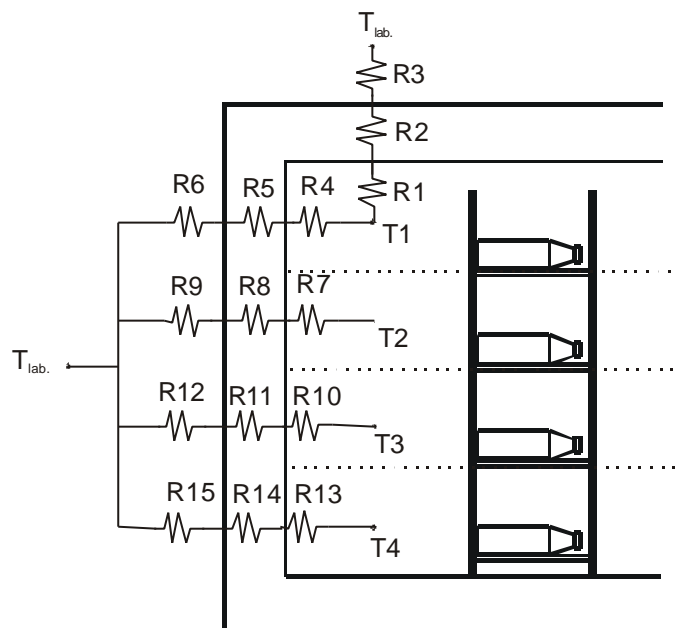


Figura 4.6- Modelo adotado do calorímetro usando resistências térmicas para cálculo de Q_T .

A taxa de energia transferida do calorímetro para o interior do laboratório, em um determinado instante, pode ser calculada da seguinte forma:

$$P_T(n) = \frac{(T_1(n) - T_{lab}(n))}{(R_1 + R_2 + R_3)} + \frac{(T_1(n) - T_{lab}(n))}{(R_4 + R_5 + R_6)} + \frac{(T_2(n) - T_{lab}(n))}{(R_7 + R_8 + R_9)} + \frac{(T_3(n) - T_{lab}(n))}{(R_{10} + R_{11} + R_{12})} + \frac{(T_4(n) - T_{lab}(n))}{(R_{13} + R_{14} + R_{15})} \quad (4.7)$$

As resistências térmicas da equação 4.7 podem ser visualizadas na Figura 4.6.

Supondo um material de espessura (d) e condutividade térmica (k) constante, podem ser calculadas as resistências difusivas da seguinte forma:

$$R_2 \approx \frac{d}{kA_1}, \quad R_5 \approx \frac{d}{kA_2}, \quad R_8 \approx \frac{d}{kA_3}, \quad R_{11} \approx \frac{d}{kA_4}, \quad R_{14} \approx \frac{d}{kA_5} \quad (4.8)$$

Os termos “A1”, “A2”, “A3”, “A4” e “A5” são as áreas de troca de calor, para cada nível. As resistências convectivas internas e externas ao calorímetro podem ser calculadas de forma semelhante:

$$R_1 \approx \frac{1}{h_1A_1}, \quad R_4 \approx \frac{1}{h_1A_2}, \quad R_7 \approx \frac{1}{h_1A_3}, \quad R_{10} \approx \frac{1}{h_1A_4}, \quad R_{13} \approx \frac{1}{h_1A_5} \quad (4.9)$$

onde h_1 é o valor do coeficiente médio de troca de calor por convecção. A equação 4.4 é calculada em cada passo de tempo.

Para calcular o calor transferido ($Q_T(n)$), em um determinado passo de tempo (Δt), a seguinte equação pode ser aplicada:

$$Q_T(n) \approx P_T \Delta t \quad (4.10)$$

4.3 Descrição dos Sensores de Temperatura Utilizados

No presente trabalho foram utilizados dois tipos de sensores de temperatura: resistência de platina PT100 e CI.

4.3.1 Sensor PT100

O princípio de funcionamento de um PT100 se baseia na propriedade que apresentam a maioria dos metais de variar sua resistência elétrica ao variar sua temperatura. Os sensores de platina satisfazem uma função onde a resistência varia linearmente com a temperatura, ou seja, $R = f(T)$ (conforme Holman, 1971):

$$R \approx R_o(1 + \alpha(T - T_o)) \quad (4.11)$$

onde: R_o é a resistência do PT100 na temperatura de referência, T_o é a temperatura de referência e α é o coeficiente térmico. O coeficiente térmico (α) deve satisfazer a seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{1}{R_0} \frac{\partial R}{\partial T} \quad (4.12)$$

De acordo com Preobrazhenski, 1980, a maioria dos metais puros tem um coeficiente térmico positivo de resistência elétrica entre $0,004 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ e $0,006 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

O PT100 apresenta inúmeras qualidades:

- ? alto grau de precisão ao medir a temperatura;
- ? não são oxidáveis e possuem boa resistência mecânica;
- ? alta reprodutividade dos valores a serem medidos;
- ? usando circuito adequado podem ser usados a grandes distâncias;
- ? são mais estáveis que os termopares;
- ? sua curva de resistência elétrica em função da temperatura é mais linear que os termopares;
- ? facilidade para montar um sistema de aquisição de dados com vários sensores.

A característica de repetir seu resultado em várias medidas pode ser quantificado pela sua estabilidade, considerada da ordem de $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$. Este valor define a incerteza intrínseca (I_I) do PT100 a ser utilizado na seção 4.7.

Todos os sensores PT100 foram conectados no multiplexador através do sistema a quatro fios. O uso de tal técnica se deve ao fato de que a medida de resistência a quatro fios é o método que fornece os resultados mais exatos para pequenas resistências. Através desse sistema, os efeitos das resistências dos fios, cabos, do multiplexador e dos contatos são automaticamente reduzidos. Essa técnica é adotada, normalmente, quando são necessários longos cabos entre o sensor e o conversor A/D.

O método a quatro fios consiste em uma fonte de corrente que força uma corrente conhecida a passar pela resistência R e o multímetro mede a queda de tensão entre os outros dois fios. A resistência desconhecida é calculada usando a lei de OHM. Este método possui a desvantagem que exige mais um par de fios, mas a exatidão na medida compensa. O software usado para configurar o sistema de aquisição de dados HP34970A permite que o usuário escolha a resistência do voltímetro, há a possibilidade de ser adotada uma resistência de $1 \text{ } \Omega$ ou $10 \text{ } \text{M}\Omega$. Quanto maior a resistência maior a precisão da medida, mas há uma perda de velocidade na varredura.

4.3.1.1 Aquecimento Produzido Pelo Multímetro

Ao usar o sistema a quatro fios é importante lembrar a possibilidade de aquecimento com a corrente medidora que circula na platina. É difícil determinar a corrente que minimiza o efeito do aquecimento da resistência. Segundo Preobrazhenski, 1980, a temperatura estabelecida de aquecimento do sensor de Platina com a corrente medidora não deve exceder 0,2 °C, quando a potência dissipada no sensor for da ordem de 10 mW. Para os termômetros PT100 que apresentam uma resistência de 100 Ohms a 0 °C, tal valor de potência dissipada corresponde a uma corrente de 10 mA. De modo geral a corrente dos circuitos medidores dos instrumentos que se empregam com os termômetros de resistência são bem menores que os valores indicados. O sistema HP 34970A, usado neste experimento, fornece uma corrente de 1 mA que equivale a uma potência cem vezes menor que o valor aceitável (10 mW), logo pode-se desprezar o efeito produzido na temperatura do sensor PT100 devido a fonte de corrente.

4.3.2 Sensor CI

O princípio de funcionamento de um sensor de CI baseia-se na variação linear com a temperatura, em uma determinada faixa, da tensão base-emissor (V_{BE}) de um transistor NPN. Esses sensores apresentam uma tensão de saída de cerca de 10 mV/°C. Para medir a temperatura do interior do coletor solar, da sua superfície e das garrafas contendo água, foram utilizados esses sensores. Os CI utilizados apresentam as seguintes características:

- ? boa repetitividade ao medir temperatura;
- ? alcance de 0°C até +100°C;
- ? facilidade para montar um sistema de aquisição de dados;
- ? operam de 4 a 30 volts;
- ? trabalham com menos de 60 μ A de corrente;
- ? baixo aquecimento: cerca de 0,08 °C.

Além destas características foi considerada uma incerteza intrínseca (I_I) do sensor correspondente a sua estabilidade que, conforme a documentação do mesmo, é de ? 0,4 °C.

Para instalar os sensores foi necessário adaptar uma fonte DC e usar um filtro na saída do sinal. A Figura 4.7 ilustra o circuito usado na montagem experimental. No filtro foram usados um capacitor de 1 μ F e uma resistência de 100 Ω e uma fonte de 12 Volts.

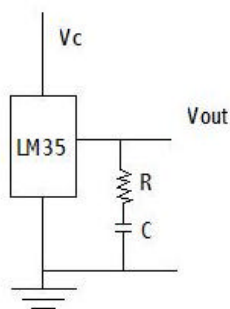


Figura 4.7- Filtro usado na saída do CI.

Para medir a temperatura interna do coletor (concreto), ver Figura 4.8, foram usadas várias hastes de madeira com uma extremidade metálica. Na extremidade metálica é fixado, usando cola de silicone, o CI. Desta maneira a extremidade metálica fornece uma boa difusividade térmica para o sensor. A haste juntamente com o sensor é introduzida nos furos do coletor solar, desta maneira reduz o gradiente térmico ao longo do condutor. Quando é introduzida a haste juntamente com o sensor é importante que uma massa de calafetar seja usada na extremidade da mesma para evitar que não fique uma camada de ar entre o sensor e as paredes internas do concreto. Isto se justifica pelo fato que uma camada de ar entre o sensor e as paredes internas do concreto colocariam uma resistência térmica muito elevada entre ambos.



Figura 4.8 – Vista da parede interna do coletor solar

4.4 Incerteza do Sistema de Calibração

Na primeira etapa deste trabalho buscou-se uma maneira de calibrar os sensores PT100 e CI. Devido ao fato dos sensores não estarem com encapsulamento impermeável optou-se por um método em que estes não ficassem expostos ao ambiente do banho termostático. Foi utilizado um tarugo de alumínio, com diversos furos ao longo do cilindro (ver Figura 4.9). É

evidente que se fosse usado um tarugo de cobre obter-se-ia o regime permanente em um tempo menor, devido à mais alta difusividade térmica do cobre, porém a relação custo-benefício de ambos acabou sendo determinante na escolha. Através do cilindro de alumínio foi possível usar o banho termostático e calibrar os diversos sensores. No primeiro momento foi necessário comprovar que os pontos ao longo do raio teriam a mesma temperatura, ou seja, não houvesse gradiente térmico significativo.



Figura 4.9 – Cilindro de Alumínio usado para calibração. Dimensões aproximadas do cilindro: altura = 150 mm, diâmetro = 100 mm e diâmetro_furo = 6 mm.

Inicialmente foi levantada uma curva de calibração de um PT100 selecionado como referência, a qual foi obtida através de várias medidas de temperatura com o sensor diretamente no banho termostático (Lauda). A curva é mostrada na Figura 4.10. Logo após ser levantada a curva do PT100, foi colocado o tarugo de alumínio no banho termostático e esperou-se duas horas para alcançar o regime permanente. Uma vez tendo a curva de calibração do PT100 (referência), foi verificado que as medidas de temperaturas ao longo de uma seção radial do cilindro não variavam mais que 0,03 °C. Todas estas medidas foram obtidas usando o mesmo sensor calibrado da Figura 4.10. Tendo em vista que o banho termostático fornece uma precisão de 0,1 °C a variação de 0,03 °C não é percebida pelo sistema. Assim pode-se tratar o sistema de calibração como isotérmico.

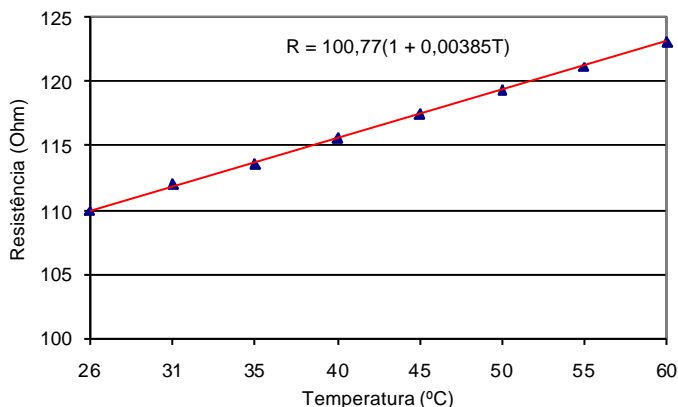


Figura 4.10 – Curva de calibração do PT100 de referência

4.4.1 Dispersão Apresentada pelos PT100

Uma vez tendo sido validado o sistema de calibração, partiu-se para o levantamento das curvas de calibração dos 8 PT100. Foram feitos inúmeros ensaios com todos os PT100 dentro do cilindro de alumínio. Através de um software obtiveram-se as diversas curvas de calibração destes sensores, as quais foram aplicadas no programa HP BenchLink Data Logger (software fornecido pelo próprio fabricante do sistema de aquisição de dados) obtendo-se o valor da discrepância entre a temperatura apresentada no banho termostático e o grau de dispersão das temperaturas medidas pelos sensores. Esta avaliação da dispersão das medidas foi concluída para duas temperaturas distintas: 28,2 °C e 58,2 °C. A Figura 4.11 mostra a dispersão apresentada pelos diversos sensores todos no banho termostático e dentro do cilindro, para a temperatura de 28,2 °C. A Figura 4.11 foi obtida usando oito sensores PT100, cada sensor está associado a um canal. Observando essa figura conclui-se que a dispersão máxima apresentada pelos oitos sensores não ultrapassa 0,1 °C. Observe que todos os sensores (canal 101-canal 108) estão entre as temperaturas 28,1 °C e 28,2 °C.

Para a temperatura de 50,2 °C seguiu-se o mesmo procedimento. Logo após ter-se obtido o regime permanente, foram feitas 6 medidas de temperatura e o resultado é mostrado na Figura 4.12. Novamente a dispersão apresentada pelos diversos sensores não ultrapassa 0,2 °C, ou seja, as medidas foram consideradas aceitáveis.

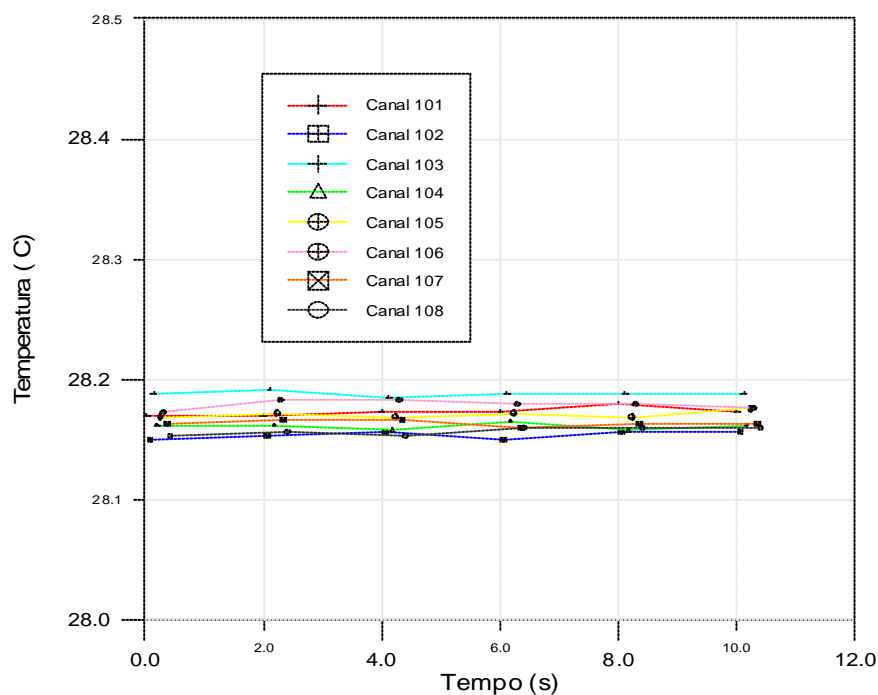


Figura 4.11 – Sensores PT100 num banho termostático a 28,2°C referência

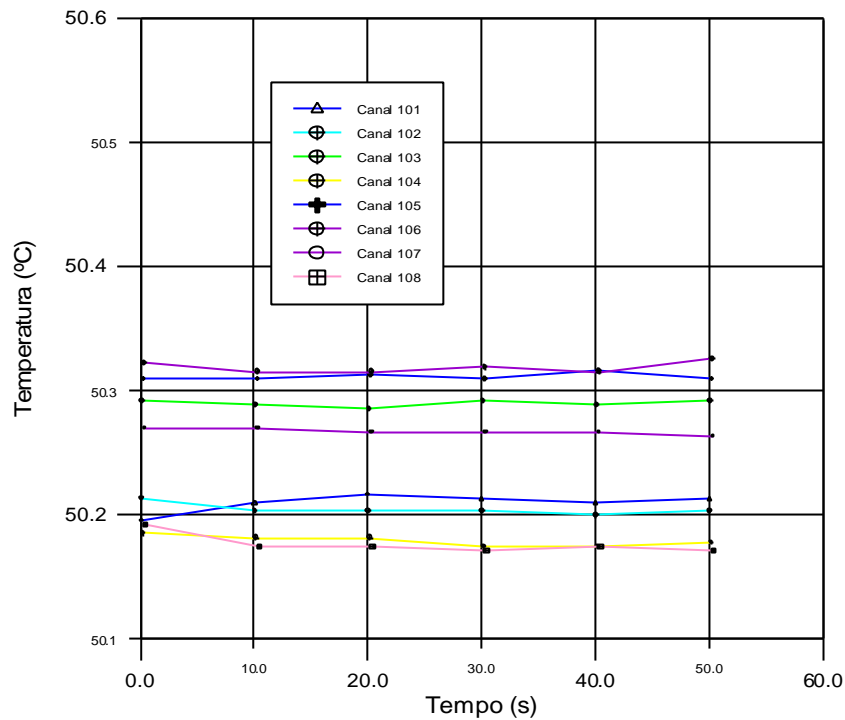


Figura 4.12 – Sensores PT100 num banho termostático a 50,2°C

Através das análises acima, é aceitável que a incerteza adotada por todo o sistema de calibração para os sensores PT100 seja de 0,2 °C.

4.4.2 Dispersão Apresentada pelos CI

Para a análise da dispersão apresentada pelos CI, seguiu-se o mesmo procedimento dos PT100. Foram feitos inúmeros ensaios com todos os CI dentro do cilindro de alumínio. Através do software obtiveram-se as diversas curvas de calibração destes sensores, as quais foram aplicadas no programa HP BenchLink Data Logger obtendo-se o valor da discrepância entre a temperatura apresentada no banho termostático e o grau de dispersão das temperaturas medidas pelos sensores CI.

A avaliação da dispersão das medidas, dos CI, foi concluída para duas temperaturas distintas: 26,7 °C e 42,9 °C. A Figura 4.13 mostra a dispersão apresentada pelos sensores todos no banho termostático e dentro do cilindro, para a temperatura de 26,7 °C. Essa figura foi obtida usando cinco sensores CI, cada sensor está associado a um canal. Conclui-se que a dispersão máxima apresentada pelos cinco sensores não ultrapassa 0,1 °C. Observe que todos os sensores estão entre as temperaturas 26,66 °C e 26,74 °C.

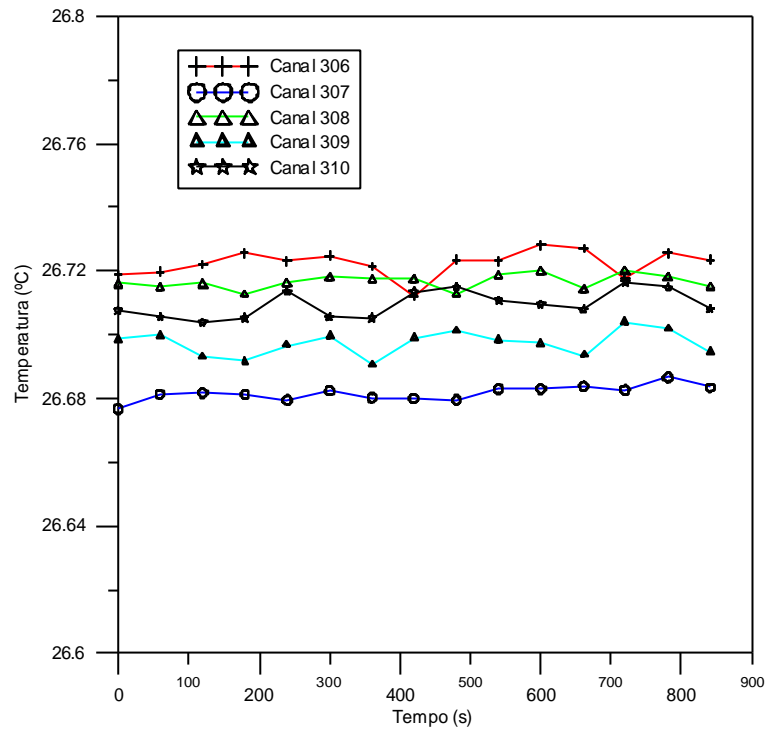


Figura 4.13 – Sensores CI num banho termostático a 26,7 °C

Para a temperatura de 42,9 °C seguiu-se o mesmo procedimento, logo após ter-se obtido o regime permanente, foram feitas 15 medidas de temperatura e o resultado é mostrado na Figura 4.14. A dispersão apresentada pelos diversos sensores CI não ultrapassa 0,2 °C.

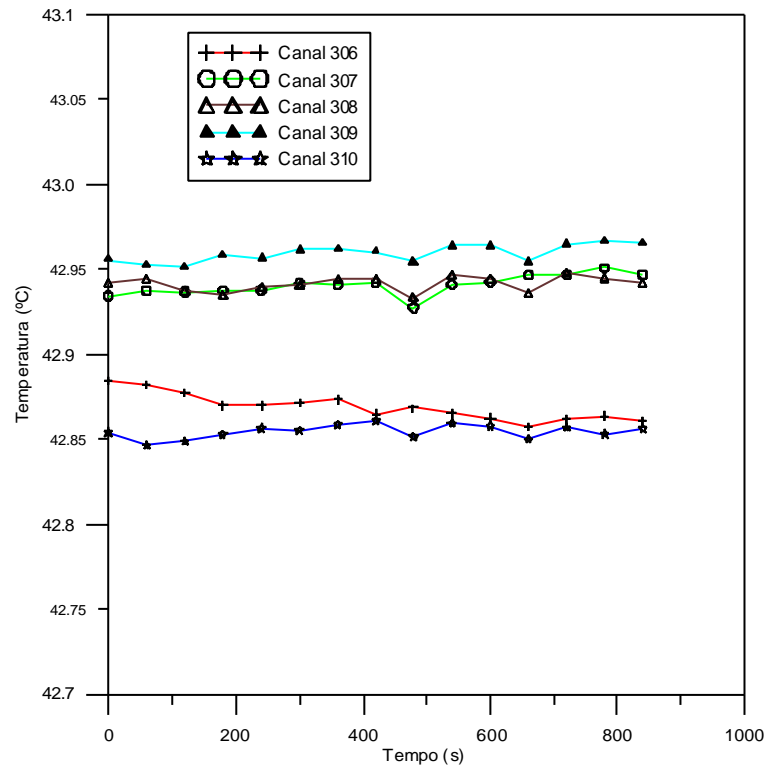


Figura 4.14 – Sensores CI num banho termostático a 42,9 °C

Através das análises acima, é aceitável que a incerteza adotada para os sensores CI seja de 0,2 °C.

4.5 Incerteza no Sistema de Aquisição de Dados

Para medida das diversas temperaturas e radiação solar foi utilizado um sistema de aquisição de dados HP 34970A, equipado com um multímetro interno que permite leituras de até $6^{1/2}$ dígitos e interfaceado a um microcomputador via porta serial RS232. O sistema permite ler até 60 canais divididos em 3 multiplexadores com vinte canais cada. É possível ler até 600 dados por segundo em um canal ou escanear até 250 canais por segundo.

Todas as leituras são feitas usando 5 e 1/2 dígitos a 20 bits. O sistema de aquisição de dados é comandado através de um software desenvolvido pela própria HP. Este software permite que seja feita a configuração individual de cada canal. O dados são coletados de minuto a minuto e armazenados no disco rígido do microcomputador.

4.5.1 Incertezas nas Medidas dos Sensores PT100

A resolução de um conversor analógico digital (A/D) pode ser calculada por:

$$R_{A/D} \approx \frac{1}{2^N} \quad (4.13)$$

onde N é o número de bits do conversor A/D. Desta forma, um conversor de 8 bits tem sua escala dividida em $2^8 = 256$ partes. Assim, caso esse conversor use uma escala de 10 V a menor tensão que ele consegue ler é $10V/256 = 40$ mV. Usando o sistema de medidas a quatro fios e uma escala de 1 k Ω pode ser calculado a resolução de trabalho do sistema HP nas medidas de resistência:

$$R_{A/D} \approx \frac{10^3 \Omega}{2^{20}} \approx 0,000954 \Omega \quad (4.14)$$

onde $R_{A/D}$ equivale a resistência mínima que pode ser avaliada após a conversão analógico digital. Usando uma curva padrão do PT100 fornecida pela Figura 4.10 é possível calcular o efeito desta resolução na temperatura:

$$T_1 \approx 2,60318 R_1 \approx 260,498 \quad (4.15)$$

$$T_2 \approx 2,60318 R_2 \approx 260,498 \quad (4.16)$$

Subtraindo a equação 4.15 da 4.16, obtém-se:

$$\Delta T \approx 2,60318 \cdot \Delta R \approx 0,002 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ou seja, o valor acima dá a resolução da temperatura através do sistema de aquisição de dados. Por outro lado, o manual do equipamento indica que, na escala em que foi utilizado, a inexatidão na medida de resistência é da ordem de $\approx 0,1 \%$ que corresponde a $\approx 0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$. Esta incerteza, sendo cerca de 100 vezes maior que a incerteza introduzida pela resolução na conversão A/D, será assumida como a incerteza total associada ao sistema de aquisição de dados para os PT100.

4.5.2 Incertezas nas Medidas dos Sensores CI

O mesmo cálculo que foi feito acima pode ser feito para os sensores CI. Usando uma escala de 1 Volt, a resolução de trabalho é:

$$R_{A/D} \approx \frac{1V}{2^{20}} \approx 0,95 \mu\text{V} \quad (4.17)$$

Sabendo que os CI possuem uma resposta de $10 \text{ mV/ } ^\circ\text{C}$ o valor acima equivale a $0,000095 \text{ } ^\circ\text{C}$, desta maneira pode-se desprezar esta incerteza.

Como no caso dos PT100, a inexatidão na medida de tensão segundo o manual do instrumento corresponde a $60 \mu\text{V}$, equivalente a $\approx 0,006 \text{ } ^\circ\text{C}$, que será assumida como a incerteza para o sistema de aquisição de dados.

4.5.3 Efeito do Tempo de Varredura na Aquisição de Dados

Espera-se que o coletor solar trabalhe durante todo o tempo em regime transiente e assim deve prever o sistema numérico para haver correspondência com a realidade. Mas existe uma informação, de acordo com as propriedades físicas do concreto, que garante que o sistema

durante um tempo pequeno pode ser aproximado por um regime permanente. De acordo com Baruch, 1998, para cada 10 cm de concreto existe um atraso nos picos de calor de 2 a 2,5 horas, isto equivale a uma velocidade de deslocamento da “frente térmica” de cerca de 0,013 mm/s. Isto significa que as variações temporais e o deslocamento de calor ao longo do concreto são muito lentas e pode ser estimada usando este parâmetro.

É importante lembrar que o tempo de varredura de um canal depende da configuração do mesmo. Quanto mais exata for a leitura mais lenta é a mesma. Se for adotados 5 ½ dígitos para todas as leituras e $NLP=1$ os tempos de respostas dos PT100 e os CI podem ser visualizados através das Figuras 4.15 e 4.16. Os PT100 exigem um tempo ligeiramente superior, pois é feita uma leitura a partir de uma corrente que é fornecida para a resistência.

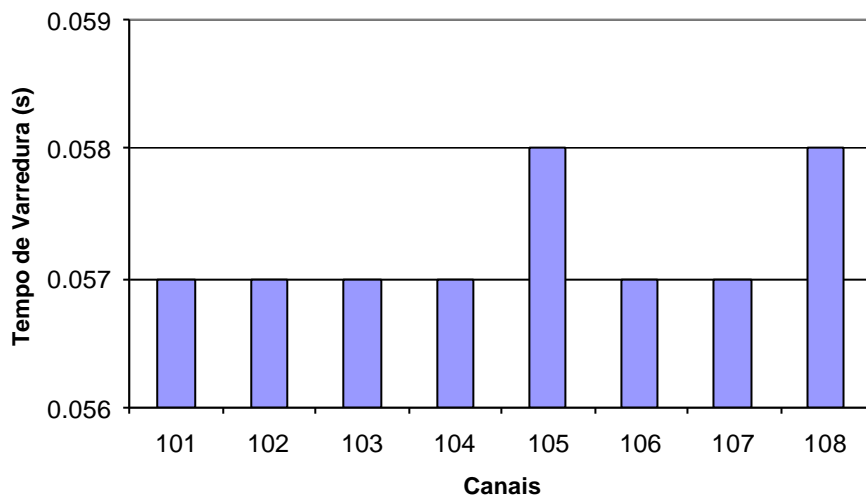


Figura 4.15 - Tempo de leitura dos oito canais dos PT100

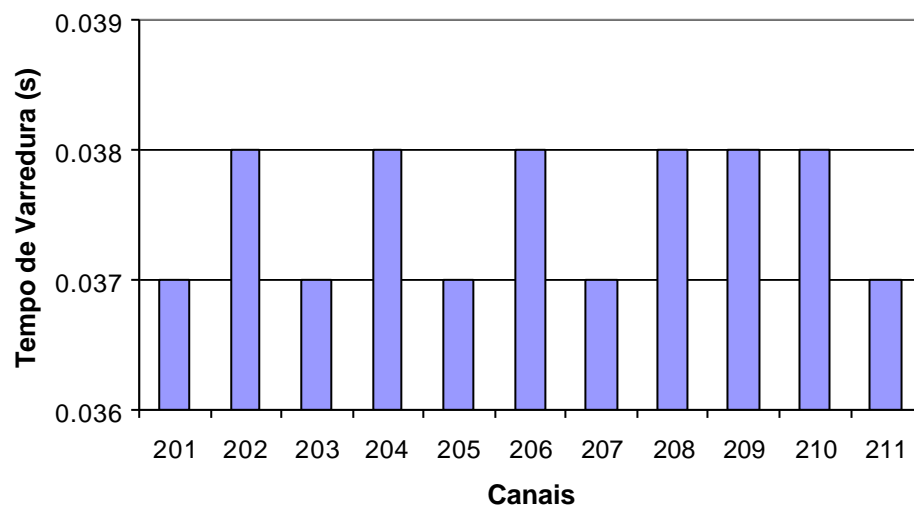


Figura 4.16 - Tempo de leitura dos canais com os CI

Todos os canais, correspondente a 8 sensores PT100 e 26 sensores CI, são varridos num tempo inferior a 2 segundos. Sabendo que a velocidade de deslocamento da “frente térmica” ao longo do concreto é 0,013 mm/s, durante o tempo de uma varredura a “frente térmica” se desloca menos que 0,03 mm, ou seja, não há praticamente nenhuma variação nos gradientes térmicos. Sendo assim, a configuração dos gradientes de temperatura durante o tempo de uma varredura pode, portanto, ser considerada permanente no espaço.

4.6 Efeito das Posições dos Sensores

Uma última fonte de incerteza diz respeito à posição exata dos sensores que se encontram no interior do coletor solar. Esta incerteza se deve ao fato que no modelo numérico considera-se que o sensor ocupa um ponto no espaço. Neste caso, é conveniente tentar expressar esta incerteza também em unidades de temperatura, isto é, relacionar a incerteza espacial com a possível distorção da temperatura medida.

Pela forma com que foram fixados os sensores é possível garantir que os mesmos estão dentro de um raio de 10 mm da posição desejada. Combinando esta informação com os resultados apresentados por Bortoli et al., 1996, onde podem ser apreciados os gradientes de temperaturas possíveis no interior do coletor, verifica-se que é razoável assumir incertezas de $\pm 0,1$ °C. Para a pior situação usar-se-á a incerteza de $\pm 0,2$ °C.

4.7 Combinação das Incertezas

Segundo a teoria de erros (por exemplo Moffat, 1988) as incertezas citadas podem ser combinadas através da equação 4.18. Com ela obtêm-se um valor global das incertezas das medidas de temperatura, incluindo a incerteza devida ao sistema de calibração (I_c), da posição dos sensores (I_p), do sistema de aquisição de dados (I_s) e incerteza denominada intrínseca do sensor (I_I):

$$I_M = \sqrt{(I_c)^2 + (I_p)^2 + (I_s)^2 + (I_I)^2} \quad (4.18)$$

onde I_M é a incerteza global da medida de temperatura.

Para os sensores PT100 considerar-se-ão as seguintes incertezas para uma situação genérica:

$$I_c = 0,2 \text{ °C}$$

$$I_s = 0,25 \text{ °C}$$

$$? I_t = 0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Usando a equação 4.13 pode-se calcular o efeito global dessas incertezas:

$$I_M ? \sqrt{(0,20)^2 ? (0,25)^2 ? (0,01)^2} ? 0,32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

logo, a incerteza global da medida de temperatura utilizando os PT100 é de 0,3 °C para uma situação genérica.

Para os sensores CI considerar-se-ão as seguintes incertezas para uma situação genérica:

$$? I_c = 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$? I_p = 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$? I_s = 0,006 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$? I_t = 0,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

logo, a incerteza global na medida de temperatura para os CI é:

$$I_M ? \sqrt{(0,2)^2 ? (0,1)^2 ? (0,4)^2 ? (0,06)^2} ? 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

logo, na pior situação possível a incerteza na medida de temperatura é 0,5 °C para os CI.

4.8 Descrição do Sensor de Radiação

Zanenco, 1991, demonstrou que a qualidade do piranômetro fotovoltaico construído no Laboratório de Energia Solar classifica o mesmo como de primeira classe. Nesta tese foram utilizados estes piranômetros com calibração obtida pela comparação com um piranômetro Eppley PSP considerado como padrão.

4.8.1 Célula Fotovoltaica

A célula fotovoltaica é um dispositivo semicondutor que converte parte da energia solar incidente em eletricidade. A principal característica de uma determinada célula é a sua curva corrente x tensão. É conhecido, através da literatura - Duffie, 1991- que a corrente de curto circuito varia com a irradiância solar incidente de forma diretamente proporcional. Essa informação será usada para calibrar os sensores fotovoltaicos.

Para medir a radiação solar que atravessa a cobertura e a radiação incidente na cobertura foram usados dois sensores fotovoltaicos construídos no próprio laboratório. Uma das vantagens de ser usado um piranômetro fotovoltaico em vez de um térmico, como o Eppley, se deve ao fato de que para o fotovoltaico a constante de calibração é independente do ângulo de inclinação do piranômetro, já o térmico apresenta variação com o ângulo de inclinação devido aos efeitos convectivos. Outra vantagem é o tempo de resposta, da ordem de μ s para o fotovoltaico e de 1 segundo para o térmico.

O piranômetro fotovoltaico usado neste trabalho, Figura 4.17, apresenta um material difusor que cobre a célula fotovoltaica. Este material difusor fornece praticamente a mesma reflexão para qualquer ângulo azimutal; desta forma, obtém-se a invariância azimutal. Esta foi a solução adotada para substituir a cúpula (hemisférica) usada nos piranômetros térmicos, como o Eppley e, conseqüentemente, resolver o problema levantado pelo item 2 acima. A estrutura do piranômetro é feita de alumínio, com cerca de 20,0 mm de diâmetro.



Figura 4.17 - Piranômetro Fotovoltaico com uma cobertura difusora

4.8.2 Calibração das Células Fotovoltaicas

O piranômetro térmico usado como padrão é o Eppley modelo PSP, com fator de calibração de $9,93 \mu\text{V/W.m}^{-2}$. As características técnicas do piranômetro Eppley são:

- ? Sensibilidade ($\mu\text{V/W.m}^{-2}$) = 9
- ? Impedância (Ohms) = 650
- ? Erro máx. p/ variações na temperatura ambiente (%) = ± 1
- ? Linearidade (%) = $\pm 0,5$
- ? Tempo de resposta (s) = 1
- ? Resposta cosseno (%) =
 - ? 1 ($0 - 70^{\circ}$) ângulo zênite
 - ? 3 ($70 - 80^{\circ}$) ângulo zênite

4.9 Obtenção das Curvas dos Piranômetros Fotovoltaicos

Para obter as curvas de calibração dos piranômetros fotovoltaicos, os mesmos foram instalados junto com um piranômetro Eppley (considerado como padrão) em um plano horizontal com o auxílio de um nível de bolha (Figura 4.18). Qualquer piranômetro sempre apresenta uma variação no resultado proporcional ao cosseno do ângulo de incidência θ , e, devido a este fato, é aconselhável que toda a calibração seja feita entre as 12 e 13 horas solar, nos meses de verão, evitando assim erros devido ao mau alinhamento dos sensores em comparação. É aconselhável que o Eppley trabalhe na horizontal, visto que todo o sistema dos piranômetros de cúpula foram projetados para trabalharem com uma determinada convecção.

O experimento de coleta de dados foi realizado em um dia de céu limpo, com medidas entre as 12 e 13 horas solar (15 de janeiro). Desta forma, tem-se a garantia que o ângulo zênite foi, no máximo, de 10° . O sistema de aquisição de dados, usado neste experimento, foi configurado para o sistema fazer leituras com intervalos de 2 minutos, usando 6 e 1/2 dígitos. Os dados foram gravados em disco rígido.

Há um cuidado que deve ser tomado devido às diferenças de resposta de um sensor fotovoltaico e um térmico. O térmico tem um tempo de resposta mais longo que o fotovoltaico, deve-se estar seguro de que a irradiância solar global não passou por uma variação brusca durante uma varredura do sistema de aquisição de dados, porque isto poderia afetar toda a calibração das células fotovoltaicas.



Figura 4.18 - Piranômetros fotovoltaicos e térmico na mesma superfície horizontal

Uma vez obtidas as curvas de calibração dos sensores fotovoltaicos, os mesmos foram instalados no plano da cobertura do coletor solar e foram verificadas as respostas dos sensores para um plano inclinado de 50° . A Figura 4.19 mostra as curvas obtidas ao longo de um dia, com medidas de 2 em 2 minutos para um dia praticamente sem nuvens.

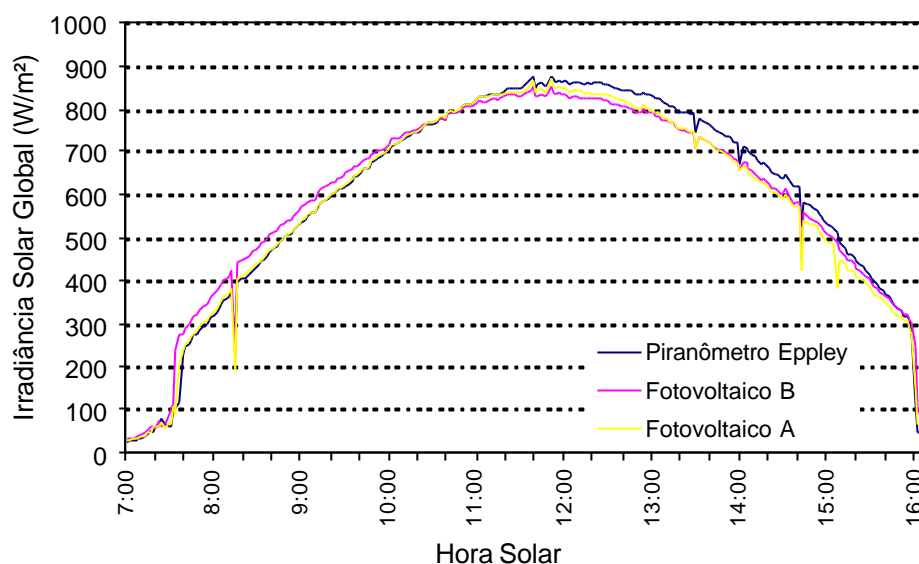


Figura 4.19 - Comparação da irradiância solar global para os três piranômetros em dia sem nuvens.

O sistema ficou adquirindo dados das 7:00 às 18:20 e foram feitas comparações das energias recebidas pelos piranômetros Eppley e os dois fotovoltáicos A e B, ou seja, integrando as áreas sob as curvas da Figura 4.19. Pela Tabela 4.3 constata-se que o máximo de desvio da energia solar recebida ao longo do dia foi de 2 %, em relação ao piranômetro Eppley, considerado como padrão de referência. Se for feita uma comparação relativa entre os dois fotovoltáicos a diferença da energia cai para 1,5 %.

Tabela 4.3- Comparação da energia recebida pelos sensores em um dia sem nuvens

	ENERGIA (10^7 J.m^{-2})	DIFERENÇA (%)
Energia Solar recebida pelo Eppley =	1,98	
Energia Solar recebida pelo fotovoltáico A =	1,93	2,3
Energia Solar recebida pelo fotovoltáico B =	1,96	0,6

Foi também verificada a resposta das células fotovoltaicas, em comparação com o padrão, para um dia encoberto. A Figura 4.20 mostra as três curvas obtidas com o sistema de aquisição de dados, com medidas feitas em intervalos de 2 minutos. Observa-se a harmonia nas respostas dos sensores. Apesar de boa parte da radiação ser devida à componente difusa e à reflexão terrestre (albedo), o sistema apresentou uma diferença de energia muito pequena. A Tabela 4.4 mostra a diferença de energia recebida pelos três sensores.

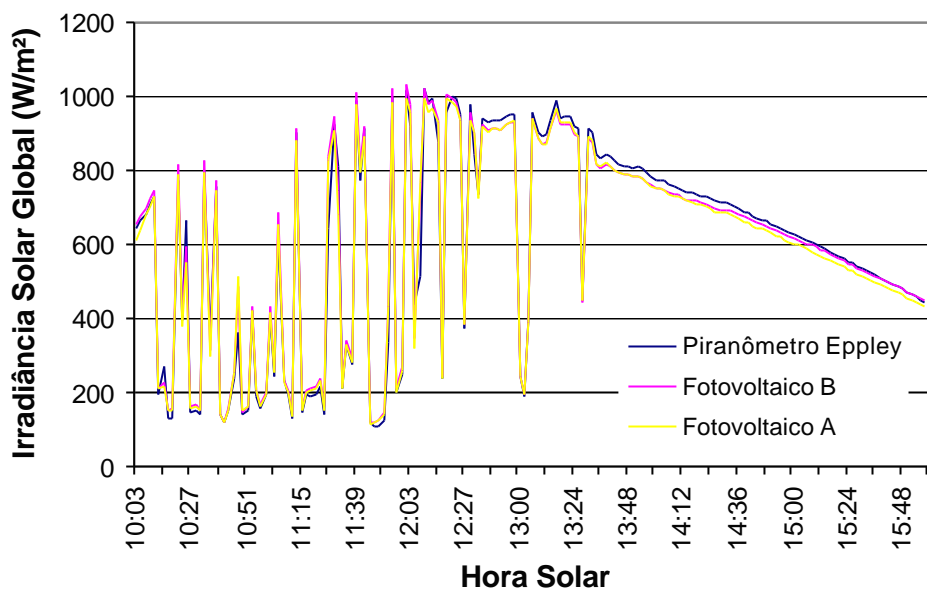


Figura 4.20 - Comparação da irradiância solar global para os três piranômetros, em dia com nuvens.

Deve ser levado em consideração que se atribui uma incerteza intrínseca de 2 % do fundo de escala ao próprio equipamento utilizado como padrão e que os desvios observados nas Figuras 4.19 e 4.20 para intervalos de 1 hora, por exemplo, podem ser bem maiores que os resultados diários apresentados nas tabelas 4.3 e 4.4. Para determinar o desvio médio horário dos piranômetros fotovoltaicos, em relação ao padrão, foi feita uma comparação da média da radiação solar horária entre os três piranômetros. O resultado encontrado está na Tabela 4.5.

Tabela 4.4 - Comparação da energia recebida pelos sensores em um dia coberto

	ENERGIA (10^7 J.m^{-2})	DIFERENÇA (%)
Energia Solar recebida pelo Eppley =	1,26	
Energia Solar recebida pelo fotovoltaico A =	1,24	1,7
Energia Solar recebida pelo fotovoltaico B =	1,26	0,1

A Tabela 4.5 ilustra os resultados médios da radiação, obtidos hora a hora, e o intervalo de tempo que foi considerado. O desvio médio (que será tomado como incerteza) entre as medidas analisadas hora a hora tomando o Eppley como padrão, em valor absoluto, corresponde para o piranômetro fotovoltaico A a 18 W/m^2 , e 28 W/m^2 para o piranômetro fotovoltaico B. Estas incertezas nas medidas de irradiância dos piranômetros fotovoltaicos mais a incerteza intrínseca do padrão produzem uma incerteza genérica para valores médios horários de irradiância solar.

Tabela 4.5 - Comparação da radiação horária média entre os piranômetros.

	R. Eppley	R. Fotov. A	R. Fotov. B	Diferença	Diferença
INTERVALO	(W/m ²)	(W/m ²)	(W/m ²)	Fotov. A (W/m ²)	Fotov. B (W/m ²)
8h-9h	432 ± 20	435	471	3	39
9h-10h	624 ± 20	626	649	3	26
10h-11h	768 ± 20	770	770	2	3
11h-12h	850 ± 20	842	830	8	19
12h-13h	850 ± 20	826	813	25	37
13h-14h	774 ± 20	735	734	39	40
14h-15h	628 ± 20	583	594	45	34
			Média =	18	28

As incertezas genéricas dos piranômetros podem ser combinadas das seguintes formas:

? Incerteza no piranômetro fotovoltaico A:

$$I_{MA} = \sqrt{(20)^2 + (18)^2} = 27 \text{ W / m}^2$$

? Incerteza no piranômetro fotovoltaico B:

$$I_{MB} = \sqrt{(20)^2 + (28)^2} = 34 \text{ W / m}^2$$

Os valores acima serão tomados como a incerteza global na medida de irradiância solar para os piranômetros fotovoltaicos A e B.

CAPÍTULO 5

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A velocidade de processamento, a queda nos preços dos processadores e a evolução dos métodos numéricos, nos últimos anos, proporcionaram condições favoráveis ao uso de simulação numérica em grande parte dos projetos de engenharia. Além do fator custo reduzido, o fator tempo coopera para o uso de simulação, pois para obter a resposta diária, mensal ou anual de um sistema físico é necessário medir durante todo esse tempo, ou seja, a resposta só é conhecida com o evento. A simulação numérica permite que se possa prever antecipadamente a resposta de um sistema físico, dependendo do problema a ser resolvido, com a antecedência de horas, dias ou até meses, com o custo de alguns minutos ou horas de processamento.

Adotando um modelo simplificado de um sistema real complexo pode-se fazer uma simulação numérica. Contudo, antes de se aplicar um método numérico de transferência de calor a um problema precisamos seguir várias passos preliminares. O propósito do método é aproximar a equação diferencial e as condições de contorno por um conjunto de equações algébricas. O primeiro passo é conhecer o modelo matemático (Equação Diferencial) que representa o fenômeno físico a ser estudado. O próximo passo é determinar (ou escolher) um método numérico que resolva as equações diferenciais, levando em conta as condições iniciais e as condições de contorno à aproximação por equações algébricas. A maneira de se obter essas equações é que caracteriza o tipo de método numérico. Os principais métodos são: MDF - Método de Diferenças Finitas, MEF - Método de Elementos Finitos e MVF - Método de Volumes Finitos. Este trabalho será resolvido somente pelo MVF.

Os métodos de se obterem as equações algébricas surgiram em diferentes épocas para diferentes propósitos. O MDF é o pioneiro já sendo idealizado por Euler, enquanto que o MEF foi inicialmente usado para área estrutural, na solução de problemas de elasticidade, mas hoje já consagrado também em fenômenos de transporte.

Os analistas do MEF desenvolveram malhas não estruturadas para problemas de geometrias complexas, hoje já incorporadas também ao MVF.

Até o início da década de 70 tinha-se o MDF sem habilidades para tratar geometrias complexas; e o MEF, hábil no tratamento de geometria.

No Método dos Volumes Finitos (MVF) as equações aproximadas são obtidas através de balanços de conservação da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento,

entalpia, etc) no volume de controle. De acordo com Maliska, 1995, a possibilidade de se associar a interpretação física com a matemática influenciou profundamente para que muitos analistas envolvidos com o MDF passassem a usar o MVF, tendo em vista que possuem equivalência para uma série de problemas.

5.1 Modelo Físico Adotado

Inicialmente construiu-se uma malha bidimensional que se ajustasse ao coletor solar. A Figura 5.1 ilustra a primeira malha espacial que foi resolvida pelo MVF. A parte hachurada da figura representa isolamento térmico. Observe que a maior parte dos volumes da fronteira do concreto foi arranjada para ocupar apenas meio volume. O modelo físico adotado consiste de um problema bidimensional de transferência de calor por difusão e advecção, em regime transiente, sem geração de energia e contorno incluindo radiação e convecção.



Figura 5.1 – Malha espacial 1 adotada para solução bidimensional do coletor solar

5.2 Formulação dos Problemas Numéricos

O primeiro problema numérico resolvido foi determinar os campos de temperatura, em intervalos regulares de tempo, sobre os volumes finitos. Na primeira malha resolvida, os volumes finitos possuem as seguintes dimensões: 0,10m x 0,12 m. Usando essas dimensões está assegurado que a superfície coletora forma um ângulo de $50,2^\circ$ com a horizontal. Tendo em vista que o coletor solar possui uma superfície inclinada de 50° , esse modelo se ajusta satisfatoriamente ao coletor real. O modelo adotado por Vielmo, 1981, estabelecia uma malha quadrada, isso significa que a superfície coletora do modelo do coletor tinha um ângulo de 45° com a horizontal. Aquela simplificação tinha por objetivo reduzir o esforço computacional, fato não mais necessário hoje, para este tipo de problema. Neste modelo adotado, considera-se a difusividade térmica do concreto $a = 1,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ e as coberturas sem capacidade térmica.

A equação geral em coordenadas cartesianas, em duas dimensões, com termos advectivos, difusivos e fonte é:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c T) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho c u T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho c v T) - \frac{\partial}{\partial x} (k \frac{\partial T}{\partial x}) - \frac{\partial}{\partial y} (k \frac{\partial T}{\partial y}) = S \quad (5.1)$$

onde k é a condutividade térmica do material, u é a componente da velocidade na direção x , v é a componente da velocidade na direção y e S é o termo fonte. Para resolver a massa acumuladora térmica - concreto, considera-se somente difusão de calor, portanto os únicos termos que sobram são o difusivo, o transiente e o termo fonte. Considera-se um sólido homogêneo com calor específico, condutividade térmica e massa específica constante, o resultado é a equação de Fourier para duas dimensões:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = S + \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.2)$$

Observe na Figura 5.1 que a massa acumuladora térmica está limitada por diversos canais, trocando calor por convecção com o ar que flui através deles. A partir do balanço de energia num volume de controle no canal, pode-se escrever a seguinte equação:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + h \frac{\partial T}{\partial y} - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (5.3)$$

onde \dot{m} indica a descarga de ar no canal, ΔT é a variação de temperatura da massa de ar que atravessa o volume de controle, h é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, Δz é a profundidade do canal – considerado unitário neste modelo, T_S é a temperatura da superfície da massa acumuladora na fronteira com o canal e T_{ar} é a temperatura média do ar. Observe que a equação 5.3 foi escrita para um volume de controle do canal vertical, os outros canais seguem equações similares.

O segundo problema numérico resolvido foi, a partir do conhecimento dos campos de temperaturas e da vazão mássica ao longo do tempo, determinar a potência do coletor solar e sua eficiência diária. Para o cálculo da potência doada pelo coletor ao ar, em um determinado instante de tempo, foi usada a seguinte equação:

$$P_C(n) = \dot{m} c_p (T_o^n - T_i^n) \quad (5.4)$$

onde T_o^n é a temperatura do ar na saída do coletor em um determinado instante de tempo (n) e T_i^n é a temperatura do ar na entrada do coletor, no mesmo instante de tempo. Essa equação é resolvida em cada passo de tempo.

A metodologia que será adotada para calcular, numericamente, a eficiência do coletor solar consiste em calcular o calor útil fornecido pelo sistema, usando a seguinte expressão:

$$Q_a(n+1) = m_c c_{pc} (T_{mc}^{n+1} - T_{mc}^n) + P_C(n) \Delta t \quad (5.5)$$

Onde:

$Q_a(n+1)$ - é a energia térmica (calor útil) entregue pelo coletor mais a energia acumulada no concreto, em um determinado intervalo de tempo;

$P_C(n) \Delta t$ - corresponde a energia térmica do ar aquecido entregue pelo coletor;

m_c - corresponde a massa do concreto;

c_{pc} - corresponde ao calor específico do concreto;

T_{mc}^{n+1} - corresponde a temperatura média do concreto, no instante de tempo (n+1);

T_{mc}^n - corresponde a temperatura média do concreto no instante de tempo (n)

A eficiência do coletor foi calculada numericamente usando a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_a(n) dt}{A_c \int_{t_1}^{t_2} G_T dt} \quad (5.6)$$

A equação acima foi resolvida em um intervalo de 24 horas, ou seja, foi determinada uma eficiência diária do sistema.

5.3 Metodologia Adotada

A malha adotada possui volumes inteiros em todo o domínio, exceto nas fronteiras, que possuem meio volume. Esse procedimento adotado é preferido por duas razões: a primeira, porque facilita a generalização do cálculo dos coeficientes se todos os volumes tiverem as mesmas características e a segunda, por simplificar a aplicação das condições de contorno.

O método numérico adotado para integrar as equações diferenciais que descrevem o sistema foi o Método dos Volumes Finitos, conforme descrito por Patankar, 1980. Foi usado o método totalmente explícito, e as equações foram resolvidas em blocos. Como o método é totalmente explícito, as equações são resolvidas apenas uma vez em cada passo de tempo.

As hipóteses e condições de contorno adotadas foram:

- não há gradiente térmico no eixo z;
- as propriedades físicas dos elementos do sistema foram consideradas constantes;
- não há transferência de calor através dos contornos do canal posterior, canal superior e canal inferior;
- a radiação solar absorvida na superfície coletora é conhecida;
- a temperatura do ar na entrada do coletor solar é conhecida;
- a distribuição de temperatura inicial do sistema é considerada conhecida.

A Figura 5.2 ilustra a maneira como os volumes finitos são apresentados neste trabalho. De acordo com essa notação: “N” representa o norte, “S” representa o sul, “E” representa o leste, “W” representa o oeste e “P” o volume considerado. Considera-se que a profundidade, Z, possui dimensão unitária, desta forma, a área de troca de calor entre “P” e “E” é Δy , o mesmo ocorre entre “P” e “W”. A área de troca de calor entre “P” e “N” é Δx , o mesmo ocorre entre “P” e “S”. Observe que as letras minúsculas “n” e “s” são as faces das fronteiras de P ao longo de eixo y e que as letras minúsculas “w” e “e” são as faces das fronteiras de P ao longo do eixo x.

Para apresentar as equações dos diversos volumes finitos, a malha será dividida em conjuntos, cada um deles apresenta as mesmas equações. A Figura 5.3 ilustra esses conjuntos. A seqüência numérica dos conjuntos segue a mesma ordem em que são resolvidos na linguagem Fortran 90.

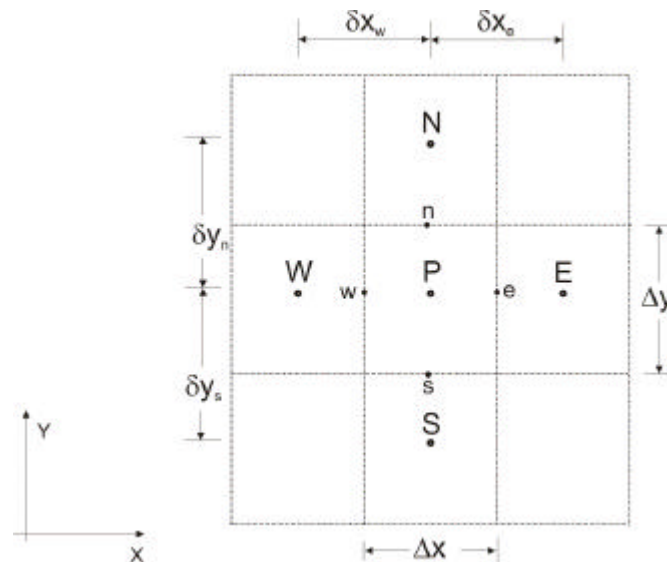


Figura 5.2 – Método de apresentação dos volumes finitos.

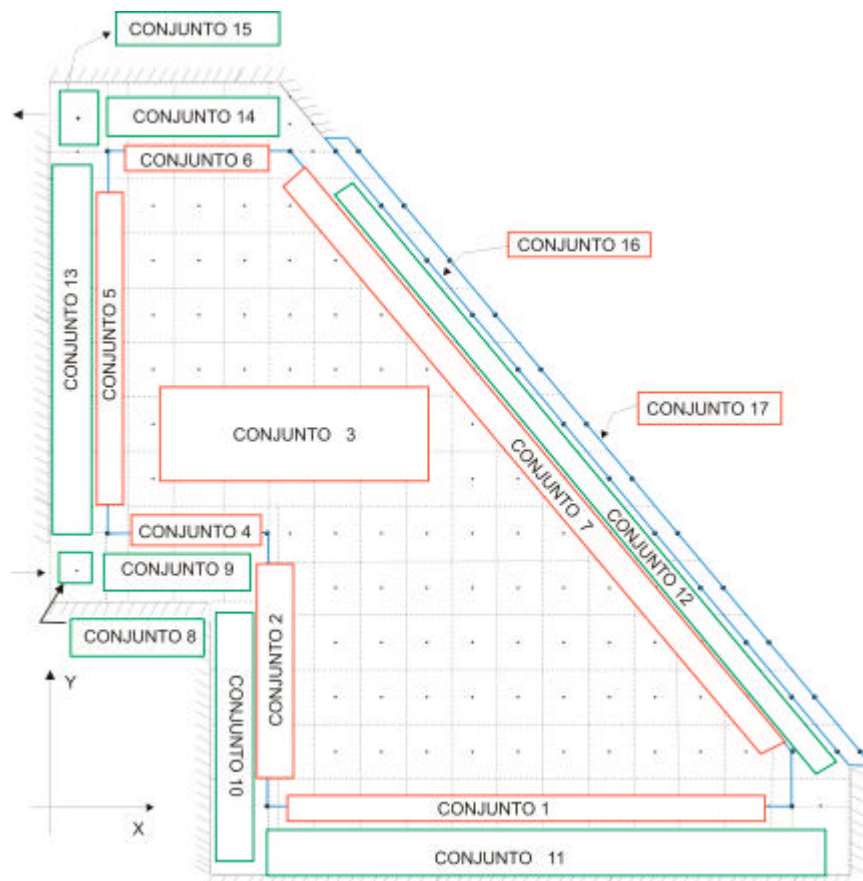


Figura 5.3 – Diversos conjuntos que apresentam as mesmas equações

5.4 A Integração das Equações Diferenciais

5.4.1 Conjunto 3

Os volumes da massa acumuladora, conjunto 3, são os que trocam calor somente por difusão com seus vizinhos, em regime transiente, e obedecem a equação 5.2. A Figura 5.4 apresenta as características genéricas de todos os volumes desse conjunto.

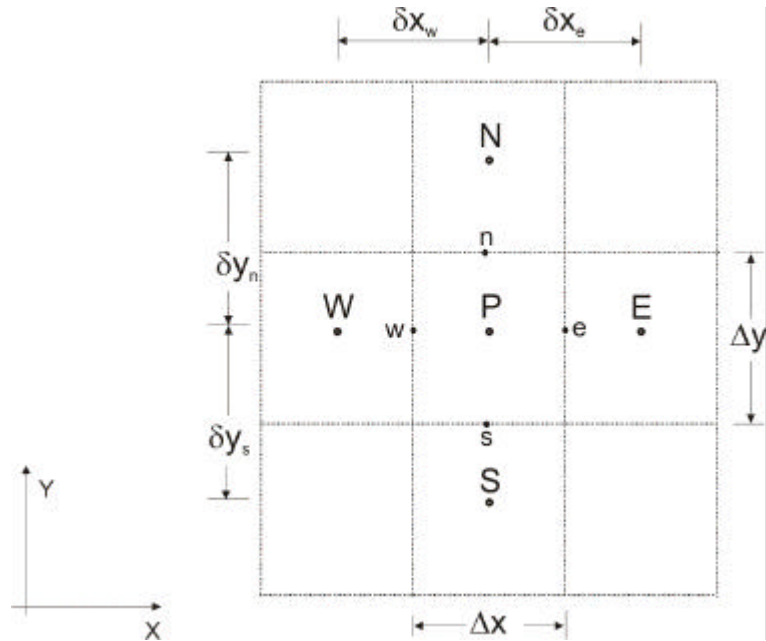


Figura 5.4 – Trocas térmicas usando a notação de circuitos elétricos

Integrando a equação 5.2, sobre um volume de controle “P” genérico, mostrado na Figura 5.4, ao longo de um intervalo de tempo de t a $t + \Delta t$:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w + \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s + \int_t^{t+\Delta t} \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dt \quad (5.7)$$

As derivadas interiores podem ser avaliadas nas faces entre as fronteiras do volume P, ao adotar-se um perfil linear de temperaturas, da seguinte forma:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{(T_E - T_P)}{x_e} - \frac{(T_P - T_W)}{x_w} + \int_t^{t+\Delta t} \frac{(T_N - T_P)}{y_n} - \frac{(T_P - T_S)}{y_s} + \int_t^{t+\Delta t} \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dt \quad (5.8)$$

Neste ponto é necessário assumir uma hipótese de como as temperaturas T_P , T_E , T_W , T_S e T_N variam no intervalo de tempo de t a $t+\Delta t$. Será adotada a hipótese que a temperatura é constante com o valor do tempo anterior, ao longo do intervalo de integração Δt , método totalmente explícito. Para resolver o sistema de equações algébricas lineares resultantes é útil escrever a solução da equação acima da seguinte maneira:

$$a_P^0 T_P + a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N) T_P^0 \quad (5.9)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \Delta y}{\Delta x}, \quad a_W = \frac{k \Delta y}{\Delta x}, \quad a_S = \frac{k \Delta x}{\Delta y}, \quad a_N = \frac{k \Delta x}{\Delta y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{\rho c_P \Delta x \Delta y}{\Delta t}$$

Onde o expoente “0” nos símbolos das temperaturas refere-se ao valor da temperatura no passo de tempo anterior. Uma vez conhecendo-se as propriedades térmicas do concreto, estabelecendo-se um campo de temperatura inicial e definindo-se um passo de tempo (Δt), pode ser resolvida a equação 5.9, desde que sejam respeitados os critérios da positividade dos coeficientes e da estabilidade numérica. Os estudos da positividade dos coeficientes e da estabilidade numérica são apresentados nos itens 5.6 e 5.7.

5.4.2 Conjunto 1

Os volumes do conjunto 1 estão no limite entre a massa térmica -concreto- e o canal inferior. Todos possuem meio volume, com condição de contorno de 3ª espécie. A Figura 5.5 mostra um volume genérico da fronteira, desse conjunto, com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “S” representa um volume genérico do canal.

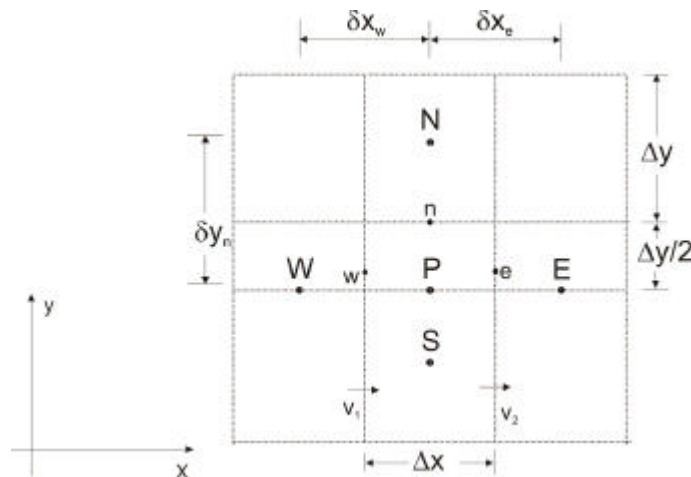


Figura 5.5 – Volumes da fronteira inferior da massa térmica, com seus vizinhos.

Integrando a equação de Fourier sobre o volume genérico P, da Figura 5.5, ao longo de um intervalo de tempo de t a $t + \Delta t$, obtém-se:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w + \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \right] dx dy dz + \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz = \int_t^{t+\Delta t} \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (5.10)$$

O tratamento da condição de contorno é obtido igualando-se os fluxos de calor condutivo com o convectivo na fronteira, resultando:

$$q_s = kA \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s = \frac{k \Delta x}{\Delta y_n} (T_N - T_P) + h_{HI} \Delta x (T_P - T_S) \quad (5.11)$$

onde h_{HI} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo pelo canal e o volume pertencente a massa acumuladora térmica. Todos os coeficientes de convecção de calor usados neste trabalho são apresentados no anexo I, sugeridos pelo trabalho de Vielmo, 1981.

Resolvendo as integrais da equação 5.10 e substituindo todos os fluxos de calor inclusive o convectivo da equação 5.11, obtém-se:

$$\frac{k \Delta y (T_E^t - T_P^t)}{2 \Delta x_e} + \frac{k \Delta y (T_P^t - T_W^t)}{2 \Delta x_w} + \frac{k \Delta x (T_N^t - T_P^t)}{\Delta y_n} + h_{HI} \Delta x (T_P^t - T_S^t) \Delta t = \frac{\Delta x \Delta y \rho c_p}{2} (T_P^{t+\Delta t} - T_P^t) \quad (5.12)$$

Seguindo a mesma metodologia proposta por Patankar, 1980 e considerando $\Delta x = \Delta x_e = \Delta x_w$, escreve-se a equação 5.12 da seguinte forma:

$$a_P^0 T_P^0 + a_E T_E^0 + a_W T_W^0 + a_S T_S^0 + a_N T_N^0 + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N) T_P^0 = \dots \quad (5.13)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \Delta y}{2 \Delta x}, \quad a_W = \frac{k \Delta y}{2 \Delta x}, \quad a_S = h_{HI} \Delta x, \quad a_N = \frac{k \Delta x}{\Delta y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{\rho c_p \Delta x \Delta y}{2 \Delta t}$$

5.4.3 Conjunto 2

Os volumes do conjunto 2 estão no limite entre a massa térmica -concreto- e o canal vertical inferior. Todos possuem 1/4 de volume, com condição de contorno de 3ª espécie. A Figura 5.6 mostra um volume genérico da fronteira, desse conjunto, com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “W” representa um volume genérico do canal.

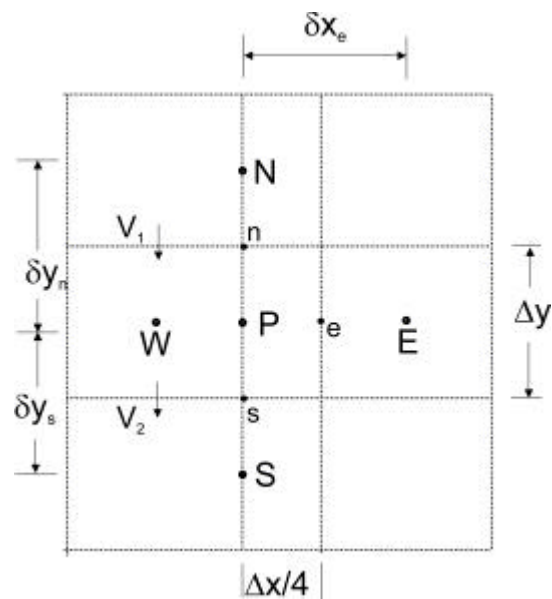


Figura 5.6 – Volumes da fronteira da massa térmica acumuladora com o canal vertical.

Integrando a equação de Fourier sobre o volume genérico P, da Figura 5.6, ao longo de um intervalo de tempo de t a $t+\Delta t$, obtém-se:

$$\rho c_p \Delta V_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right]_P \Delta t = \rho c_p \Delta V_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right]_P \Delta t + \rho c_p \Delta V_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right]_P \Delta t + \rho c_p \Delta V_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right]_P \Delta t + \rho c_p \Delta V_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right]_P \Delta t \quad (5.14)$$

O tratamento da condição de contorno é obtido igualando-se os fluxos de calor condutivo com o convectivo na fronteira, resultando:

$$q_w = k A \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w = \frac{k y}{x_e} (T_E - T_P) + h_{VI} y (T_P - T_W) \quad (5.15)$$

onde h_{VI} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo pelo canal e o volume pertencente a massa acumuladora térmica. Resolvendo as integrais da equação 5.14, substituindo todos os fluxos de calor da equação 5.15, considerando $\frac{\partial x}{2}$ e $\frac{\partial y}{2}$ obtém-se:

$$a_P T_P - a_E T_E - a_W T_W - a_S T_S - a_N T_N + (a_P - a_E - a_W - a_S - a_N) T_P \quad (5.16)$$

onde:

$$a_E = \frac{2k \partial y}{\partial x}, \quad a_W = h_{VI} \partial y, \quad a_S = \frac{k \partial x}{4 \partial y}, \quad a_N = \frac{k \partial x}{4 \partial y} \quad \text{e} \quad a_P = \frac{\rho c_P \partial x \partial y}{4 \partial t}$$

5.4.4 Conjunto 4

O conjunto 4 é semelhante ao conjunto 1. Os seus volumes estão no limite entre a massa térmica -concreto- e o canal de entrada do coletor solar. Todos possuem meio volume, com condição de contorno de 3ª espécie. A Figura 5.7 mostra um volume genérico da fronteira, desse conjunto, com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “S” representa um volume genérico do canal.

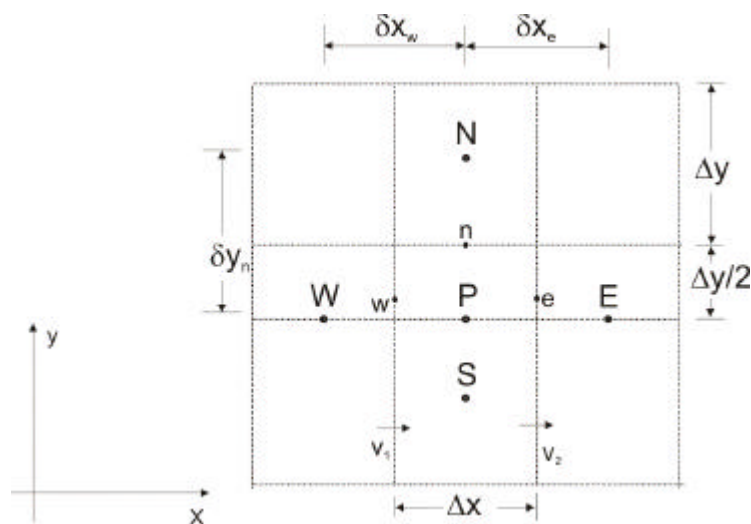


Figura 5.7 – Volumes da fronteira da massa térmica acumuladora com o canal de entrada.

A solução é a mesma apresentada para o conjunto 1, esses volumes seguem a seguinte equação:

$$a_P^0 T_P + a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N) T_P^0 \quad (5.17)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \delta y}{2 \delta x}, \quad a_W = \frac{k \delta y}{2 \delta x}, \quad a_S = h_{HI} \delta x, \quad a_N = \frac{k \delta x}{\delta y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{\rho c_P \delta x \delta y}{2 \delta t}$$

5.4.5 Conjunto 5

Os volumes do conjunto 5 estão no limite entre a massa térmica -concreto- e o canal vertical superior. Todos possuem 1/2 volume, com condição de contorno de 3ª espécie. A Figura 5.8 mostra um volume genérico desse conjunto, com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “W” representa um volume genérico do canal.

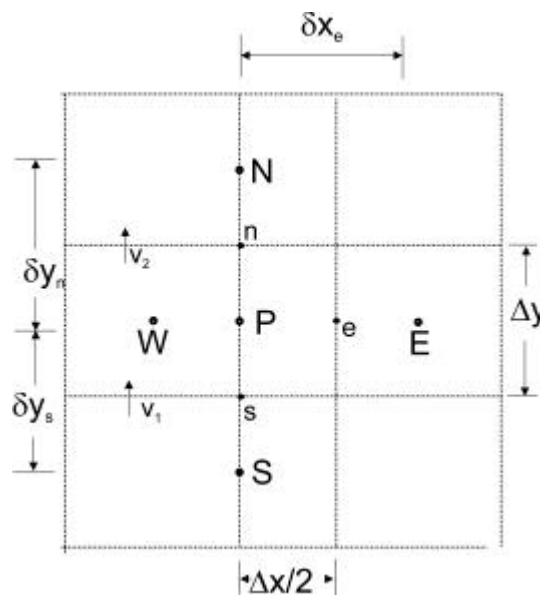


Figura 5.8 – Volumes da fronteira da massa térmica com o canal vertical

Integrando a equação de Fourier sobre o volume genérico P, da Figura 5.8, ao longo de um intervalo de tempo de

t a t+Δt, obtém-se:

$$\rho c_P \frac{\partial T}{\partial t} \Big|_P \Delta x \Delta y \Delta t + \frac{k \delta y}{2 \delta x} (T_E - T_P) \Delta x \Delta t + h_{VI} \delta y (T_P - T_W) \Delta x \Delta t + \dots \quad (5.18)$$

Igualando-se dos fluxos de calor condutivo com o convectivo na fronteira, obtém-se:

$$q_W = k A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w + \frac{k \delta y}{2 \delta x} (T_E - T_P) + h_{VI} \delta y (T_P - T_W) \quad (5.19)$$

Resolvendo as integrais da equação 5.18, substituindo todos os fluxos de calor da equação 5.19, considerando $\frac{\partial x}{\partial x_e}$ e $\frac{\partial y}{\partial y_n} \frac{\partial y}{\partial y_s}$ obtém-se:

$$a_P^0 T_P - a_E T_E - a_W T_W - a_S T_S - a_N T_N - (a_P^0 - a_E - a_W - a_S - a_N) T_P \quad (5.20)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \delta y}{\delta x}, \quad a_W = h_{VI} \delta y, \quad a_S = \frac{k \delta x}{2 \delta y}, \quad a_N = \frac{k \delta x}{2 \delta y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{\rho c_p \delta x \delta y}{2 \delta t}$$

5.4.6 Conjunto 6

Os volumes do conjunto 6 estão no limite entre a massa térmica -concreto- e o canal superior do coletor solar. Todos possuem 1/2 volume, com condição de contorno de 3ª espécie. A Figura 5.9 mostra um volume genérico desse conjunto, com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “N” representa um volume genérico do canal.

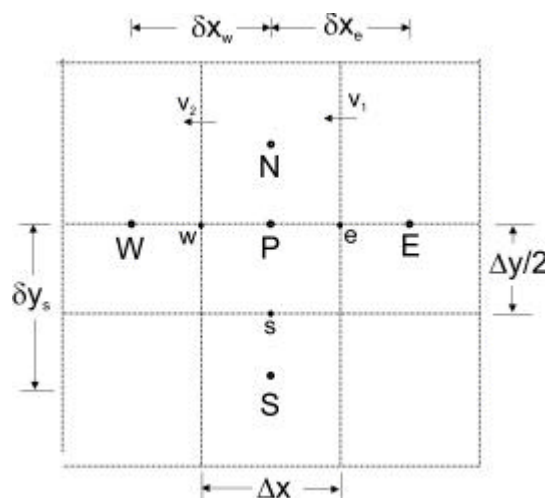


Figura 5.9 – Volumes da fronteira superior da massa térmica com seus vizinhos.

Integrando a equação de Fourier sobre o volume genérico P, da Figura 5.9, ao longo de um intervalo de tempo de t a t+Δt, obtém-se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} \Big|_t^{t+\Delta t} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \frac{\delta y}{2} dt - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_n \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_s \frac{\delta x}{2} dt - \frac{\partial T}{\partial t} \Big|_t^{t+\Delta t} \frac{\rho c_p \delta x \delta y}{2} \delta x dt \quad (5.21)$$

Igualando-se os fluxos de calor condutivo com o convectivo na fronteira, obtém-se:

$$q_S = k A \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_S = \frac{k \partial x}{\partial y_s} (T_S - T_P) + h_{HS} \partial x (T_P - T_N) \quad (5.22)$$

Resolvendo as integrais da equação 5.21, substituindo todos os fluxos de calor da equação 5.22 e considerando $\partial x = \partial x_e = \partial x_w$ obtém-se:

$$a_P^0 T_P + a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N) T_P^0 \quad (5.23)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \partial y}{2 \partial x}, \quad a_W = \frac{k \partial y}{2 \partial x}, \quad a_S = \frac{k \partial x}{\partial y}, \quad a_N = \frac{k \partial x}{\partial y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{\partial c_P \partial x \partial y}{2 \partial t}$$

5.4.7.1 Conjunto 7

Os volumes pertencentes à superfície absorvedora do coletor relacionam-se com seus vizinhos como mostra a Figura 5.10. Todos eles ocupam meio volume. Esses volumes recebem radiação solar, armazenam parte dessa energia em sua massa associada, trocam calor por difusão com os volumes “S” e “W”, por convecção com o volume “E” e por radiação com o volume “EE”, o qual pertence a 1ª cobertura. Neste modelo considera-se $\partial x = \partial x_w$ e $\partial y = \partial y_s$.

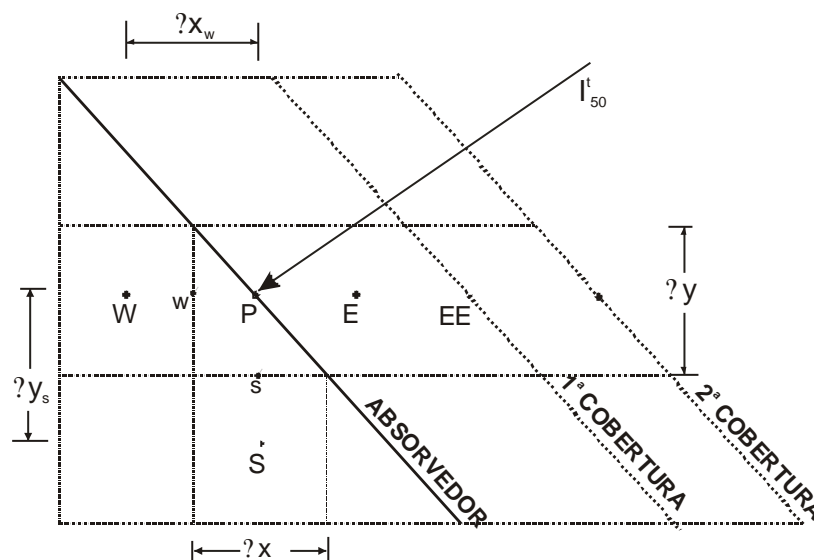


Figura 5.10 – Esquema de relacionamento dos volumes da superfície absorvedora com seus vizinhos.

Integrando a equação de Fourier sobre o volume genérico P, da Figura 5.10, ao longo de um intervalo de tempo de t a $t+\Delta t$ e rearrajando os termos obtém-se:

$$A_{50}h_{IA}(T_E^t - T_P^t) + \frac{k\Delta x}{\Delta y}(T_S^t - T_P^t) + \frac{k\Delta y}{\Delta x}(T_W^t - T_P^t) + A_{50}h_{r1}(T_{EE}^t - T_P^t) + I_{50}^t - A_{50} \frac{c_P \Delta x \Delta y}{\Delta t} (T_P^{t+\Delta t} - T_P^t) \quad (5.24)$$

onde:

- ? I_{50}^t é a irradiância solar que chega em uma superfície inclinada de 50° ;
- ? τ é a absorptância da superfície coletora;
- ? $A_{50} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \cdot 1$;
- ? h_{IA} = o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo pelo canal e a superfície absorvedora;
- ? h_{r1} = o coeficiente de troca de calor por radiação entre a superfície absorvente e a primeira cobertura, ponto EE.

Seguindo o mesmo padrão de apresentação das equações genéricas em volumes finitos, é possível reescrever a equação 5.24 da seguinte forma:

$$a_P^0 T_P^0 + a_E T_E^0 + a_W T_W^0 + a_S T_S^0 + a_{EE} T_{EE}^0 + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_{EE}) T_P^0 = S \quad (5.25)$$

onde:

$$a_E = A_{50}h_{IA}, \quad a_W = \frac{k\Delta y}{\Delta x}, \quad a_S = \frac{k\Delta x}{\Delta y}, \quad a_{EE} = A_{50}h_{r1}, \quad a_P^0 = \frac{c_P \Delta x \Delta y}{2\Delta t} \quad e \quad S = I_{50}^t \tau A_{50}$$

O próximo passo é calcular o coeficiente h_{r1} . De acordo com Duffie, 1991, o coeficiente de transferência de calor por radiação entre duas superfícies cinzas, denominadas corpo 1 e corpo 2, pode ser aproximado pela seguinte expressão:

$$h_{r1} = \frac{\sigma (T_2^2 + T_1^2)(\epsilon_2 + \epsilon_1)}{\frac{\epsilon_1}{F_{12}} + \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1 A_1} + \frac{\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (5.26)$$

onde:

- ? σ é a constante de Stefan-Boltzman;
- ? ϵ_1 é a emissividade do corpo 1;

- ? ϵ_2 é a emissividade do corpo 2;
- ? F_{12} é o fator de forma do corpo 1 em relação ao corpo 2.

O modelo que será resolvido propõe que: $F_{12} = 1$ e $A_1 = A_2$, portanto a equação 5.26 fica:

$$h_{r1} = \frac{\epsilon_2 T_2^2 + \epsilon_1 T_1^2}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (5.27)$$

Para valores de T_1 e T_2 não muito diferentes, é possível fazer a seguinte aproximação:

$$\epsilon_2 T_2^2 + \epsilon_1 T_1^2 \approx 4 \frac{T_1 + T_2}{2}^3 \quad (5.28)$$

O anexo II mostra que o erro ao se fazer essa aproximação é inferior a 0,24% quando se considera $T_1 = 340$ K e $T_2 = 320$ K, logo é aceitável a aproximação proposta.

Substituindo a equação 5.28 na equação 5.27, obtém-se o seguinte coeficiente de transferência de calor por radiação:

$$h_{r1} = \frac{4 \frac{T_1 + T_2}{2}^3}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (5.29)$$

onde:

- ? ϵ_p é a emissividade da superfície absorvedora ou emissividade da placa;
- ? ϵ_c é a emissividade da 1ª cobertura.

5.4.8 Conjunto 16

O conjunto 16 representa os volumes da 1ª cobertura, considerados sem massa e, portanto, sem capacidade térmica. Esses volumes relacionam-se com seus vizinhos de acordo com a Figura 5.11. Designa-se um elemento genérico da 1ª cobertura por “P”, o da sua direita por “E”, o 1º da sua esquerda por “W” e o segundo da sua esquerda por “WW”. Um balanço de energia para um elemento genérico, gera a seguinte equação em volumes finitos:

$$a_E T_E^0 + a_W T_W^0 + a_{WW} T_{WW}^0 + (a_E + a_W + a_{WW}) T_P^0 = 0 \quad (5.30)$$

onde:

$$a_E = (h_{CC} + h_{r2}) A_{50}, \quad a_W = h_{IC} A_{50} \quad \text{e} \quad a_{WW} = h_{r1} A_{50}.$$

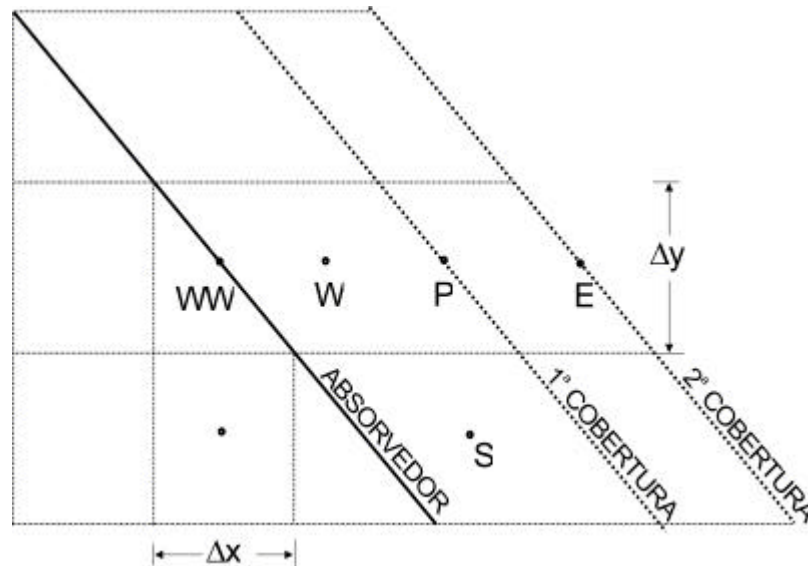


Figura 5.11 – Esquema de relacionamento dos volumes da 1ª cobertura com seus vizinhos.

Sendo h_{CC} o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre as duas coberturas, h_{r2} o coeficiente médio de troca de calor por radiação entre as duas coberturas e h_{IC} o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo pelo canal e a superfície da 1ª cobertura.

Sabendo que $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_C$ (pois são duas coberturas iguais), o coeficiente a_E pode ser determinado:

$$a_E = h_{CC} \frac{0,5(T_E^0 + T_P^0) + \frac{2}{\epsilon_C} T_P^0}{2 \frac{1}{\epsilon_P} + \frac{1}{\epsilon_C} + 1} A_{50} \quad (5.31)$$

onde ϵ_C é a emissividade da cobertura. Finalmente, substituindo o h_{r1} na equação equivalente ao a_{WW} , obtém-se:

$$a_{WW} = \frac{\epsilon_P T_{WW}^0 + T_P^0}{2 \frac{1}{\epsilon_P} + \frac{1}{\epsilon_C} + 1} A_{50} \quad (5.32)$$

Substituindo todos os coeficientes na equação 5.30 e explicitando os termos lineares de T_P^0 , obtém-se:

$$T_P^0 = \frac{a_E T_E^0 + a_W T_W^0 + a_{WW} T_{WW}^0}{a_E + a_W + a_{WW}} \quad (5.33)$$

Essa é a equação genérica dos volumes de controles da 1ª cobertura, que é resolvida por um processo iterativo.

5.4.9 Conjunto 17

O conjunto 17 representa os volumes da 2ª cobertura. Esses volumes relacionam-se com seus vizinhos de acordo com a Figura 5.12. Um balanço de energia para um elemento genérico gera a seguinte equação em volumes finitos:

$$a_W T_W^0 + a_E T_E^0 + a_N T_N^0 - (a_W + a_E + a_N) T_P^0 = 0 \quad (5.34)$$

onde:

- ? $T_E^0 = T_{AMB}^0$ = temperatura do ar ambiente exterior ao prédio, no tempo anterior;
- ? $T_N^0 = T_{CEU}^0$ = temperatura hipotética do céu para trocas de calor por radiação [? $T_{CEU}^0 = T_{AMB}^0 + 5 K$], no tempo anterior.

Os coeficientes da equação 5.34 podem ser escritos da seguinte maneira:

$$a_W = h_{CC} \frac{0,5(T_E^0 - T_P^0) A_{50}}{\frac{2}{C} + 1}$$

e

$$a_N = \frac{4 \frac{T_{CEU}^0 - T_P^0}{2} A_{50}}{\frac{1}{C} + \frac{1}{C_{CEU}} + 1}$$

considerando a $C_{CEU} = 1$, obtém-se:

$$a_N = 0,5 \cdot h_C \cdot T_{CEU} + T_P \cdot A_{50}$$

e

$$a_E = h_{ICA} A_{50}$$

h_{ICA} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção externa. Substituindo todos os coeficientes na equação 5.34 e explicitando os termos lineares de T_P , obtém-se:

$$T_P = \frac{a_W T_W^0 + a_N T_{CEU}^0 + a_E T_{AMB}^0}{a_W + a_N + a_E} \quad (5.35)$$

Essa é a equação genérica dos volumes de controles da 2ª cobertura, que é resolvida por um processo iterativo.

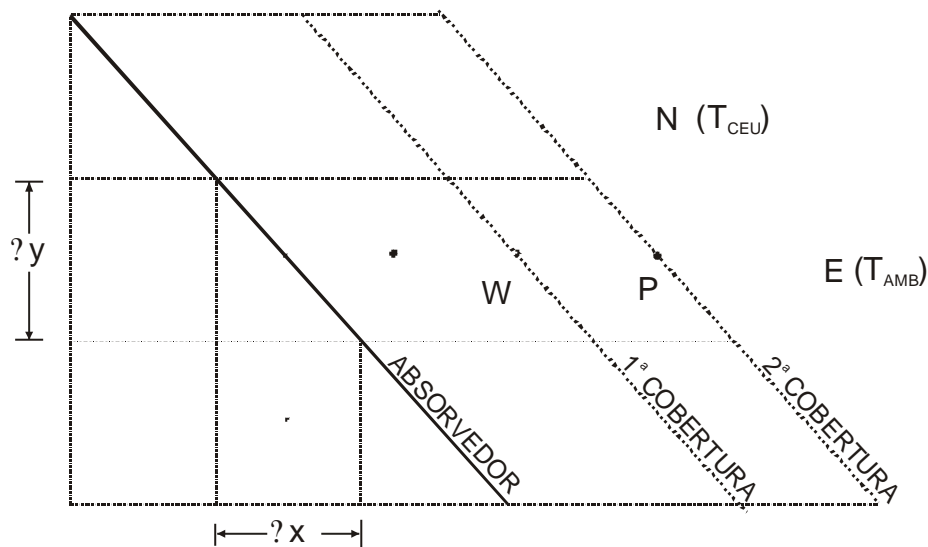


Figura 5.12 – Esquema de relacionamento dos volumes da 2ª cobertura com seus vizinhos.

5.4.10 Conjunto 8

O conjunto 8 não é calculado pelo programa de simulação numérica. É carregado no programa com os dados medidos através do sistema de aquisição de dados. Existe um sensor de temperatura, PT100, que monitora este ponto na entrada do coletor solar. Quando o programa é rodado, existem vários arquivos textos que são lidos sequencialmente: o arquivo da irradiância solar sob a cobertura (W/m^2), o arquivo da temperatura ambiente e o arquivo da temperatura do ar que entra no coletor, o qual corresponde ao conjunto 8.

5.4.11 Conjunto 9

O conjunto 9 é constituído pelos volumes que pertencem à entrada do canal do coletor solar. A Figura 5.13 ilustra esses volumes finitos com seus vizinhos. Para resolver esse conjunto foi usada a equação 5.3 corrigida para um volume de controle pertencente a um canal horizontal. A equação 5.3 para um volume de controle “P” genérico desse conjunto fica:

$$m_H c_p (T_e - T_w) - h x (T_N - T_P) = 0 \tag{5.36}$$

onde m_H é a descarga de ar (kg/s), correspondente à entrada do canal e “x” é área de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o volume “N”, para uma profundidade unitária. Neste modelo supõe-se que a variação de temperatura ao longo do canal seja linear, desta forma pode-se afirmar que:

$$T_P = \frac{T_e + T_w}{2} \tag{5.37}$$

Substituindo a equação 5.37 na equação 5.36 e isolando o T_e e reescrevendo-a na forma numérica, obtém-se:

$$T_e = \frac{a_N T_N + (B - C) T_w}{B + C} \tag{5.38}$$

onde:

$$a_N = 2 x h_{HI}; \quad B = x h_{HI} \quad e \quad C = 2 m_H c_p;$$

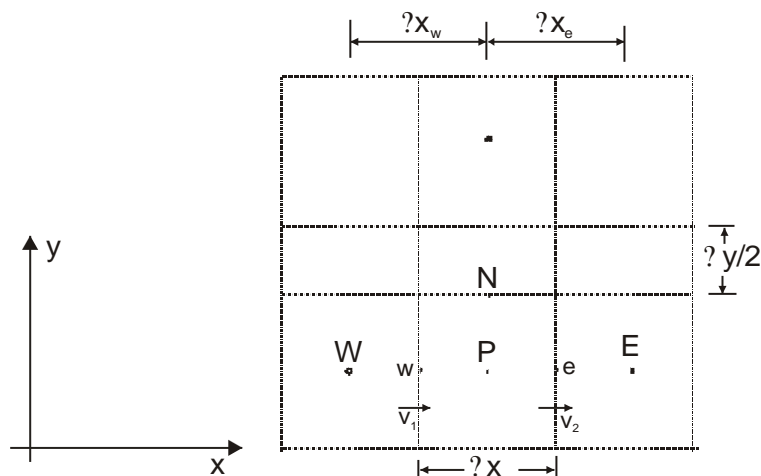


Figura 5.13 – Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 9

5.4.12 Conjunto 10

O conjunto 10 é constituído pelos volumes que pertencem ao canal vertical que dá acesso ao canal inferior. A Figura 5.14 ilustra esses volumes finitos. Usando a equação 5.3, sobre um volume de controle “P” genérico e lembrando que “ Δy ” é área de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o volume “E”, para uma profundidade unitária, obtém-se:

$$\dot{m}_H c_P (T_s^0 - T_n^0) - h_{VI} \Delta y (T_E^0 - T_P^0) = 0 \quad (5.39)$$

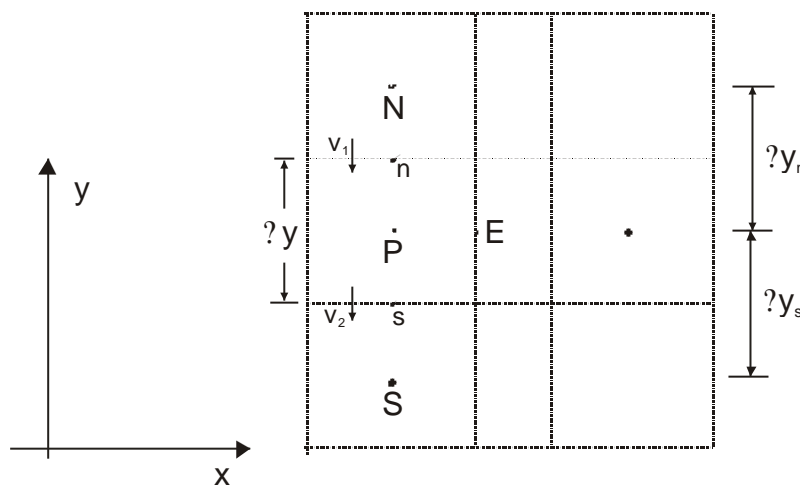


Figura 5.14 – Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 10

A variação de temperatura ao longo do canal é linear, desta forma pode-se afirmar que:

$$T_P^0 = \frac{T_n^0 + T_s^0}{2} \quad (5.40)$$

Substituindo a equação 5.40 na equação 5.39 e isolando o T_s^0 , obtém-se:

$$T_s^0 = \frac{AT_E^0 + (B - C)T_w^0}{B - C} \quad (5.41)$$

onde:

$$A = \Delta y h_{VI}; \quad B = \Delta y h_{VI} \quad \text{e} \quad C = 2\dot{m}_H c_P;$$

5.4.13 Conjunto 11

Esse conjunto apresenta as mesmas equações do conjunto 9.

5.4.14 Conjunto 12

A Figura 5.15 mostra um volume genérico do canal sob a 1ª cobertura com seus respectivos vizinhos. Observe que o volume “P”, pertencente ao canal, troca calor por convecção com os volumes “W” e “E”. Fazendo um balanço de energia em termos de fluxo, para um volume genérico P em volumes finitos, obtém-se:

$$A_{50} h_{IA} (T_W^0 - T_P^0) + A_{50} h_{IC} (T_E^0 - T_P^0) + \dot{m}_H c_p (T_n^0 - T_s^0) \quad (5.42)$$

onde:

- ? h_{IA} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o “W”;
- ? h_{IC} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o “E”

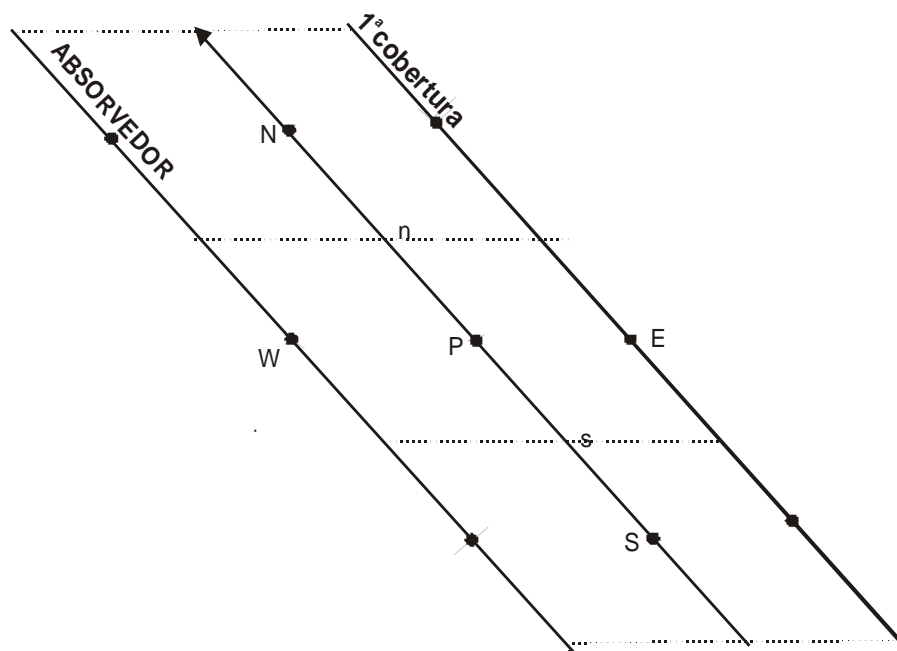


Figura 5.15 – Esquema de relacionamento dos volumes de controles do canal sob a 1ª cobertura com seus vizinhos.

Supondo uma variação linear de temperatura ao longo do canal, pode-se afirmar que:

$$T_P^0 = \frac{T_n^0 + T_s^0}{2} \quad (5.43)$$

Substituindo-se a equação 5.43 na equação 5.42 e explicitando-se o T_n^0 obtém-se:

$$T_n^0 = \frac{2AT_W^0 + BT_E^0 + (A + B + C)T_s^0}{A + B + C} \quad (5.44)$$

onde:

$$A = A_{50} h_{IA}; \quad B = A_{50} h_{IC} \quad \text{e} \quad C = 2m_H c_P$$

5.4.15 Conjunto 13

O conjunto 13 é constituído pelos volumes que pertencem ao canal vertical. A Figura 5.16 ilustra esses volumes finitos. Integrando a equação 5.3, sobre um volume de controle “P” genérico e lembrando que “ y ” é área de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o volume “E”, para uma profundidade unitária, obtém-se:

$$m_V c_P (T_n^0 - T_s^0) + h_{VI} y (T_E^0 - T_P^0) = 0 \quad (5.45)$$

onde m_V é a descarga de ar (kg/s), correspondente ao canal vertical e h_{VI} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o volume “E”.

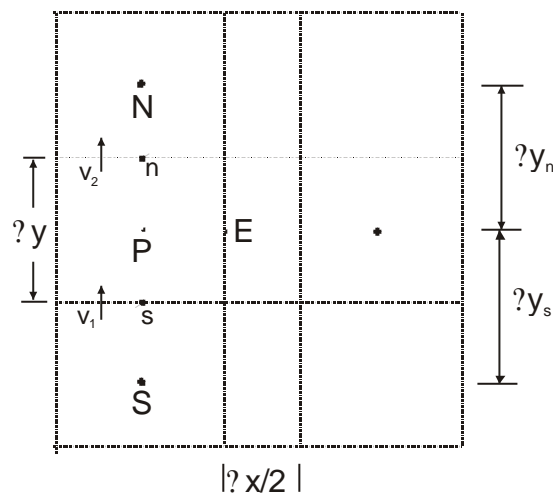


Figura 5.16 – Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 13

A variação de temperatura ao longo do canal vertical é linear, desta forma pode-se afirmar:

$$T_P^0 = \frac{T_n^0 + T_s^0}{2} \quad (5.46)$$

Substituindo a equação 5.46 na equação 5.45 e isolando o T_n^0 , obtém-se:

$$T_n^0 = \frac{2AT_E^0 + (A+B)T_s^0}{A+B} \quad (5.47)$$

onde:

$$A = h_{VI} y \quad \text{e} \quad B = 2m_V c_P$$

Todos os volumes de controlos pertencentes a um determinado canal devem ser resolvidos em seqüência, somente depois de calculado o valor anterior pode-se atualizar o seu vizinho.

5.4.15.1 Conjunto 14

O conjunto 14 é constituído pelos volumes que pertencem ao canal superior. A Figura 5.17 ilustra esses volumes finitos.

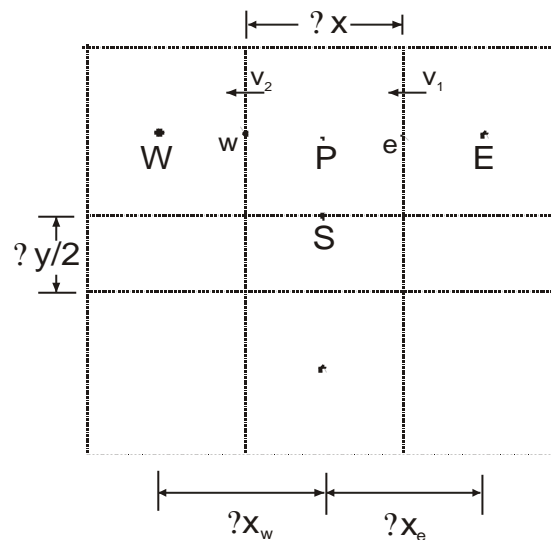


Figura 5.17 – Esquema de relacionamento dos volumes do conjunto 14

Fazendo um balanço de energia em termos de fluxo, para um volume genérico deste conjunto, obtém-se:

$$m_H c_P (T_w^0 - T_e^0) + h_{HS} x (T_S^0 - T_P^0) = 0 \quad (5.48)$$

onde h_{HS} é o coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o volume “P” e o volume “S”.

A variação de temperatura ao longo do canal é linear, desta forma pode-se afirmar que:

$$T_p^0 = \frac{T_e^0 + T_w^0}{2} \quad (5.49)$$

Substituindo a equação 5.49 na equação 5.48 e isolando o T_w^0 , obtém-se:

$$T_w^0 = \frac{2AT_s^0 + (A+B)T_e^0}{A+B} \quad (5.50)$$

onde:

$$A = h_{HS} \cdot x \quad \text{e} \quad B = 2m_H \cdot c_p$$

5.5 Cálculo da Descarga de Ar nos Canais – m_H m_V

De acordo com Grimmer, 1978, que resolveu um sistema semelhante ao coletor em estudo, o fluxo volumétrico de ar por unidade de área de cobertura é dado por:

$$\dot{V} = C_d A_v \sqrt{g \cdot (T_5 - T_2) \cdot H} \quad (5.51)$$

onde:

- ? \dot{V} = vazão de ar no canal por unidade de área de cobertura do coletor ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$);
- ? C_d = coeficiente de perda de carga ($C_d < 1$);
- ? g = aceleração da gravidade no local;
- ? T_5 = média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do canal, em K;
- ? $\frac{1}{T_5}$; em K^{-1} ;
- ? T_2 = temperatura do ambiente aquecido, em K;
- ? H = altura da parede, medida entre centros das bocas de captação e descarga de ar;
- ? $A_v = \frac{A_v}{A_g}$;
- ? A_v = área da secção transversal de cada boca de captação e descarga de ar;
- ? A_g = área de cobertura (vidros) do coletor.

Para facilitar o entendimento dos diversos canais e o cálculo das vazões, será usada a Figura 5.18 onde ilustra esses canais, as dimensões usadas neste modelo e a localização das descargas de ar.

Para o cálculo da descarga (kg/s) de ar nos canais será usada a equação 5.51.

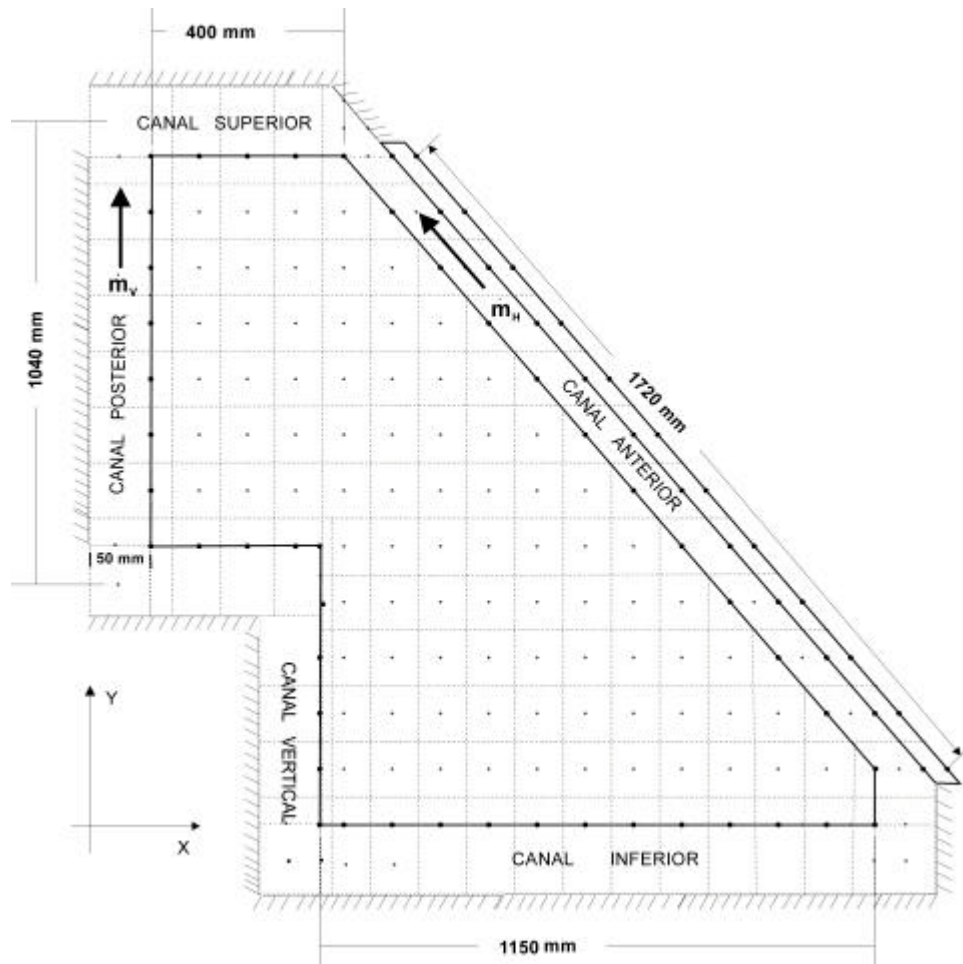


Figura 5.18 – Denominação dos diversos canais ao longo do coletor solar.

5.5.1 Cálculo do m_H

Inicialmente será necessário transformar as unidades na equação 5.51 a fim de se obter m_H em kg/s:

$$m_H \text{ (kg/s)} = V \text{ (m}^3/\text{s)} \cdot A_g \text{ (m}^2) \cdot 1,17 \text{ (kg/m}^3) \quad (5.52)$$

Para o cálculo da vazão será considerado um coletor com 1 metro de profundidade obtendo-se:

? $A_g = 1,72 \text{ m}^2$, área de um módulo do coletor de 1 metro de profundidade, ver Figura 5.18;

$$? \quad A_v = \frac{A_v}{A_g} = \frac{0,09 \text{ m}^2}{1,72 \text{ m}^2} = 0,0523;$$

? $H = 1,04 \text{ m}$, corresponde a altura do canal posterior, ver Figura 5.18;

? $T_5 = T_{MÉDIA}$ (temperatura média entre a temperatura do ar na entrada do canal e a temperatura de saída do canal, em K);

? $T_2 = T_{INT}$ (corresponde a temperatura interna);

? $C_d = 0,6$ (corresponde ao coeficiente de perda de carga)

Substituindo todos os valores acima na equação 5.52, obtém-se:

$$? \quad m_H = 3,1 \cdot 10^{?2} \cdot \frac{? 10,2}{? T_{MÉDIA}} \cdot T_{MÉDIA} \cdot T_{INT} \cdot ?^{1/2} \quad (5.53)$$

Os coeficientes de perdas de cargas foram usados os mesmo valores sugeridos pelo trabalho de Vielmo, 1981.

5.5.2 Cálculo do m_V

Para que se possa empregar a equação 5.51, neste caso que não se tem cobertura mas o canal recebe calor da massa acumuladora, adota-se:

? $A_g =$ área de uma das paredes do canal

Então, tem-se por módulo de 1 metro de profundidade:

? $A_g = 1,04 \text{ m}^2 =$ a área da parede do canal posterior com 1 metro de profundidade;

$$? \quad A_v = \frac{A_v}{A_g} = \frac{0,05 \text{ m}^2}{1,04 \text{ m}^2} = 0,04807;$$

? $C_d = 0,7$

Substituindo todos os valores acima na equação 5.52, obtém-se:

$$? \quad m_V = 3,4 \cdot 10^{?2} \cdot \frac{? 10,2}{? T_{MÉDIA}} \cdot T_{MÉDIA} \cdot T_{INT} \cdot ?^{1/2} \quad (5.54)$$

O programa de simulação numérica atualiza os valores de m_H e m_V a cada passo de tempo.

5.6 Positividade dos Coeficientes

No processo de difusão e convecção, um aumento na temperatura de um volume vizinho ao T_p (T_E , T_W , T_N ou T_S) produz necessariamente um aumento na temperatura de T_p . A equação 5.9 representará este fenômeno somente se o coeficiente do termo T_p^0 for positivo. Essa regra é denominada regra da positividade dos coeficientes. A positividade dos coeficientes é de fundamental importância para que a solução numérica obtida seja fisicamente coerente. Para a análise da positividade é necessário rever a equação genérica obtida para a difusão de calor no domínio discretizado, em duas dimensões, já demonstrada:

$$a_P^0 T_P^0 + a_E T_E^0 + a_W T_W^0 + a_S T_S^0 + a_N T_N^0 + (a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N) T_P^0 \quad (5.55)$$

onde:

$$a_E = \frac{k \Delta y}{\Delta x}, \quad a_W = \frac{k \Delta y}{\Delta x}, \quad a_S = \frac{k \Delta x}{\Delta y}, \quad a_N = \frac{k \Delta x}{\Delta y} \quad \text{e} \quad a_P^0 = \frac{c_P \Delta x \Delta y}{\Delta t}$$

Usando a positividade dos coeficientes e substituindo todos os coeficientes na equação 5.55, pode-se escrever a seguinte inequação:

$$a_P^0 + a_E + a_W + a_S + a_N - \left(\frac{c_P \Delta x \Delta y}{\Delta t} + \frac{2k \Delta y}{\Delta x} + \frac{2k \Delta x}{\Delta y} \right) > 0 \quad (5.56)$$

O modelo proposto para a construção das malhas prevê que as dimensões Δx e Δy estejam relacionadas da seguinte forma: $\Delta y = 1,2 \Delta x$, como mostra a Figura 5.19. Uma vez escolhido um valor para a dimensão Δx , está automaticamente fixado um valor para o Δy . Esta sistemática se mostrou satisfatória, tendo em vista que a superfície do coletor possui um ângulo de 50° com a horizontal, conforme citado no capítulo anterior.

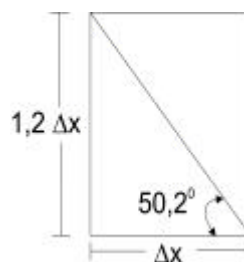


Figura 5.19 – Técnica usada para a construção dos volumes finitos

Usando a informação da Figura 5.19 na equação 5.56 é possível rearranjar os termos da seguinte forma:

$$\Delta t \leq \frac{0,29508 \cdot \Delta x^2}{a} \quad (5.57)$$

Essa inequação define o passo de tempo máximo para que a solução da equação diferencial da difusão de calor -equação 5.55- tenha coerência física. Foram construídas 4 malhas espaciais, a tabela 5.1 mostra as dimensões lineares dessas malhas, o número total de volumes finitos e os intervalos máximos de tempos para garantir a positividade, obtidos da equação 5.57. Observe que a partir da malha 1 foram feitas mais três malhas, sendo que a nova malha sempre possui a metade da dimensão da malha anterior.

Tabela 5.1 – Características das diversas malhas e intervalo máximo de tempo que garante a positividade dos coeficientes

Malha	($\Delta x, \Delta y$) em cm	Total de Volumes Finitos	Δt (s)
Malha 1	(10,00; 12,00)	101	2465
Malha 2	(5,00; 6,00)	404	616
Malha 3	(2,50; 3,00)	1617	154
Malha 4	(1,25; 1,50)	6469	38

A Figura 5.20 apresenta o gráfico obtido da equação 5.57. Usando este gráfico é possível projetar novas malhas e estimar o passo de tempo máximo que a solução pode evoluir no tempo.

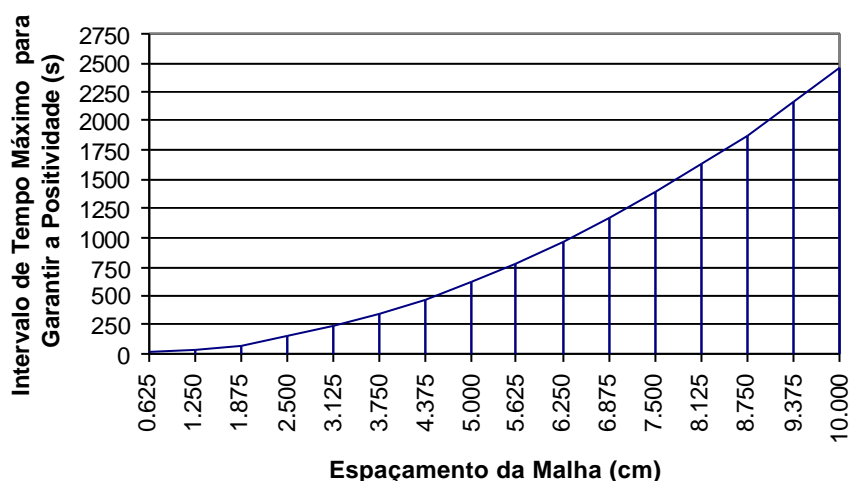


Figura 5.20- Intervalo de tempo máximo para cada espaçamento da malha

5.7 Estudo da Convergência dos Resultados Numéricos

Em todo o trabalho numérico é de fundamental importância que os resultados encontrados reproduzam a solução exata da equação diferencial quando os tamanhos da malha espacial e temporal tendem a zero. Em resumo, os erros de truncamento devem tender a zero à medida que a malha espacial tenha um número infinito de pontos e o passo de tempo seja um infinitésimo. A aproximação numérica que possuir essa característica é dita consistente. De acordo com Maliska, 1995, existem aproximações nas quais os erros de truncamento crescem com o refinamento da malha, mas todo o modelo numérico desenvolvido a partir das equações na forma conservativa usando volumes finitos é consistente.

Tendo em vista as observações acima, fica claro que o refinamento no espaço e no tempo deve levar a resultados mais estáveis e que se aproximam mais da solução exata da equação diferencial de Fourier. Para estudo da convergência temporal e espacial foram usados 4 volumes finitos, que por sua posição ocupada na malha apresentam os maiores gradientes térmicos. Desta forma, se os resultados obtidos com esses volumes finitos forem estáveis está garantido a estabilidade dos resultados em qualquer ponto do domínio. A Figura 5.21 ilustra, na malha 2, as coordenadas ocupadas pelos 4 volumes que serão usados para análise da convergência.

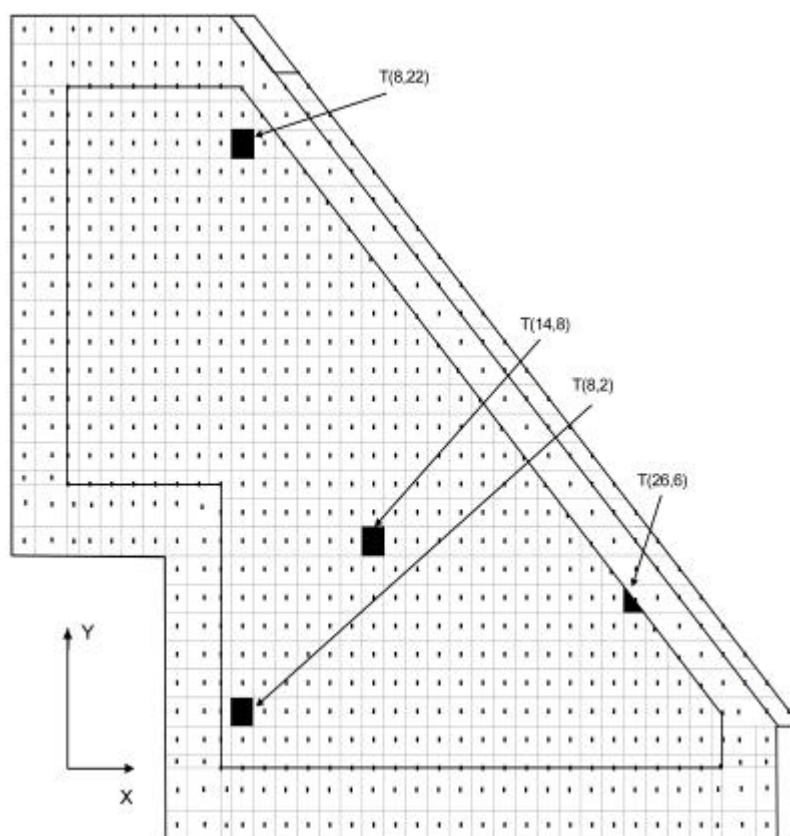


Figura 5.21- Coordenadas dos volumes finitos, malha 2, que servirão de estudo de convergência

Para o estudo da convergência numérica foram usados somente dados reais, obtidos através do sistema de aquisição de dados nos dias 26 e 27 de fevereiro de 2003 com intervalos de 2 minutos. A Figura 5.22 mostra a convergência temporal da malha 1 no ponto localizado na coordenada T(8,22). Observe que é mostrado apenas um intervalo pequeno de tempo para facilitar a visualização. Para passos de tempo iguais ou menores que 20 segundos todos os resultados obtidos na malha 1 apresentam uma diferença de temperatura menor que $0,04\text{ }^{\circ}\text{C}$. As outras malhas (M2, M3 e M4) apresentam características semelhante nesse mesmo ponto.

A Figura 5.23 mostra a convergência temporal da malha 2 no ponto localizado na coordenada T(26,6). Observe que esse ponto pertence à superfície coletora e por isso apresenta os maiores gradientes térmicos. Nessa figura pode-se notar que, para intervalos de 10 segundos ou menos, todos os resultados numéricos obtidos na malha 2 apresentam uma diferença de temperatura menor que $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

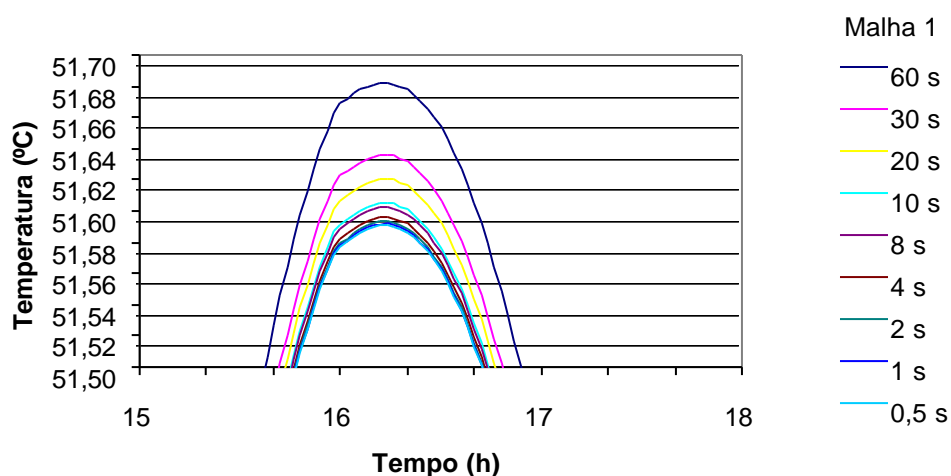


Figura 5.22 - Convergência temporal da malha 1 no volume T(8,22) no dia 27/02/2003

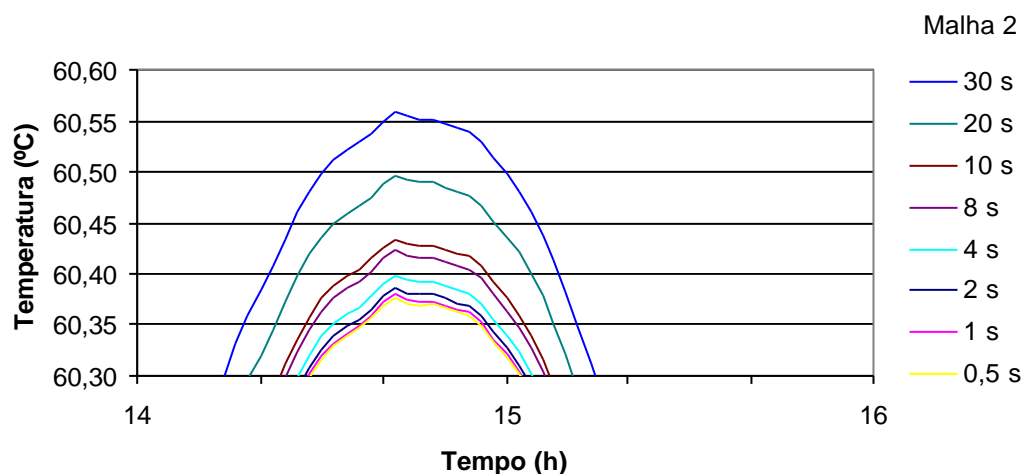


Figura 5.23- Convergência temporal da malha 2 no volume T(26,6) no dia 27/02/2003

A Figura 5.24 ilustra o resultado obtido da convergência temporal para a malha 3 no ponto de coordenada T(14,8). Observe que para passo de tempo de 4 segundos ou menos todos os resultados obtidos na malha 3 apresentam uma diferença de temperatura menor que 0,1 °C.

A Figura 5.25 mostra a convergência temporal da malha 4 no ponto localizado na coordenada T(8,2). Nessa figura pode-se notar que para intervalos de 10 segundos ou menos todos os resultados numéricos obtidos na malha 4 apresentam uma diferença de temperatura menor que 0,05 °C.

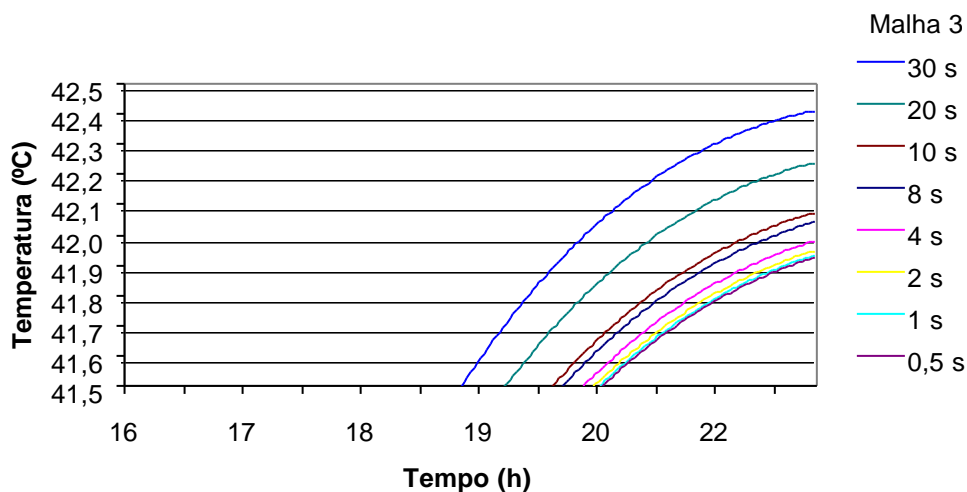


Figura 5.24- Convergência temporal da malha 3 no volume T(14,8) no dia 27/02/2003

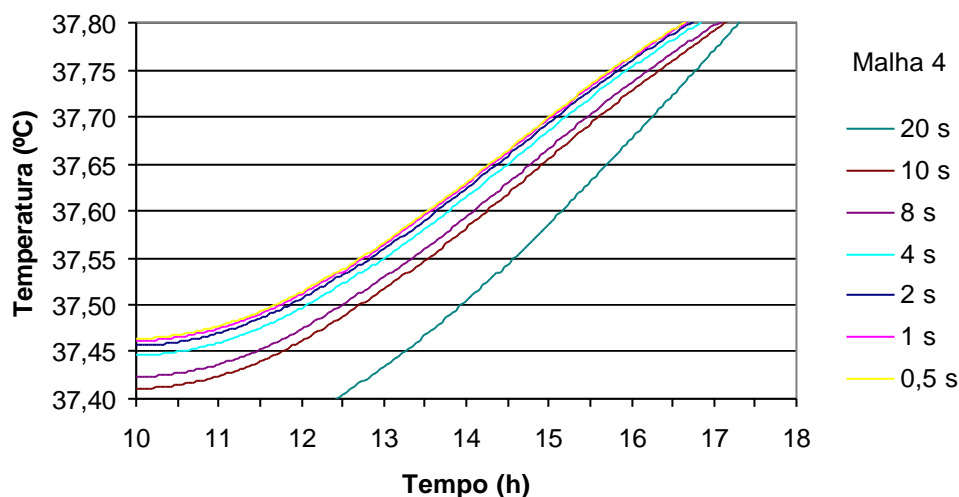


Figura 5.25- Convergência temporal da malha 4 no volume T(8,2) no dia 27/02/2003

Na comparação dos resultados encontrados para as 4 malhas serão usadas como referência as temperaturas obtidas na malha 4, tendo em vista que essa malha é a mais refinada e, portanto, deve apresentar resultados mais próximos dos reais. As dimensões de cada uma dessas malhas estão referenciadas na tabela 5.1. A Figura 5.26 mostra os resultados obtidos

quando se comparam as 4 malhas tendo como referência a malha M4. Os rótulos apresentados neste gráfico mostram o passo de tempo da solução numérica.

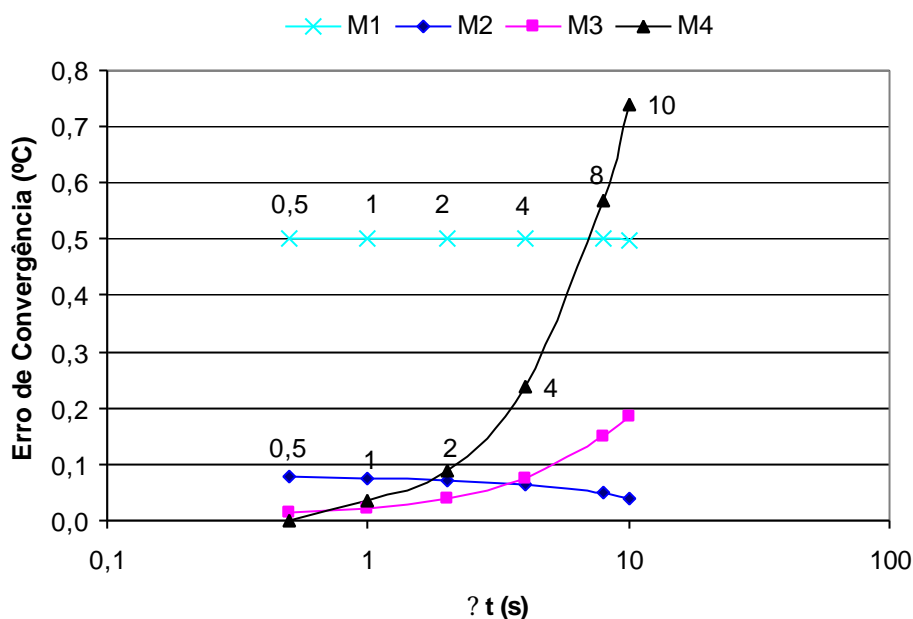


Figura 5.26- Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(8,22)

Foi observado que a malha M1 apresenta variação de temperatura, para os passos de tempo acima, na casa dos milésimos, por esse motivo não é perceptível essa variação. Observe que as malhas M2, M3 e M4 convergem, inicialmente com velocidades diferentes, ou seja, inicialmente a malha M4 cai mais rapidamente que a malha M3 e M2, mas apresentam uma tendência de se estabilizarem em resultados próximos. A partir de um passo de tempo de 2 segundos as malhas M2, M3 e M4 encontram-se em um intervalo de diferenças menores que $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A Figura 5.27 mostra os resultados obtidos na comparação da convergência temporal para as 4 malhas no ponto das coordenadas T(14,8). Observa-se que todas as malhas possuem a tendência de se estabilizarem no mesmo resultado. Com um passo de tempo de 8 segundos os resultados numéricos obtidos para as 4 malhas encontram-se em um intervalo de diferenças menores que $0,04\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A Figura 5.28 mostra os resultados obtidos na comparação da convergência temporal para as 4 malhas no ponto de coordenadas T(26,6). Esse ponto, por pertencer ao conjunto de volumes finitos da superfície coletora, apresenta os maiores gradientes térmicos. Nessa figura se observa que as malhas M2, M3 e M4 apresentam a tendência de se estabilizarem no mesmo resultado. Com um passo de tempo de 2 segundos, os resultados numéricos obtidos para as malhas M2, M3 e M4 encontram-se em um intervalo de temperaturas menores que $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

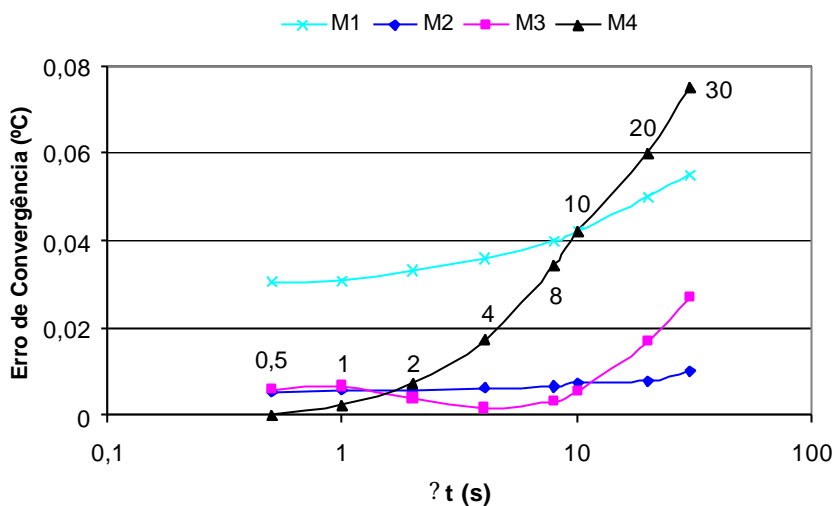


Figura 5.27- Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(14,8)

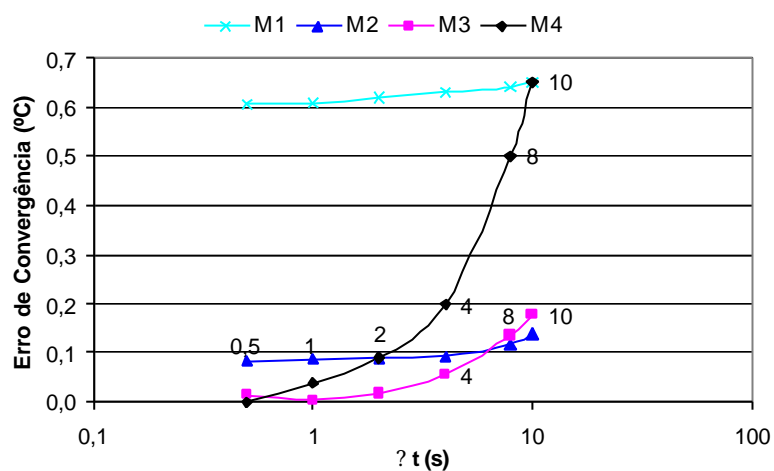


Figura 5.28- Convergência temporal das 4 malhas no volume de coordenadas T(26,6)

A Figura 5.29 mostra a convergência espacial para as 4 malhas, esse gráfico foi obtido através de resultados numéricos com um passo de tempo de 0,5 segundos.

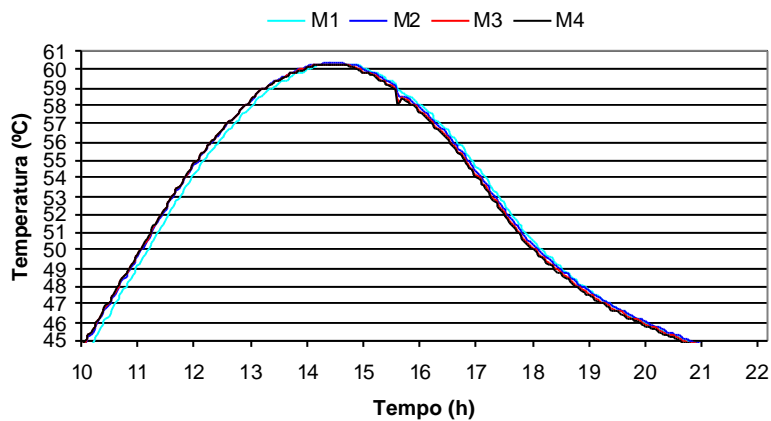


Figura 5.29- Convergência espacial no volume de coordenadas T(26,6)

A Figura 5.30 foi obtida a partir da Figura 5.29, em uma escala diferente. Observa-se que as temperaturas das malhas M3 e M4 estão dentro de um intervalo de $0,05 \text{ } ^\circ\text{C}$, na pior situação possível, pois esse ponto pertence aos maiores gradientes térmicos.

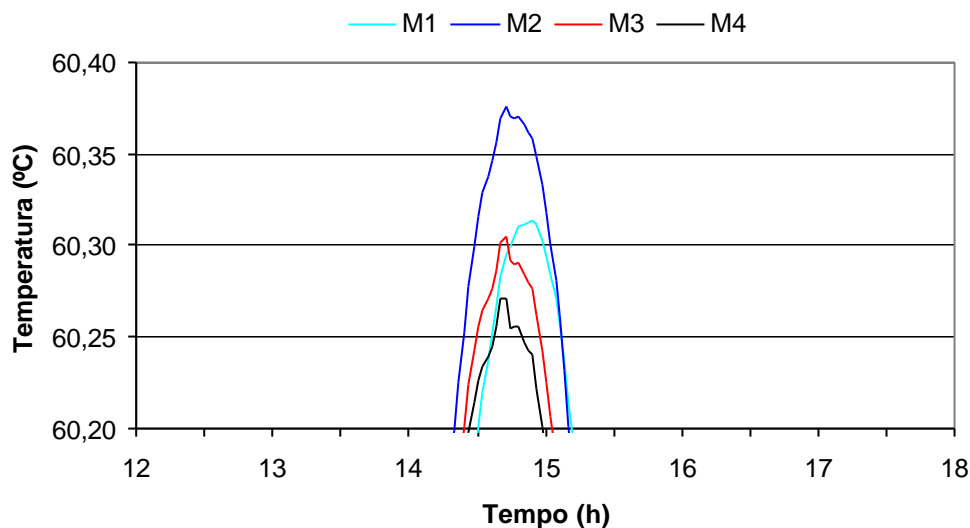


Figura 5.30 - Convergência espacial no volume de coordenadas T(26,6), em uma nova escala.

5.8 Tempo de Processamento

A Figura 5.31 mostra o tempo de processamento para um dia de simulação, usando um processador Celeron 2.0 GHz.

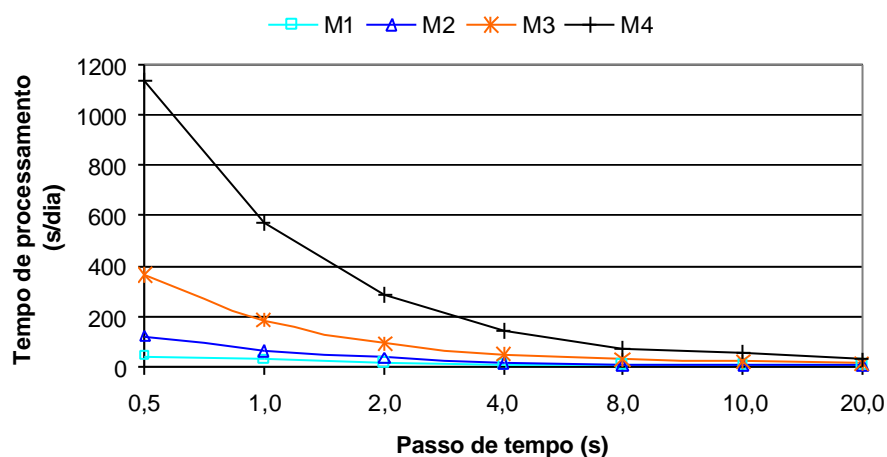


Figura 5.31- Comparação do tempo de processamento de cada malha, em cada passo de tempo.

Através da análise dos resultados numéricos, em diversas situações, foi possível otimizar o tempo de processamento e encontrar a melhor malha para se trabalhar. Foi estabelecido que um erro de convergência de $0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ é aceitável, tendo em vista que a montagem

experimental trabalha com erro de até $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. A conclusão obtida foi que a malha M3 com um passo de tempo de 4 segundos é a que apresenta a melhor otimização.

Se for usada a malha M4, com um passo de tempo de 0,5 segundos, o tempo para processar 30 dias de simulação será de 9,5 horas, enquanto que a malha M3, com um passo de tempo de 4 segundos, é resolvida em 24 minutos e os seus resultados possuem uma diferença menor que $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ em relação à M4. É importante lembrar que o erro estimado de convergência aceitável ($0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$) é um erro absoluto (tendo como referência a malha M4) e foi calculado nas situações mais críticas (maiores gradientes térmicos). Pode-se calcular um erro porcentual relativo, supondo temperaturas na ordem de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, que é $0,2\%$.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Através dos resultados experimentais obtidos com o sistema de aquisição de dados foi validada a solução numérica bidimensional em volumes finitos, medida a eficiência diária do coletor solar acumulador e foi possível otimizar a própria montagem experimental.

6.1 Resposta Bidimensional do Coletor Solar

O primeiro passo adotado na busca de demonstrar a adequação do modelo matemático utilizado foi mostrar que não existe gradiente (significativo) de temperatura ao longo do eixo z. Essa informação foi vital para adoção de um modelo bidimensional do coletor solar, caso contrário, seria necessário um modelo tridimensional.

A Tabela 4.2 - apresentada no capítulo 4- mostra as coordenadas ocupadas por cada sensor CI. Observe que os sensores caracterizados pelos números 1 e 6 e os caracterizados por 2 e 7 possuem praticamente as mesmas coordenadas (x,y) e diferentes coordenadas z, esta informação será usada para comprovar que não existe gradiente de temperatura ao longo do eixo z.

Usando o sistema de aquisição dados com intervalos de 2 minutos entre medições, foram obtidas curvas para verificar se há gradiente de temperatura ao longo do eixo z. O resultado obtido para os dias 26, 27, 28 de fevereiro e 1º de março de 2003 é mostrado na Figura 6.1. O P2 e o P7 significam a resposta dos sensores CI que estão localizados nas posições designadas pelos números 2 e 7, da Figura 4.4. Os sensores acima possuem praticamente as mesmas coordenadas (x,y) diferindo apenas em relação à coordenada z. As barras verticais indicam o intervalo de erro dos sensores CI, que é $\pm 0,5$ °C. Observe que, levando em conta o erro de medição, as duas curvas são coincidentes em todos os pontos de observação.

A Figura 6.2 foi obtida nos mesmos dias da figura anterior. Os sensores P1 e P6, mostrados na Figura 3.1, possuem praticamente as mesmas coordenadas (x,y). Observe que a variação de temperatura ao longo do tempo é praticamente coincidente, existe apenas uma pequena diferença nos picos máximos de temperatura.

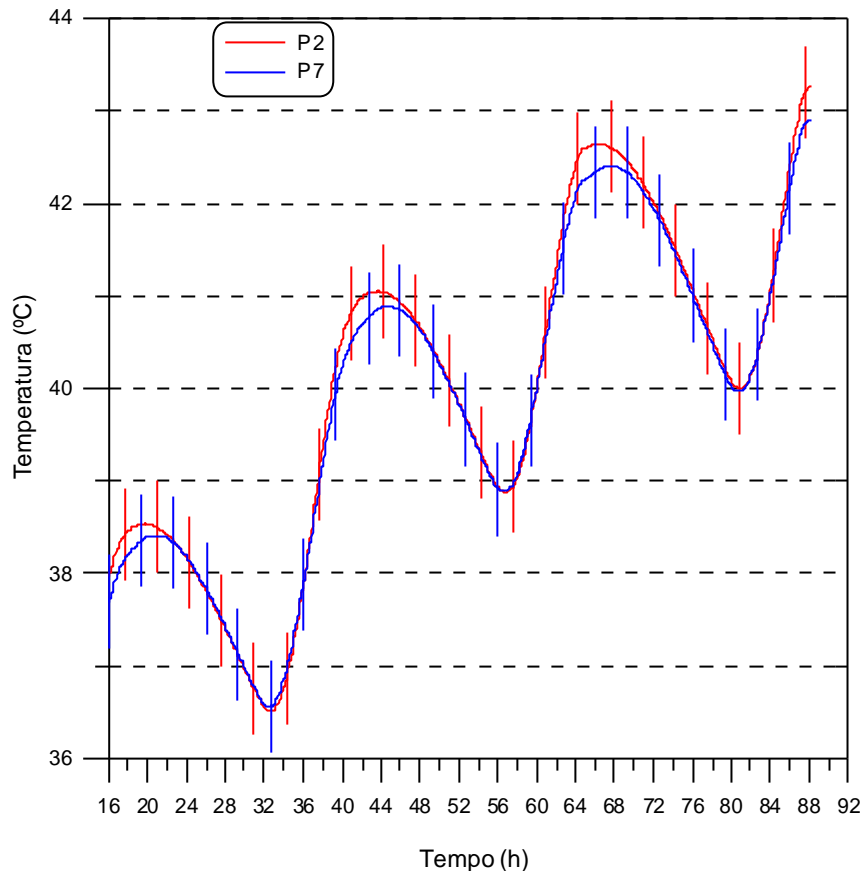


Figura 6.1- Variação de temperatura ao longo do tempo.

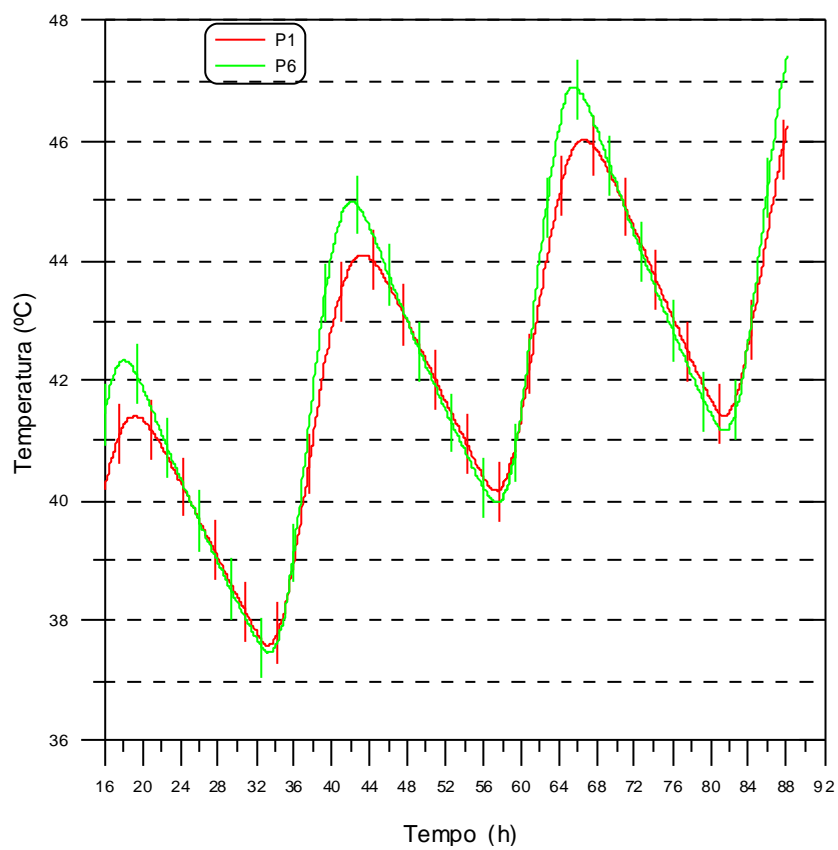


Figura 6.2- Variação de temperatura ao longo do tempo.

6.2 Medida da Transmitância do Sistema de Dupla Cobertura

A Figura 6.3 mostra a irradiância solar encontrada durante os dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003. Todas as medidas foram feitas usando o sistema de aquisição de dados com intervalo de 2 minutos. A indicação “Rad. A” fornece a irradiância solar externa e a “Rad. B”, a irradiância solar interna da cobertura. Usando esses dados pode ser calculada a transmitância do sistema de dupla cobertura.

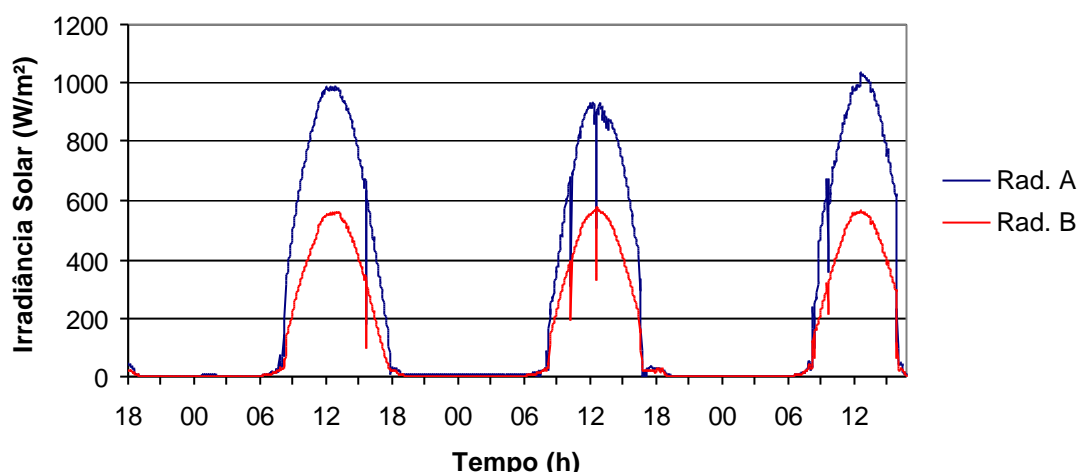


Figura 6.3- Irradiância solar externa e interna da cobertura. Medidas feitas nos dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.

A Figura 6.4 mostra o resultado da transmitância das coberturas. No período próximo das 12 horas a transmitância solar atinge cerca de 54 %. Esse resultado refere-se ao efeito global da irradiância direta mais a irradiância difusa.

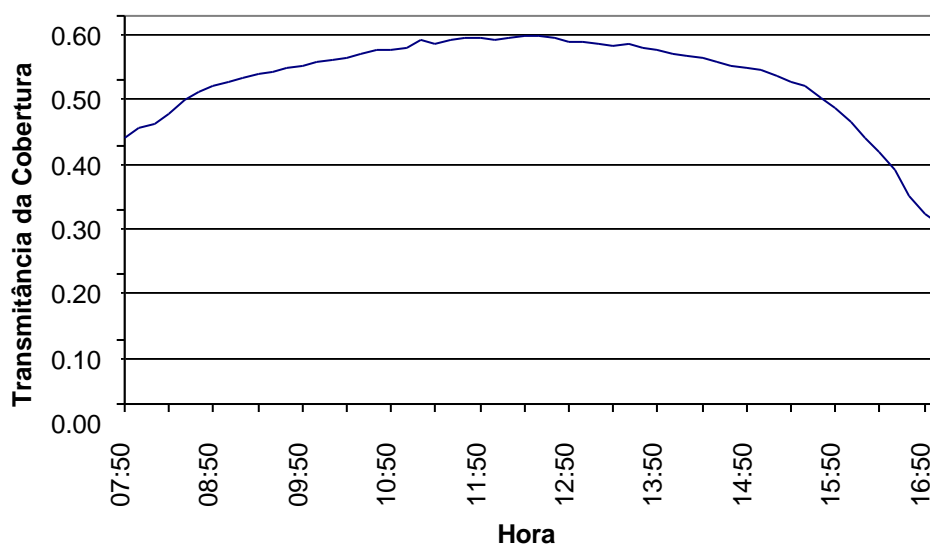


Figura 6.4- Transmitância solar da cobertura dupla para um período diurno

Para entender o gráfico da transmitância é importante lembrar que a reflexão está fortemente relacionada com o ângulo de incidência. De acordo com Duffie e Beckman, 1991, um vidro, com índice de refração 1,526, reflete 4 % da radiação solar, em sua primeira interface, para um ângulo de incidência normal e 9 % para um ângulo de incidência de 60°. Isso significa que, quando aumenta o ângulo de incidência da radiação solar direta na cobertura, aumenta a refletância e diminui a transmitância e a absortância. Levando em consideração o exposto, pode-se entender porque a partir de um determinado horário a transmitância tem uma acentuada queda.

6.3 Informações Obtidas com as Medições de Temperatura

As Figuras 6.5, 6.7 e 6.8 referem-se às medidas obtidas nos dias 2, 3, 4 e 5 de julho de 2004. A Figura 6.5 mostra as respostas obtidas com os sensores PT100 que monitoram o interior do duto do canal, a temperatura do ar no interior do laboratório (Ti) e a temperatura do ambiente externo (Te). Observe que a temperatura ambiente (Te) e a temperatura interna do laboratório (Ti) alternam-se durante o período diurno e noturno, o que mostra que o laboratório possui um bom isolamento térmico.

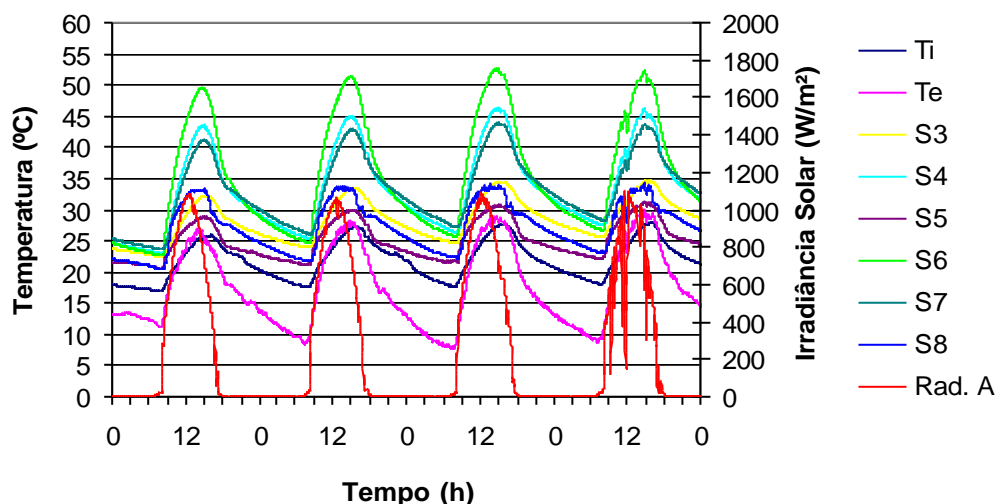


Figura 6.5- Temperatura do interior do duto do coletor e irradiância solar externa. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.

Essa figura indica que a temperatura máxima do ar atrasa 2 a 3 horas em relação ao pico da irradiância solar. Todas as temperaturas monitoradas no interior do duto apresentam características semelhantes. O sensor “S6” está colocado após a superfície absorvedora, de tal forma que é o primeiro a receber o fluxo de ar aquecido, sua temperatura é a mais elevada

chegando próximo de 53 °C. A Figura 6.6 ilustra as posições ocupadas pelos 6 sensores PT100, ao longo do canal, e os 19 sensores CI, essa figura já foi apresentada no capítulo 4 - Figura 4.4.

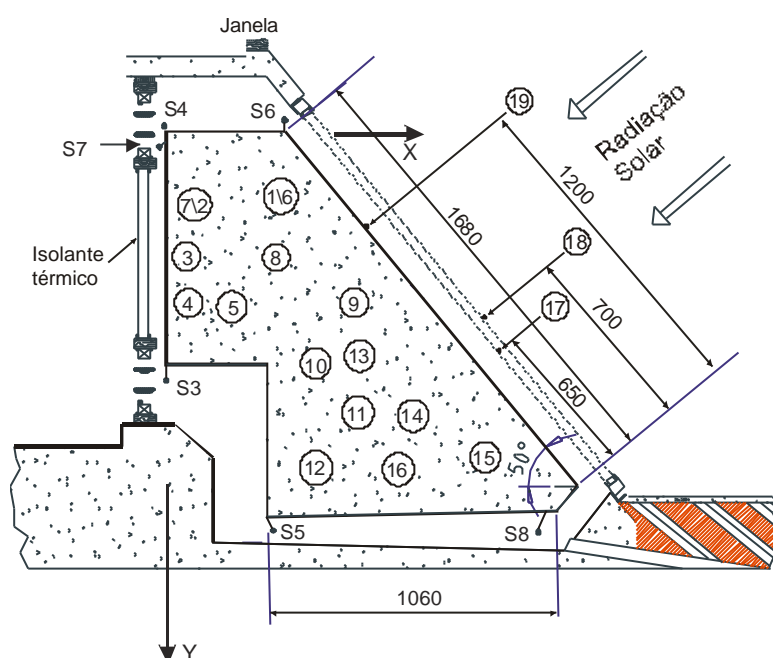


Figura 6.6- Posições ocupadas pelos 6 PT100 e pelos 19 CI.

A Figura 6.7 mostra a resposta dos sensores PT100 que estão localizados na saída do canal. Observe que a resposta de ambos é praticamente coincidente, diferem de aproximadamente 2 °C nos picos de temperatura. Essa informação já era esperada, pois esses sensores estão localizados em posições muito próximas, como pode ser observado na Figura 6.6.

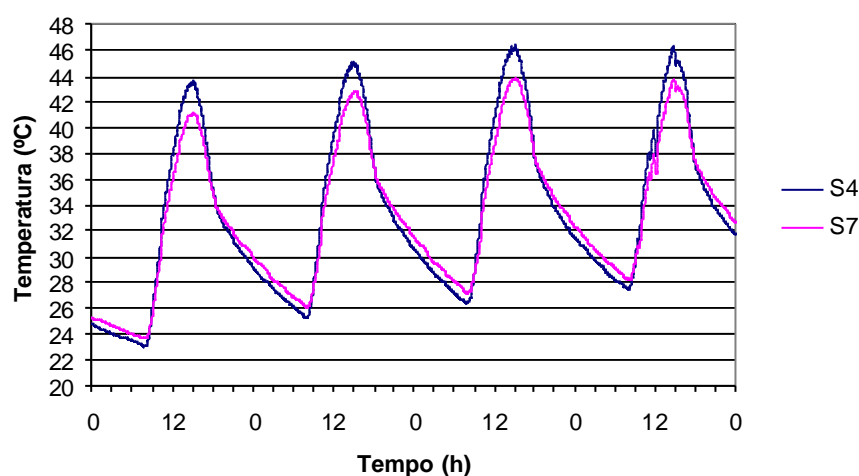


Figura 6.7- Resposta obtida dos sensores PT100 localizados na saída do canal. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.

A Figura 6.8 ilustra um dos principais efeitos produzidos pelo coletor solar acumulador. Essa figura mostra que o pico da temperatura do ar que sai pelo canal superior atrasa cerca de 3 horas em relação ao pico da irradiância solar externa.

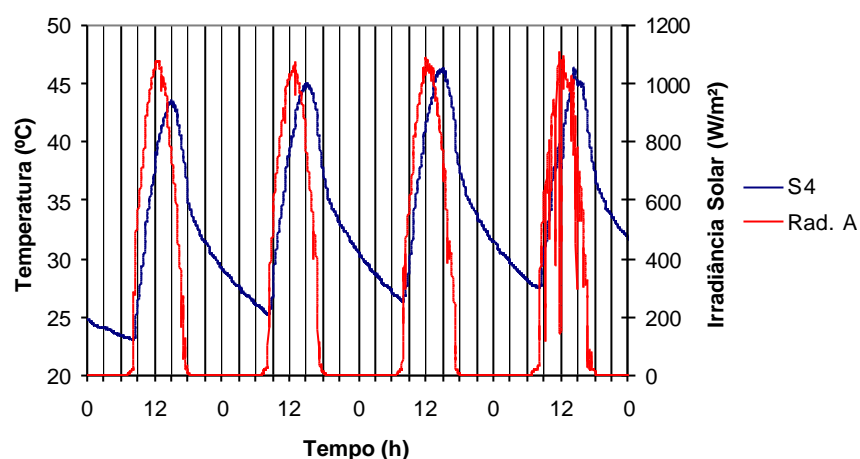


Figura 6.8- Atraso de temperatura do ar, em relação ao pico de irradiância solar externa. Medidas feitas entre os dias 2 e 5 de julho de 2004.

As Figuras 6.9, 6.10, 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, 6.15, 6.16 e 6.17 referem-se às medidas feitas nos dias 21,22, 23 e 24 de julho de 2004, com intervalo de tempo de 1 minuto. A Figura 6.9 mostra a temperatura do calorímetro, “T. Calor.”, e as curvas de irradiância solar externa e interna da cobertura. Observe que a temperatura do calorímetro atrasa cerca de 3 horas em relação à irradiância solar externa, resultado que já tinha sido apresentado, conforme indica a Figura 6.8.

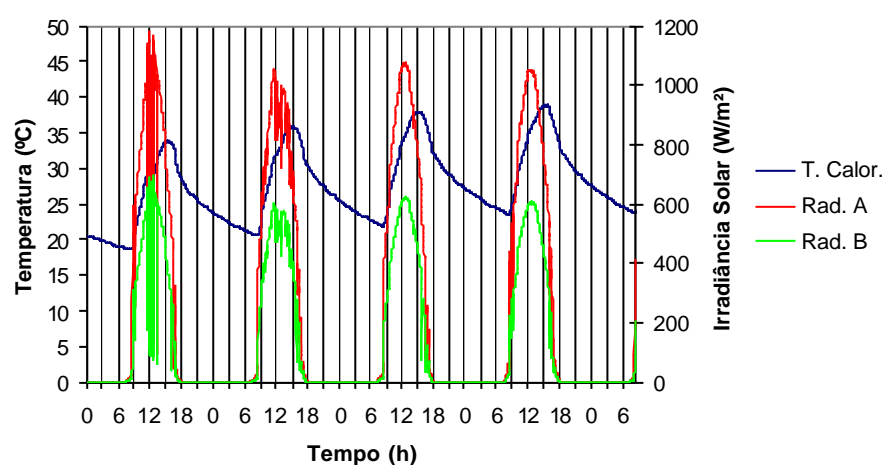


Figura 6.9- Atraso da temperatura média do calorímetro em relação ao pico de irradiância solar externa e interna da cobertura. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.10 mostra as curvas da temperatura externa e interna do laboratório. Observe que a temperatura externa atinge valores mínimos de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, quando a mínima interna é de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, uma diferença de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Essa grande diferença de temperatura se deve à elevada massa térmica do coletor solar, ou a efusividade dos materiais no interior do laboratório. Observe que durante o dia, os picos de temperatura máxima são praticamente coincidentes. Ambos os resultados encontrados, o noturno e o diurno, são desejáveis e mostram que o coletor solar tem um desempenho correto durante o inverno.

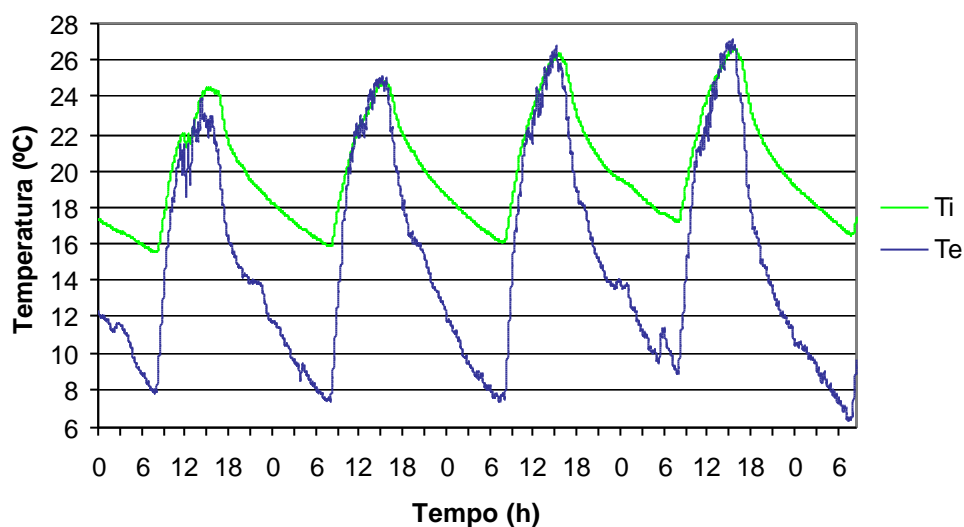


Figura 6.10- Temperatura externa e interna do laboratório. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.11 ilustra as temperaturas da lâmina de vidro externa, “V. ext.” e da lâmina interna “V. Int.” do coletor solar. As posições destes sensores estão mostradas na Figura 6.6 (sensores 17 e 18). Observe que, durante o período noturno, a temperatura do vidro externo atinge valores mínimos de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a do vidro interno atinge o mínimo de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, uma diferença de $7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Essa diferença de temperatura entre as coberturas externa e interna é importante, pois mostra que as perdas noturnas serão reduzidas. Se tivesse apenas uma cobertura o ar interno do coletor iria trocar calor com uma cobertura mais fria, aumentando as perdas de calor durante a noite. Durante o período diurno, os picos de temperatura diferem de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A Figura 6.12 mostra as temperaturas nos 3 sensores instalados no canal inferior do coletor, conforme simbologia apresentada na Figura 6.6. Observe que durante a passagem do ar entre o sensor “S3” e o “S5”, o ar cede calor para o coletor, pois a temperatura de “S3” é sempre

superior a temperatura medida no “S5” e na passagem do ar do “S5” para o “S8” o ar recebe calor do concreto.

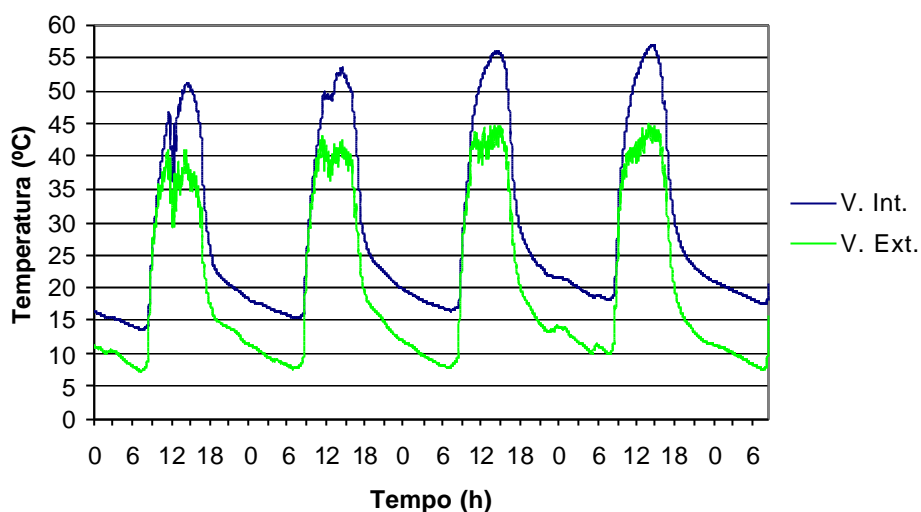


Figura 6.11- Temperatura da cobertura externa e interna do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

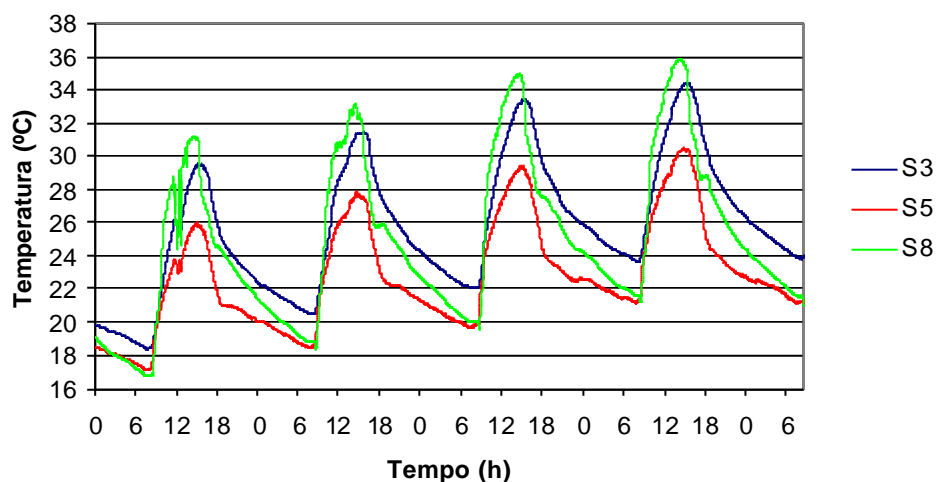


Figura 6.12- Temperatura do ar no canal inferior do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.13 mostra a resposta dos sensores “S6”, “S8” e do CI instalado na superfície coletora, ao longo do tempo. As posições dos sensores podem ser observadas na Figura 6.6, o sensor que mede a superfície coletora está referenciado como “19”. Essa figura indica que a temperatura da superfície coletora fica sempre maior do que a temperatura do ar na entrada e na saída do canal. Isso significa que a superfície coletora cede calor à massa de ar que flui ao longo desse canal, independente do período ser diurno ou noturno, portanto, o fluxo de ar é ascendente.

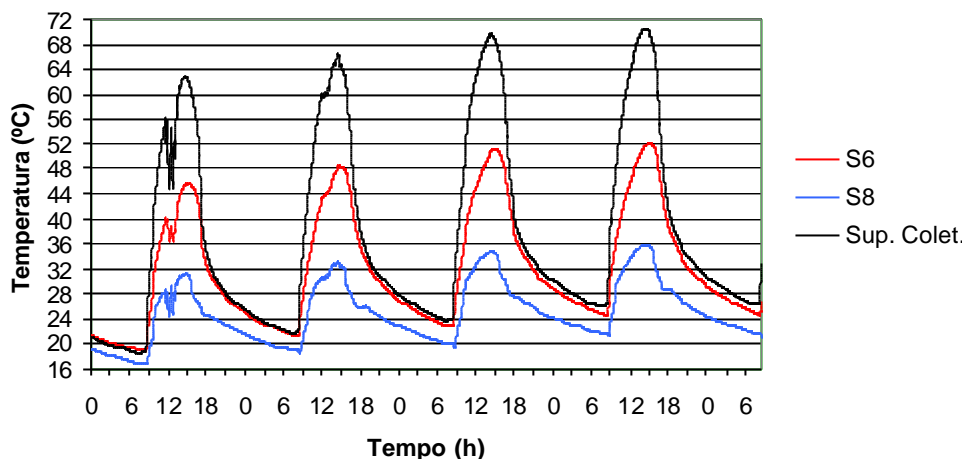


Figura 6.13- Temperatura média do ar no canal sobre a superfície coletora. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.14 mostra a resposta dos sensores “S3” e “S7”, ao longo do tempo. Esse gráfico mostra que os sensores que estão medindo a temperatura do ar, no canal vertical, estão em fase. Através dessa curva, pode-se concluir que o ar recebe uma grande quantidade de energia do concreto, através dessa fase lateral direita, pois será mostrado mais tarde que não há trocas térmicas na fase esquerda do canal vertical. A avaliação com precisão do coeficiente de convecção nesta parede é importante, tendo em vista que há uma grande troca de calor entre o concreto e o ar que flui por esse canal.

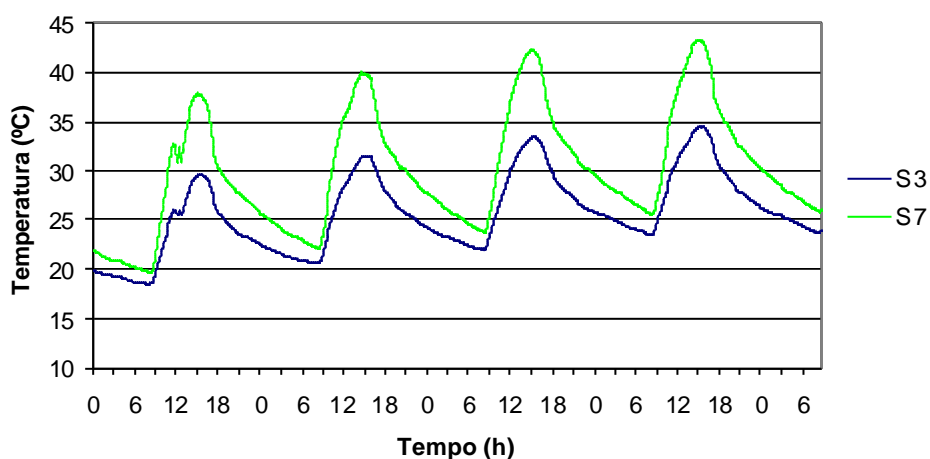


Figura 6.14- Temperatura média do ar no canal vertical do coletor solar. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.15 mostra as curvas de temperatura interna do concreto, obtidas através dos sensores CI, conforme indica a Figura 6.6. A escolha dos pontos “P15”, “P14”, “P10” e “P5” se deve ao fato de que esses sensores estão distribuídos ao longo do eixo x com intervalos

de distâncias, x , próximos. Observe que as temperaturas estão defasadas no tempo e que os picos máximos e mínimos de temperatura ficam atenuados, a medida que o calor se difunde para o interior do concreto.

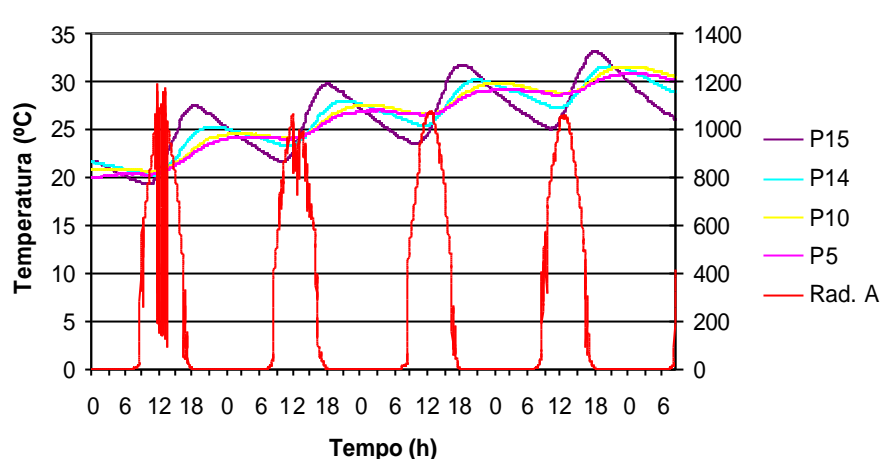


Figura 6.15 - Defasagem no tempo e atenuação dos picos de temperatura ao longo do concreto. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.16 mostra a temperatura interna do laboratório e a temperatura interna do calorímetro. É importante lembrar que para medir essas temperaturas foram colocados sensores (PT100) em posições estratégicas (posições centrais) no laboratório e no calorímetro. Observe que o calorímetro sempre apresenta temperatura superior à temperatura interna do laboratório, para essa quantidade de massa térmica inserida em seu interior, essa informação será usada para calcular o fluxo de calor trocado entre o interior do calorímetro e o interior do laboratório (Q_T). Essas curvas diferem, em seus picos, de aproximadamente $10\text{ }^\circ\text{C}$.

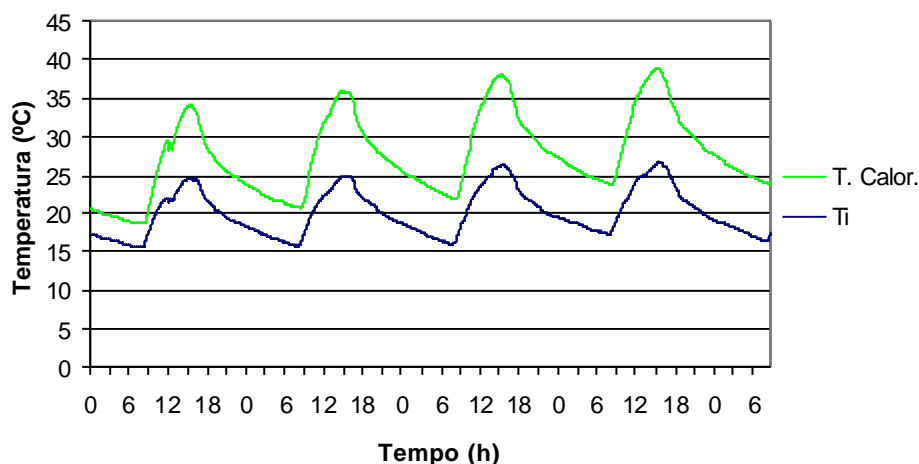


Figura 6.16 - Temperatura interna do laboratório e a interna média do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.17 mostra as curvas obtidas a partir dos sensores “S3”, “S4” e o “Ti” ao longo de 4 dias de observação. Essas curvas mostram que os maiores gradientes térmicos ocorrem na parte superior do calorímetro. Observe que a temperatura da parte superior do calorímetro difere, nos picos, 15 °C da temperatura média do laboratório. Tendo em vista essa informação mais o fato de que as maiores áreas de troca de calor estão na parte superior do calorímetro, o resultado é que a maior parte do fluxo de calor do calorímetro para o laboratório ocorre na parte superior do calorímetro.

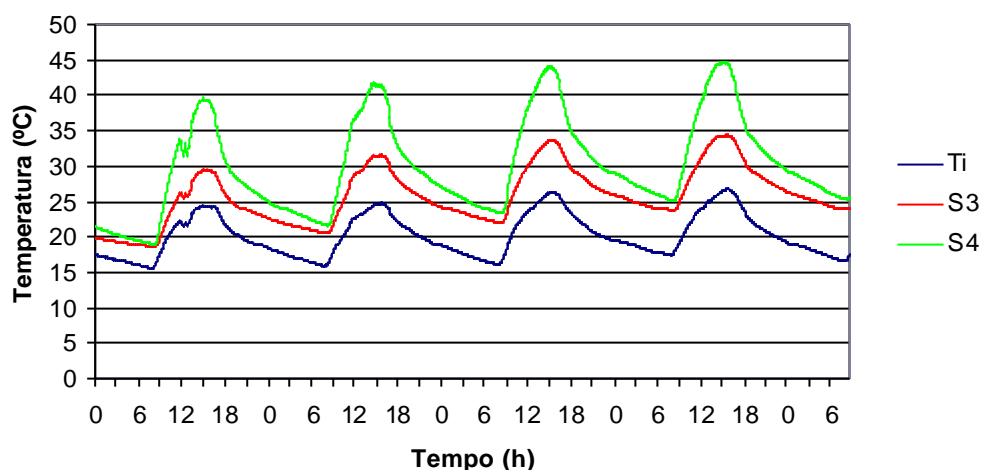


Figura 6.17- Temperaturas obtidas com os sensores “S3”, “S4” e “Ti”. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

6.4 Medida Experimental da Eficiência Diária do Coletor Solar Acumulador

Para o cálculo da eficiência energética diária do coletor solar foi usada a equação 4.1, sendo que o numerador desta equação é calculado através da equação 4.6 ao longo de 24 horas. Foram realizadas medidas para diversos dias ao longo do ano, mas serão apresentados os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004, tendo em vista que a radiação solar ao longo desses dias não teve muita mudança. Os resultados experimentais e numéricos obtidos para o verão, mostrando a capacidade do coletor solar, estão no anexo V.

A Figura 6.18 mostra o efeito da energia acumulada e da irradiância solar para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004. As medidas experimentais foram tomadas com intervalo de 2 minutos. Observe que a energia acumulada cresce ao longo dos períodos diurnos e que decresce nos períodos noturnos. O primeiro pico de energia acumulada corresponde à cerca de 26 MJ, o segundo a 40 MJ, o terceiro a 51 MJ e o quarto a 61 MJ. O ganho da energia térmica, nos elementos constituintes do sistema, do dia 21 para o dia 22 foi de 14 MJ e na sequência dos

dias os acréscimos de energia foram: 11 MJ e 10 MJ. Tendo em vista que a radiação solar não teve uma grande variação, nos 4 dias em observação, esta redução do acréscimo da energia térmica acumulada, ao longo dos dias, deve-se ao aumento das perdas térmicas.

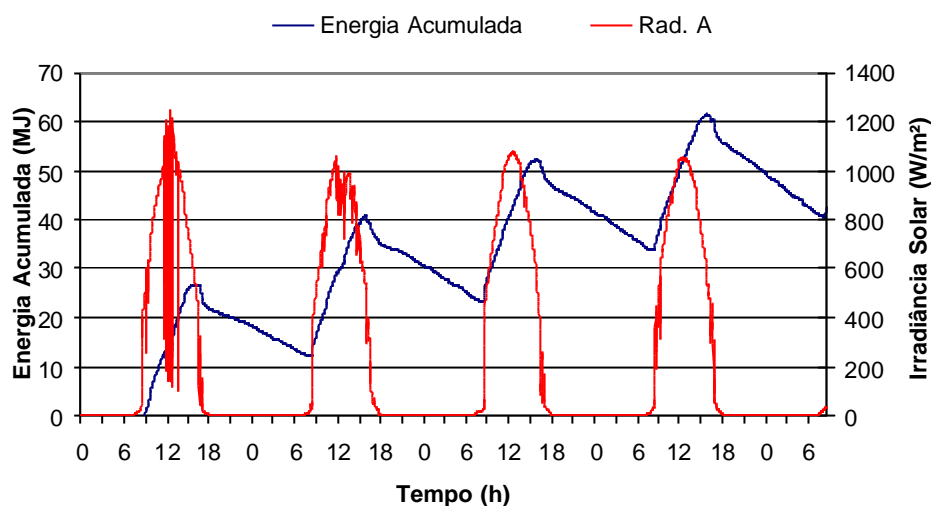


Figura 6.18 - Irradiância solar e energia acumulada nos diversos elementos do coletor. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.19 foi obtida a partir da equação 4.4. Essa figura mostra a potência que o calorímetro transfere para o interior do laboratório e sua temperatura ao longo do tempo. Observe que a potência máxima transferida para o interior do laboratório atinge cerca de 50 W, durante o período diurno, e cerca de 28 W durante o período noturno. Observe que as duas curvas encontram-se em fase, como era de se esperar.

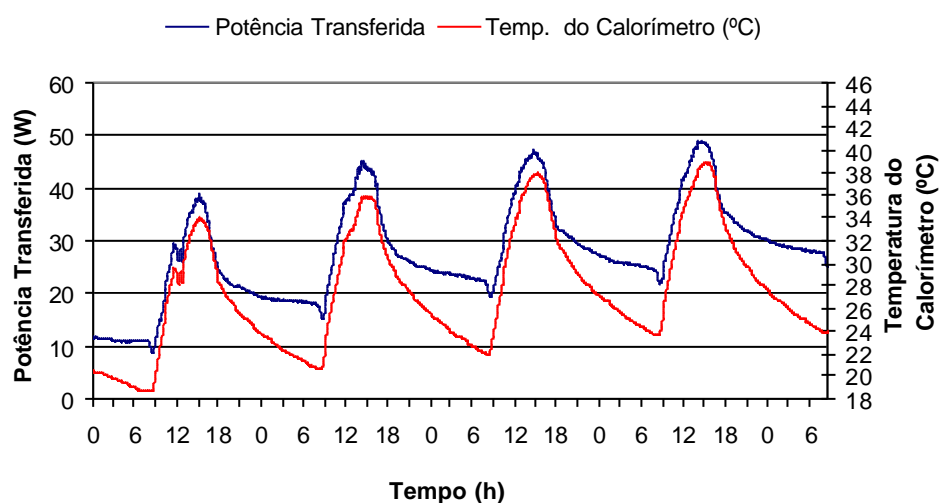


Figura 6.19 - Potência transferida do calorímetro ao interior do laboratório e temperatura do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Tabela 6.1 discrimina a energia acumulada, nos elementos do calorímetro para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004, juntamente com suas incertezas. Para o cálculo das incertezas médias foi usado o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985) e estão apresentadas no anexo III e seus valores médios podem ser consultados na Tabela 6.2.

Tabela 6.1- Valores encontrados para a energia acumulada nos diversos elementos do coletor solar e a energia útil total em MJ.

Data	Período	Água (MJ)	Aço (MJ)	Ar (MJ)	Concreto (MJ)	Cedida (MJ)	Energia Útil Total (MJ)
21/07/04	00:00 – 24:00	1,16 ? 0,03	0,014	0,011	17,4 ? 1,3	1,73 ? 0,10	20,3 ? 1,3
22/07/04	00:00 – 24:00	0,54 ? 0,02	0,008	0,007	11,0 ? 0,8	2,32 ? 0,14	13,9 ? 0,8
23/07/04	00:00 – 24:00	0,48 ? 0,01	0,007	0,006	8,8 ? 0,7	2,63 ? 0,16	12,0 ? 0,7
24/07/04	00:00 – 24:00	0,18 ? 0,01	0,003	0,002	5,3 ? 0,4	2,83 ? 0,17	8,3 ? 0,4
21/07/04	12:00 – 12:00	0,62 ? 0,02	0,016	0,013	18,2 ? 1,4	2,05 ? 0,12	20,9 ? 1,4
22/07/04	12:00 – 12:00	0,43 ? 0,01	0,007	0,006	9,6 ? 0,7	2,50 ? 0,15	12,6 ? 0,7
23/07/04	12:00 – 12:00	0,42 ? 0,01	0,006	0,005	7,5 ? 0,6	2,74 ? 0,16	10,7 ? 0,6

Percebe-se que a energia transferida, identificada como “Cedida” na tabela 6.1, do calorímetro para o interior do laboratório é inferior somente à energia acumulada no concreto. Para entender esse fato, basta lembrar que a diferença de temperaturas entre a temperatura do calorímetro e a temperatura do laboratório é muito elevada, conforme ilustra a Figura 6.16. O anexo IV mostra como essa energia transferida do calorímetro para o interior do laboratório pode ser estimada de forma simples.

Observe que na energia térmica acumulada no aço e no ar não constam os valores de suas incertezas, isto porque esses elementos possuem uma incerteza de cerca de 2 %, resultando em quantidade de energia (MJ) na quarta casa decimal, que não é significativo para esse cálculo.

Tabela 6.2- Incertezas médias diárias obtidas para os diversos elementos do sistema, usando o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985).

Elementos	Incertezas médias diárias
água	3,0%
Concreto	7,5%
ar	2,0%
Aço	1,6%
Cedida	6,0%

Observe, nas tabelas acima, que a incerteza da energia acumulada no concreto é predominante e chega a 7,5 %, vem seguida da incerteza da energia definida como “cedida” (6 %) que corresponde a energia que é transferida do interior do calorímetro ao interior do laboratório.

Usando os resultados encontrados para a energia útil total, da Tabela 6.1 e seus valores correspondentes da radiação solar, foi calculada a eficiência diária do sistema. A Tabela 6.3 mostra a eficiência diária juntamente com sua incerteza. A incerteza na eficiência foi calculada usando o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985). Para a obtenção da incerteza da radiação solar diária incidente no plano do coletor solar foi usada a incerteza global dos piranômetros fotovoltaicos, conforme descrito no capítulo 4, item 4.9.

Tabela 6.3 - Valores encontrados para a radiação solar, energia útil total e eficiência diária.

Data	Período	Energia Útil	Radiação	Eficiência
		Total (MJ)	Solar (MJ)	Diária
21/07/04	00:00 – 24:00	20,3 ? 1,3	66 ? 3	(31 ? 2) %
22/07/04	00:00 – 24:00	13,9 ? 0,8	68 ? 3	(20 ? 1) %
23/07/04	00:00 – 24:00	12,0 ? 0,7	73 ? 3	(16 ? 1) %
24/07/04	00:00 – 24:00	8,3 ? 0,4	72 ? 3	(12 ? 1) %
21/07/04	12:00 – 12:00	20,9 ? 1,4	68 ? 3	(31 ? 2) %
22/07/04	12:00 – 12:00	12,6 ? 0,7	69 ? 3	(18 ? 1) %
23/07/04	12:00 – 12:00	10,7 ? 0,6	72 ? 3	(15 ? 1) %

Com essa metodologia adotada a medida da eficiência diária tem uma redução ao longo do tempo, porque a temperatura do ar na entrada do canal inferior aumenta com o tempo, ocasionando o aumento de temperatura de todos os elementos internos do coletor solar. A Figura 6.20 mostra a temperatura do sensor “S3” que corresponde ao sensor na entrada do canal.

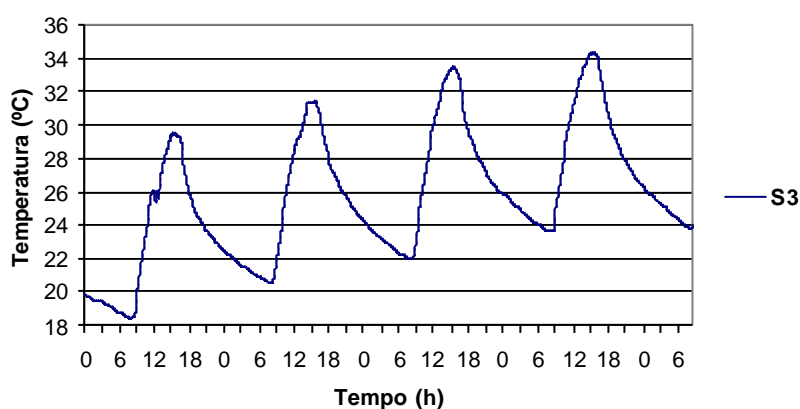


Figura 6.20 - Temperatura do ar na entrada do canal inferior. Medidas obtidas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004.

A Figura 6.20 mostra que a temperatura inicial do ar, na entrada do canal, cresce ao longo dos dias. Observe que no dia 21 de julho de 2004 a temperatura mínima foi de 18,5 °C e este pico inferior cresce ao longo do tempo, de tal forma que no dia 24 de julho a temperatura mínima atingiu 24 °C. Isto significa que a medida que o dias avançam (com o calorímetro instalado) há um aumento de temperatura de todos os elementos internos do coletor, aumentando as perdas térmicas e ocasionando uma redução na eficiência do coletor solar.

A Figura 6.21 ilustra a eficiência diária para os 4 dias do mês de julho, usando dois intervalos de tempos distintos. A eficiência diária, porém, teve uma redução ao longo dos dias em observação, para entender esse fenômeno deve ser levado em consideração a temperatura do ar na entrada do canal.

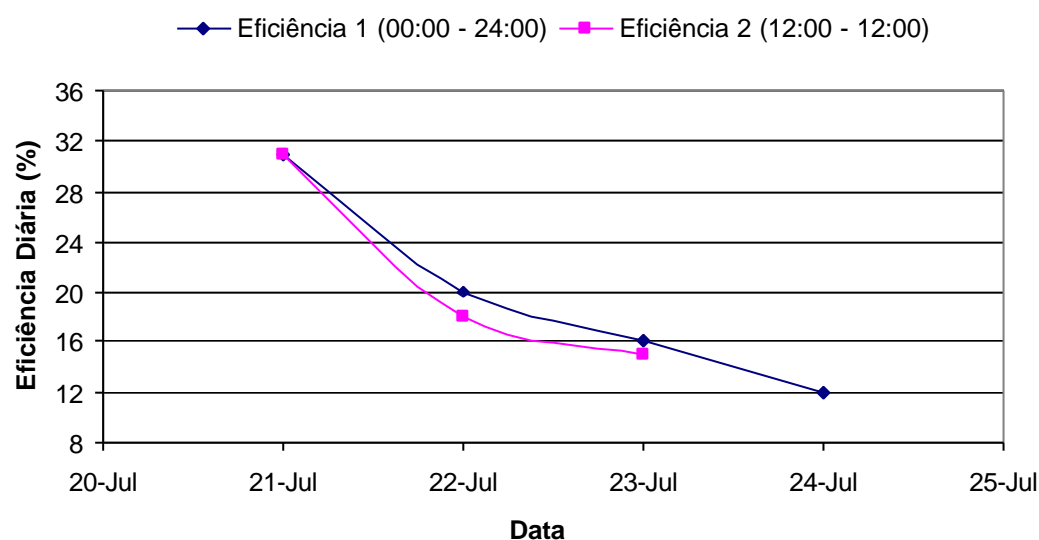


Figura 6.21 - Eficiência diária, usando dois intervalos de tempo distintos.

A Figura 6.21 foi obtida a partir da tabela 6.3. Observe que no primeiro dia as medidas da eficiência energética coincidem nos dois períodos em observação ((31 ± 2) %) e na seqüência dos dias divergem, porém se for considerada as incertezas nas medidas os valores são praticamente coincidentes.

Usando as informações obtidas através do sistema de aquisição de dados e os valores da eficiência diária, retirados da Tabela 6.3, foi feita a curva da eficiência diária do coletor solar. A Figura 6.22 mostra a curva da eficiência e a sua correspondente equação linear com o intervalo em que pode ser usada. Esta figura foi obtida usando a temperatura média diária do ar na entrada do canal (T_e), a temperatura média diária do ambiente (T_a) e a radiação solar diária (H) em MJ/m². Observe que os pontos obtidos mostram uma forte correlação, desta forma é possível

obter o valor da energia térmica útil disponível no laboratório conhecendo os valores médios de temperatura e de radiação solar diária

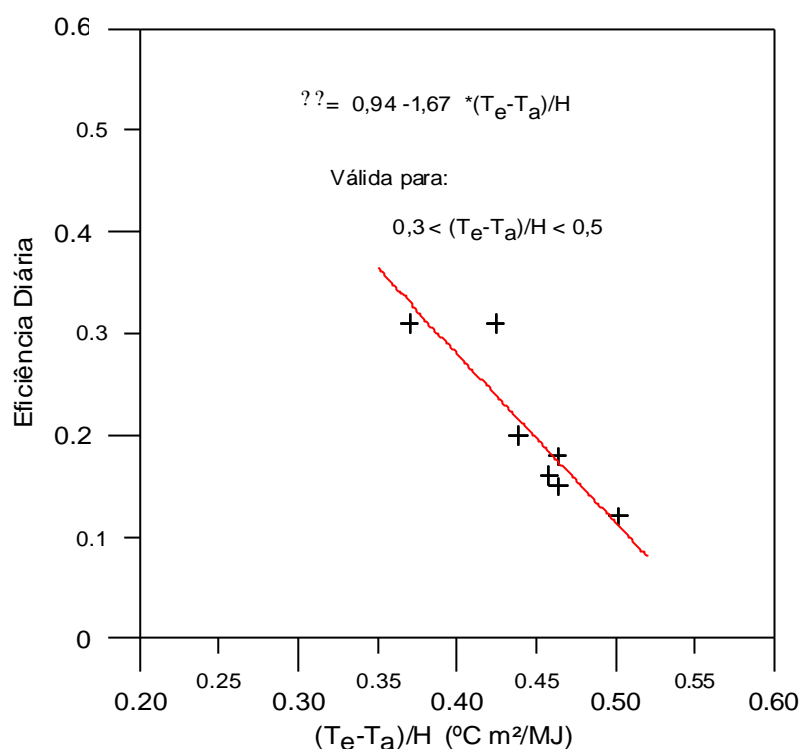


Figura 6.22 - Eficiência diária obtida para o mês de Julho

A figura mostra que à medida que “ T_e ” se aproxima de “ T_a ” o eixo das abscissas tende a zero e a eficiência aumenta. A extrapolação da reta obtida, para abscissa zero, poderia chegar a 0,94, mas a eficiência está limitada pelas propriedades ópticas da transmitância das 2 coberturas que atinge no máximo 0,6.

Tendo em vista que a eficiência diária varia ao longo dos dias em observação, propõe-se como solução para o valor mais real da eficiência energética do coletor, o valor obtido no primeiro dia, após ter sido fechado o calorímetro, pois esse valor é o mais representativo, praticamente independente do horário inicial e o coletor opera mais próximo de sua condição normal de operação. À medida que os dias passam, as temperaturas internas elevam-se significativamente, aumentando as perdas térmicas e reduzindo a eficiência energética do coletor.

CAPÍTULO 7

RESULTADOS NUMÉRICOS

Este capítulo apresenta o erro implícito do modelo simplificado associado ao coletor solar, os resultados numéricos em volumes finitos, sua validação, a potência do coletor solar, a eficiência energética (obtida numericamente) e a discussão dos resultados.

7.1 Erro Implícito na Adoção do Modelo Simplificado do Coletor Solar

Todo o modelo adotado carrega um erro associado às simplificações que se fazem necessárias. As simplificações surgem tendo em vista a economia de processamento ou porque muitas vezes é inviável um modelo mais próximo do real. O importante é que se consiga avaliar esse erro e que seja de uma ordem de grandeza bem inferior aos resultados encontrados.

O modelo do coletor é caracterizado por duas superfícies que foram consideradas isoladas termicamente, como pode ser observado na Figura 7.1.

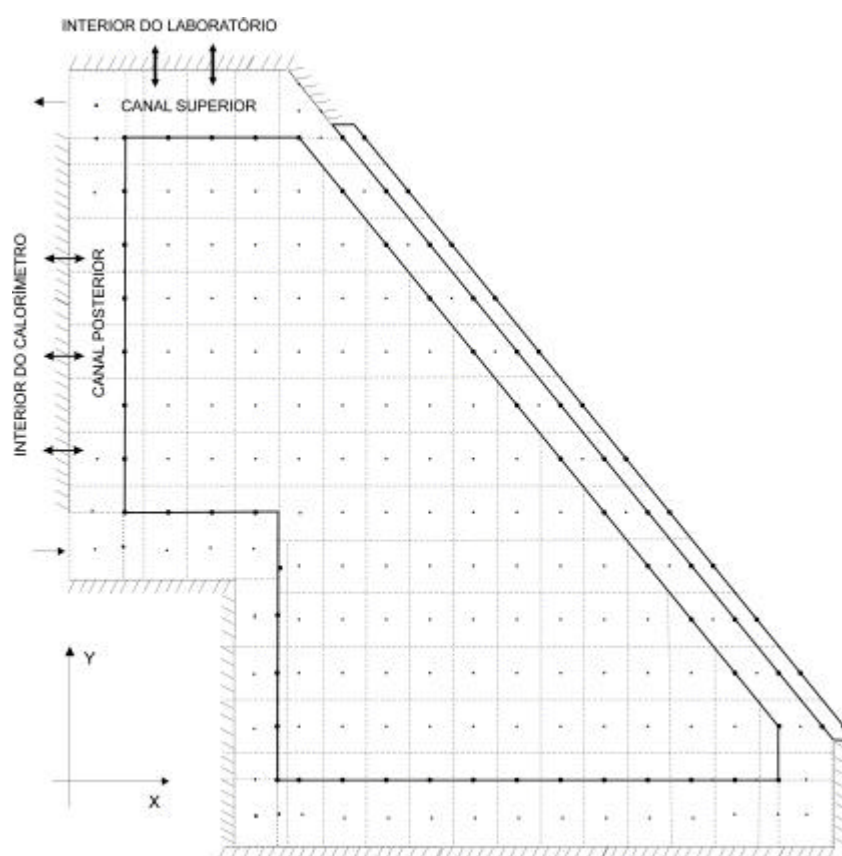


Figura 7.1- Modelo numérico do coletor solar para resolver as equações diferenciais

O canal superior foi isolado termicamente do interior do laboratório e o canal posterior foi isolado do calorímetro. Os erros associados a essas duas simplificações no método numérico serão avaliados na sequência.

7.1.1 Erro Associado ao Isolamento Térmico do Canal Superior

A Figura 7.2 mostra a parte superior do coletor solar e uma analogia com circuitos elétricos para calcular as trocas térmicas entre o canal superior e o interior do laboratório.

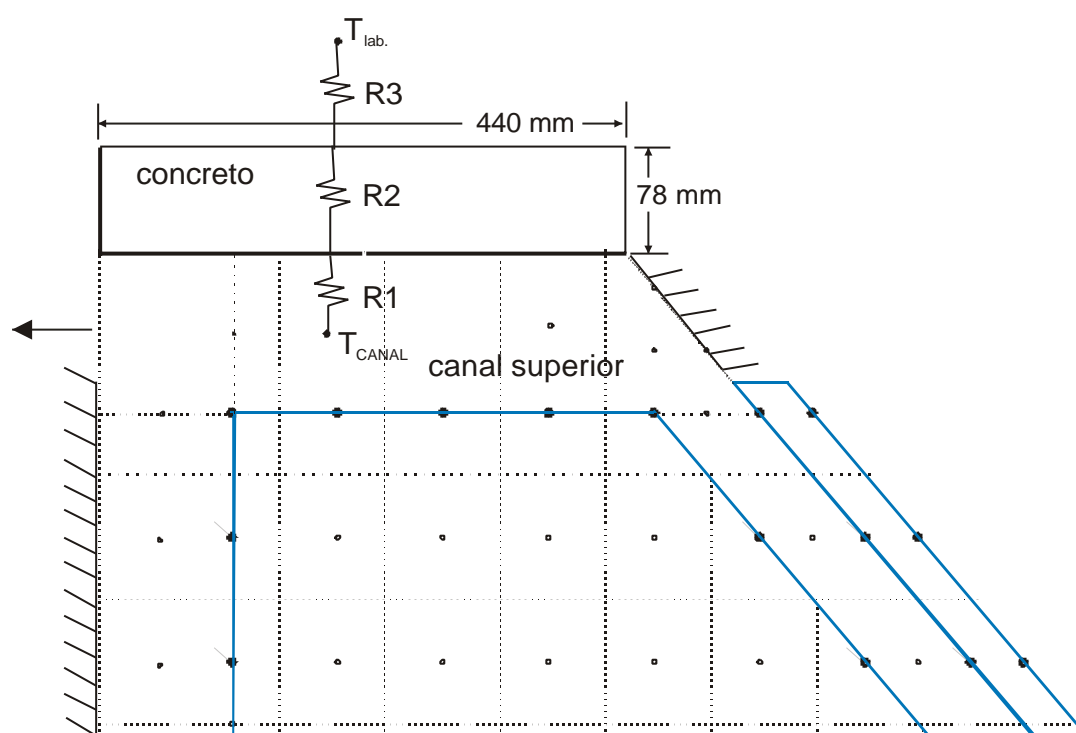


Figura 7.2- Modelo adotado para resolver o fluxo térmico do canal superior

O anexo VI mostra a solução deste circuito térmico em detalhes. Usando dados experimentais foi possível avaliar a potência térmica transferida do canal superior para o interior do laboratório ao longo do tempo. Para realizar esse cálculo, foi produzido um programa em Fortran 90, que usa as medidas dos dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004. As Figuras 7.3 e 7.4 ilustram os resultados encontrados.

A Figura 7.3 mostra as variações da temperatura média do ar no canal Superior ($T_{M. do Canal Superior}$) e no interior do laboratório ($T_{do Laboratório}$). A temperatura média do ar no canal superior, nos picos, está aproximadamente $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ acima da temperatura do laboratório. Isso significa que, na maior parte do tempo, o fluxo de calor se dá do interior do coletor solar para o laboratório.

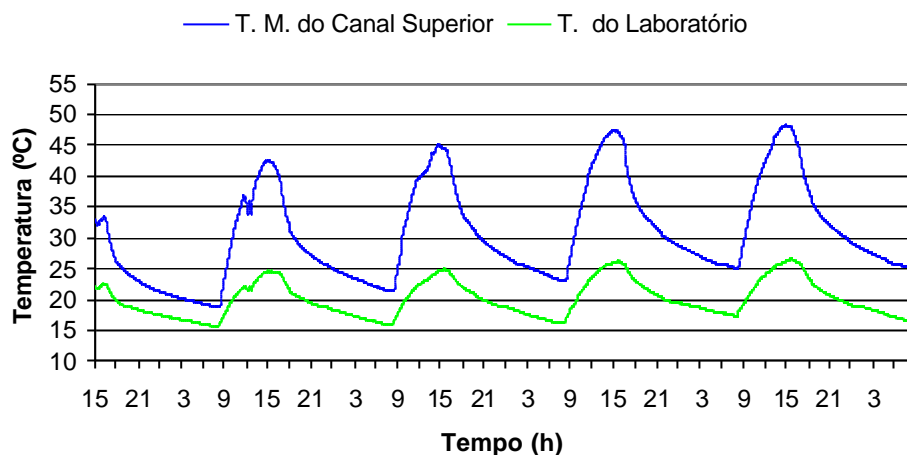


Figura 7.3- Temperaturas médias do ar no canal superior e no laboratório. Medidas feitas entre os 21 e 24 de julho de 2004.

O fluxo de calor trocado entre o canal superior e o laboratório será chamado de potência transferida ou potência térmica (P_T) e foi calculado de acordo com o anexo VI. A Figura 7.4 mostra os resultados encontrados para a potência transferida e para a irradiância solar. Observe que os gráficos possuem uma pequena defasagem no tempo, como era de se esperar, e a potência transferida tem um leve crescimento ao longo do tempo. Os picos da potência transferida atingem 5 W, durante o dia, e à noite alcançam 2 W.

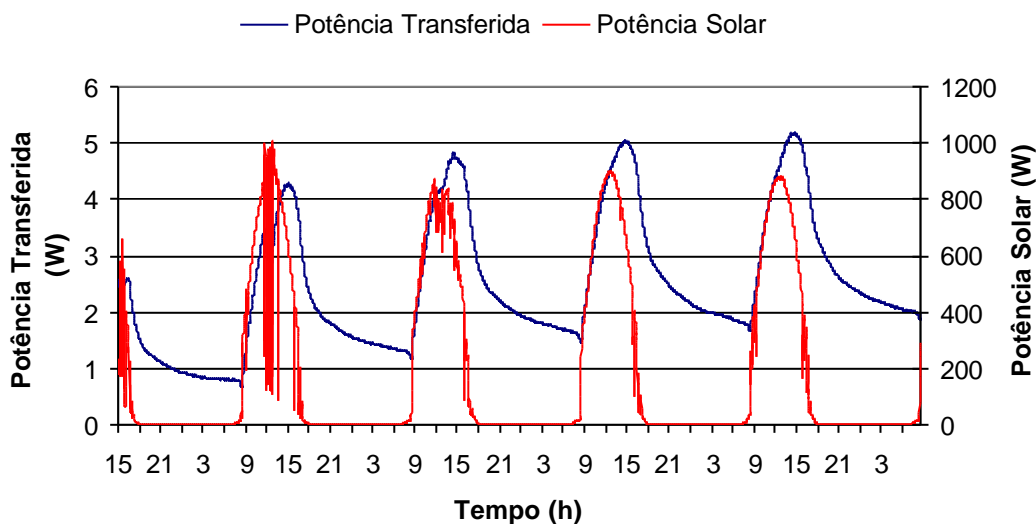


Figura 7.4- Potência transferida e potência solar ao longo do tempo

Foi calculada a porcentagem da potência transferida para o interior do laboratório em relação à potência radiante solar que atinge a superfície absorvedora, esse valor é menor que 1 %. O coeficiente global médio de perdas térmicas do canal superior é 0,2 W/ °C. Esse coeficiente é pequeno e pode ser desprezado neste tipo de modelo teórico.

7.1.2 Erro Associado ao Isolamento Térmico do Canal Posterior

O canal posterior foi isolado termicamente do interior do calorímetro, esse fato pode ser justificado através de dados experimentais. Para mostrar que o modelo teórico está de acordo com os dados observados, serão analisadas as Figuras 7.5 e 7.6.

As Figuras 7.5 e 7.6 mostram a temperatura média do ar no canal posterior (T. M. do Canal Posterior) e a temperatura do calorímetro (T. do Calorímetro). A Figura 7.5 foi obtida nos dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004. As temperaturas apresentadas na Figura 7.6 foram obtidas nos dias 09, 10, 11, 12, 13, 14, 15 e 16 de agosto de 2004.

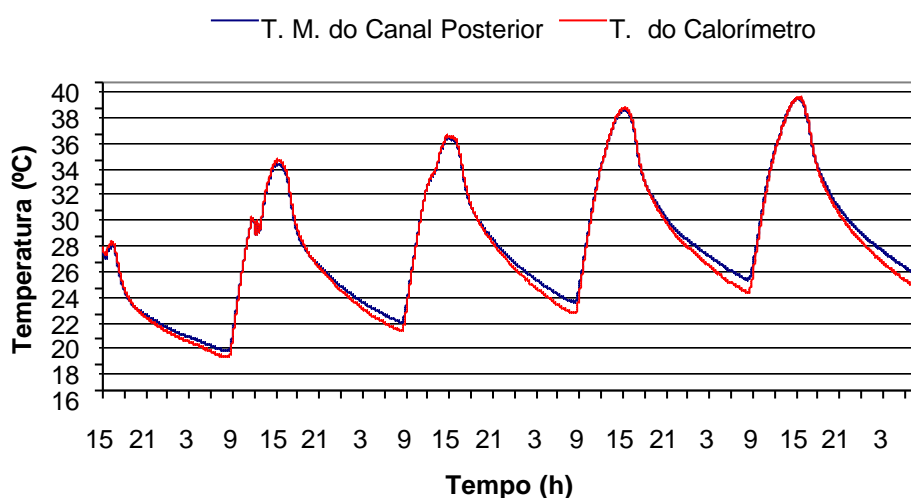


Figura 7.5- Temperatura média do ar no canal posterior e no interior do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 21 e 24 de julho de 2004 .

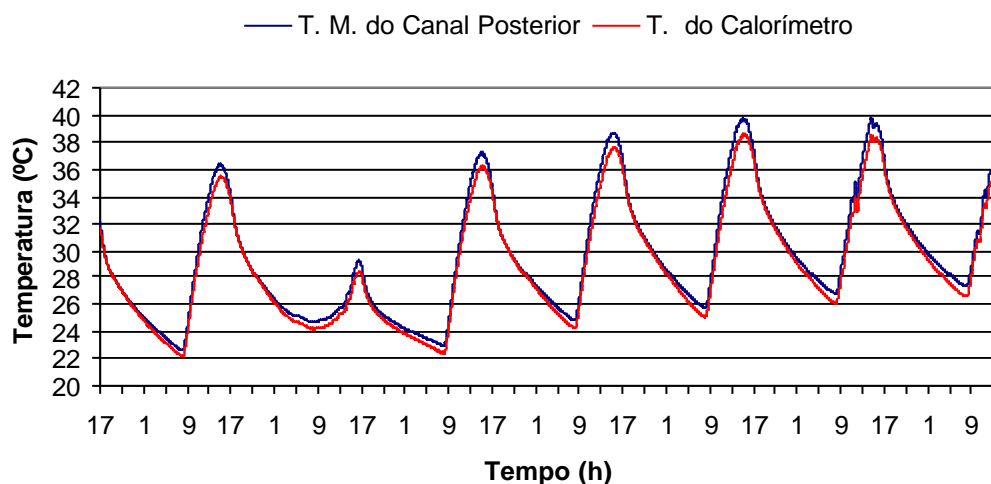


Figura 7.6 - Temperatura média do ar no canal posterior e no interior do calorímetro. Medidas feitas entre os dias 09 e 16 de agosto de 2004.

Foi observado que praticamente não há gradiente térmico entre a temperatura do ar que circula no canal posterior e a temperatura do ar que circula no interior do calorímetro. Existe apenas uma pequena diferença de temperatura nos picos superiores e inferiores. Como o gradiente térmico é muito pequeno e a condutividade térmica (da superfície que separa o canal posterior do interior do calorímetro) é muito baixa, não há troca de calor significativa entre o ar que circula no canal posterior e o ar que circula no interior do calorímetro.

Essa informação obtida através de dados experimentais de 12 dias foi determinante para justificar que o modelo teórico está de acordo com o observado.

7.2 Estudo Comparativo de 8 CI com os Resultados Numéricos

A validação da simulação numérica será feita através de 8 sensores CI e 2 sensores resistivos PT100. O método adotado para o estudo comparativo consiste em localizar, na malha 3, os volumes finitos que mais se aproximam das posições reais dos sensores CI. É importante lembrar que o modelo proposto para o coletor solar se aproxima do coletor solar real, mas não são coincidentes. Desta forma, na comparação dos resultados numéricos com os experimentais existe uma incerteza de qual é o volume finito que mais se aproxima das coordenadas dos sensores. A tabela 7.1 mostra as coordenadas dos sensores CI e as coordenadas que mais se aproximam desse ponto na malha 3. Algumas vezes as curvas que mais se aproximam dos dados experimentais são curvas obtidas a partir do ponto vizinho do ponto central do volume finito. Observe na Figura 3.1 que o eixo y do coletor foi definido do topo para a base; o contrário foi feito para a malha. A Tabela 7.1 mostra que as incertezas das coordenadas correspondem a um volume inteiro.

Tabela 7.1 – Coordenadas dos sensores CI no coletor e sua correspondência na malha 3

Posição do sensor	x(m)	y(m)	T(x? 1,y? 1)	Canal
P1	0,397	0,250	T(16,40)	201
P2	0,082	0,250	T(3,40)	202
P4	0,078	0,65	T(3,26)	203
P5	0,236	0,664	T(9,26)	210
P6	0,417	0,230	T(17,40)	211
P7	0,077	0,250	T(3,40)	213
P9	0,722	0,650	T(29,26)	204
P10	0,578	0,824	T(23,20)	205

Para realizar essa comparação experimental versus resultados numéricos foram escolhidos os dias 26/02/2003, 27/02/2003, 28/02/2003 e foi usado um passo de tempo de 3,75 segundos. O sistema de aquisição de dados coletou 1921 dados para cada sensor instalado no coletor nesses dias em observação, com intervalos de 2 minutos. Usando programação “macro”, para automatizar a planilha eletrônica do Excell, foi feita uma interpolação entre as várias medidas de tal forma que em todas as leituras fosse introduzida uma linha, sendo que essa linha é a média da medida anterior e da posterior. Através de várias “macros” foi possível transformar os 1921 dados experimentais com intervalo de 2 minutos, em 61472 dados com intervalo de 3,75 segundos.

A Figura 7.7 apresenta o resultado numérico e experimental obtido para o sensor localizado na posição P1. As barras verticais colocadas na curva experimental equivalem à incerteza da medida de temperatura do sensor CI, que é $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Observe que o programa de simulação numérica reproduz as variações de temperatura ao longo do tempo. Percebe-se que a temperatura é uma função periódica ao longo do tempo e que o programa consegue reproduzir esse período com boa precisão.

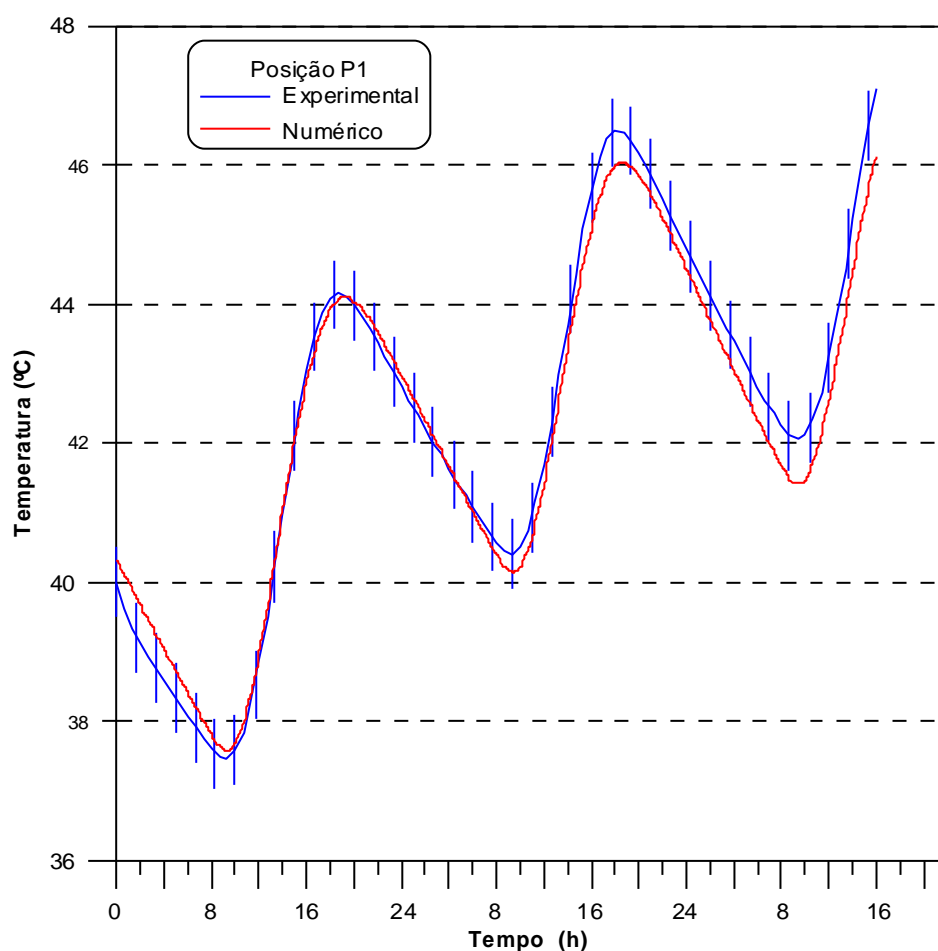


Figura 7.7- Comparação entre o resultado numérico e o experimental para o sensor da posição P1

A Figura 7.8 apresenta o resultado numérico e experimental obtido para o sensor localizado na posição P2. As barras verticais colocadas na curva experimental equivalem à incerteza da medida de temperatura do sensor CI, que é $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. O programa de simulação numérica reproduz as variações de temperatura ao longo do tempo, com um pequeno deslocamento da curva. É importante lembrar que existe uma dificuldade no estabelecimento do campo de temperatura inicial. Para obter esse campo, foi necessário dividir a malha em 7 regiões distintas. Para cada região foi colocado o valor da temperatura inicial usando a leitura do sensor CI pertencente a essa região. Desta forma, tem-se uma reprodução mais próxima do campo de temperatura inicial. Apesar de dividir a malha em diversas regiões é muito difícil ter certeza de que a divisão escolhida foi a mais adequada.

Os volumes finitos vizinhos a esse ponto, P2, apresentam uma divergência maior que o resultado experimental, razão pela qual não são apresentados.

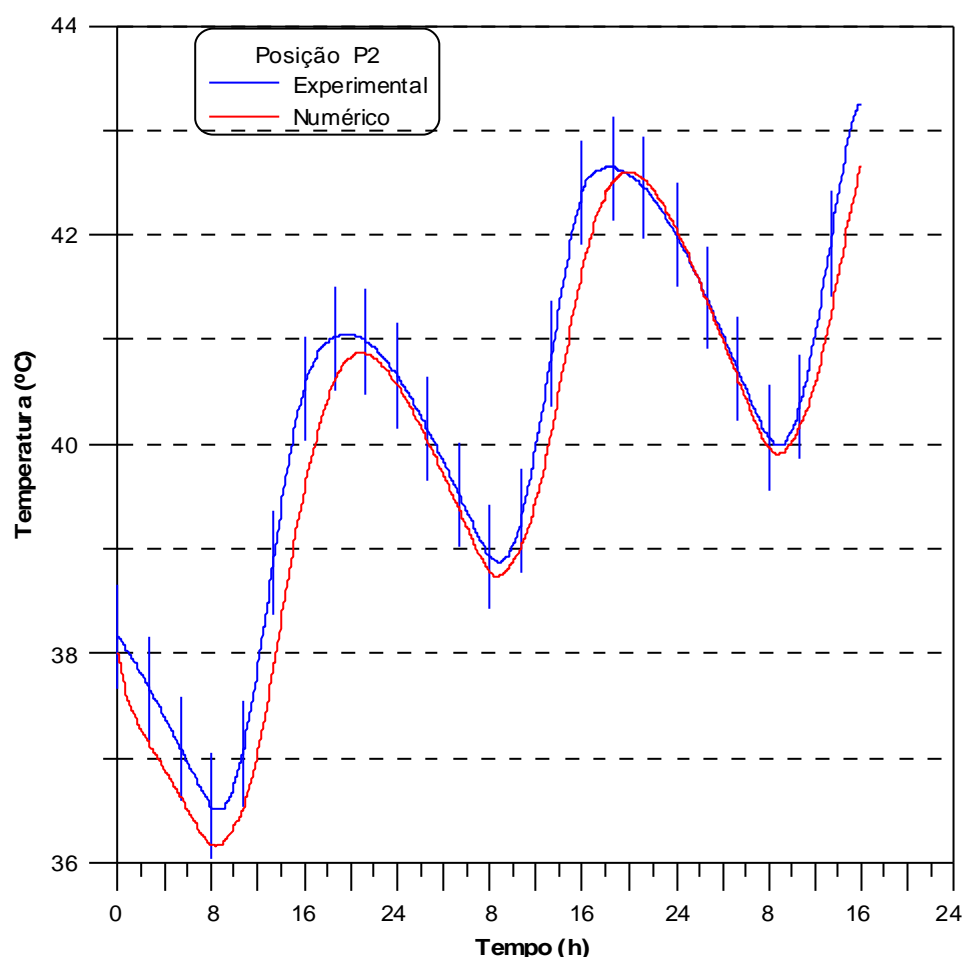


Figura 7.8- Comparação entre o resultado numérico e o experimental para o sensor da posição P2

A Figura 7.9 ilustra a comparação entre o resultado teórico e o experimental para o sensor que ocupa a posição P4. A simulação numérica reproduz bem o período ao longo do

tempo, mas apresenta uma pequena diferença de temperatura nos picos máximos. As barras verticais colocadas na curva experimental equivalem à incerteza da medida de temperatura do sensor CI, que é $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

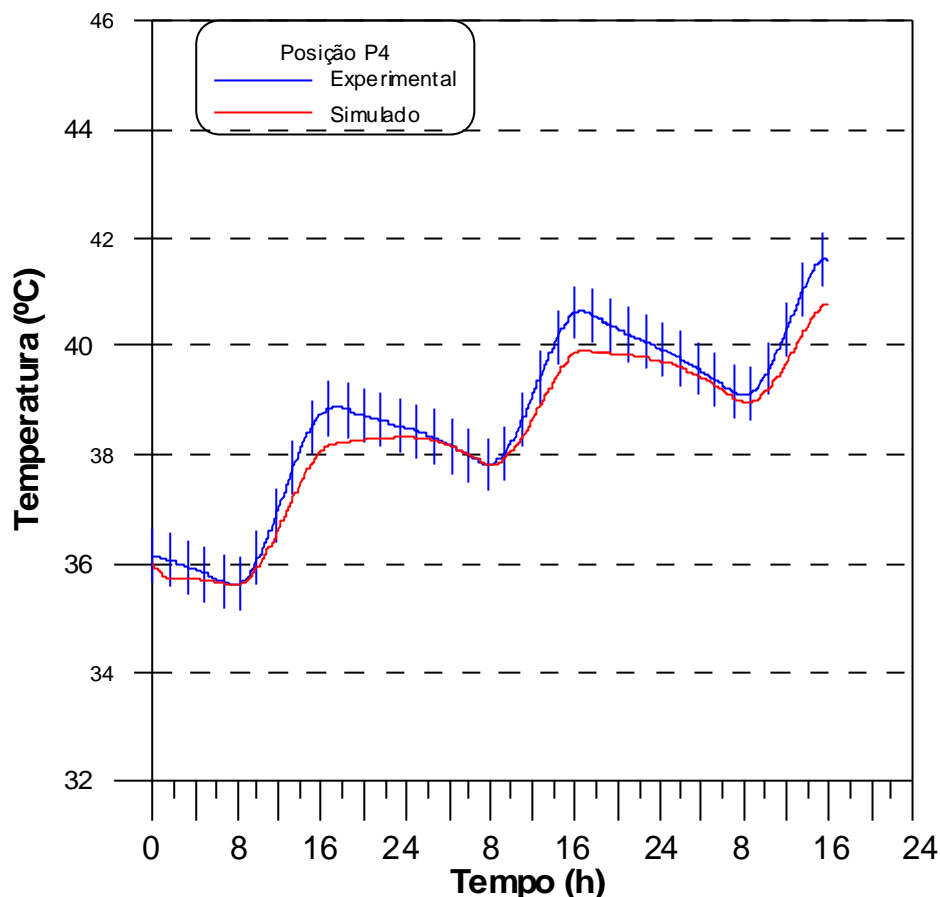


Figura 7.9 - Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P4

A Figura 7.10 ilustra a comparação entre o teórico e o experimental para o sensor que ocupa a posição P5. Observe que a simulação numérica reproduz a curva de variação de temperatura ao longo do tempo com boa aproximação. No primeiro dia as curvas apresentam uma pequena diferença, mas a medida que passa o tempo, ou seja, no segundo e terceiro dia as curvas se ajustam e são praticamente coincidentes. Isso significa que, com o passar dos dias, as condições iniciais são menos importantes.

A Figura 7.11 ilustra a comparação entre o resultado teórico e o experimental para o sensor que ocupa a posição P6. A simulação numérica reproduz a variação de temperatura ao longo do tempo com excelente aproximação. Observando este gráfico, nota-se que os picos de temperatura podem ser previstos pelo sistema numérico. O pico máximo ocorre próximo das 18 horas e o pico mínimo próximo das 9 horas.

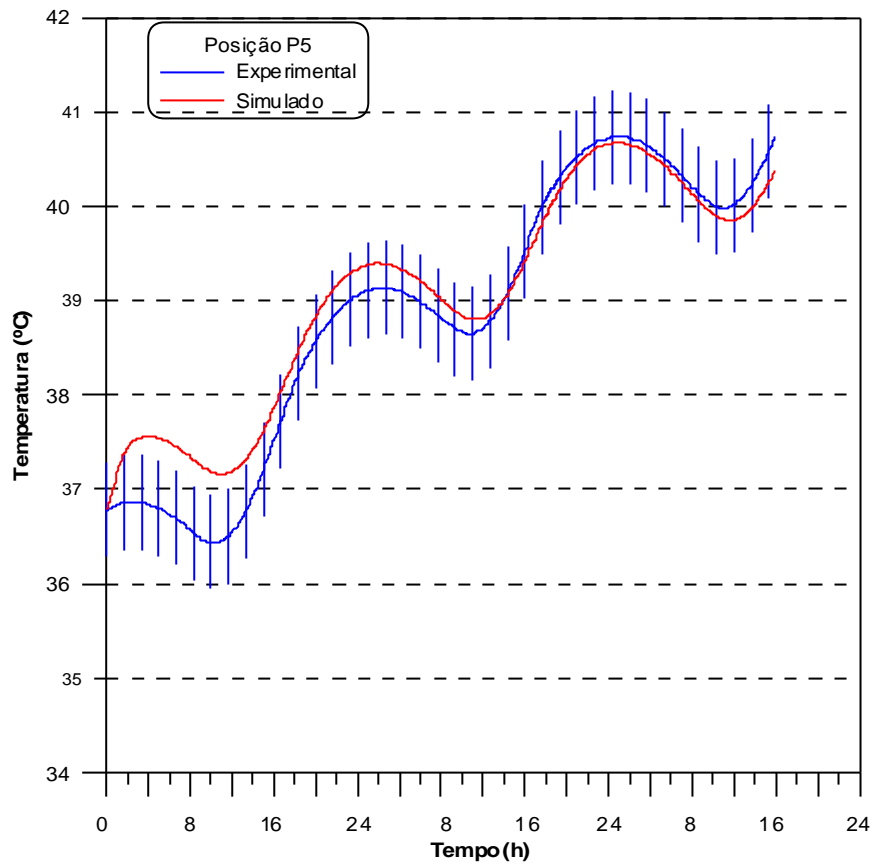


Figura 7.10 - Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P5

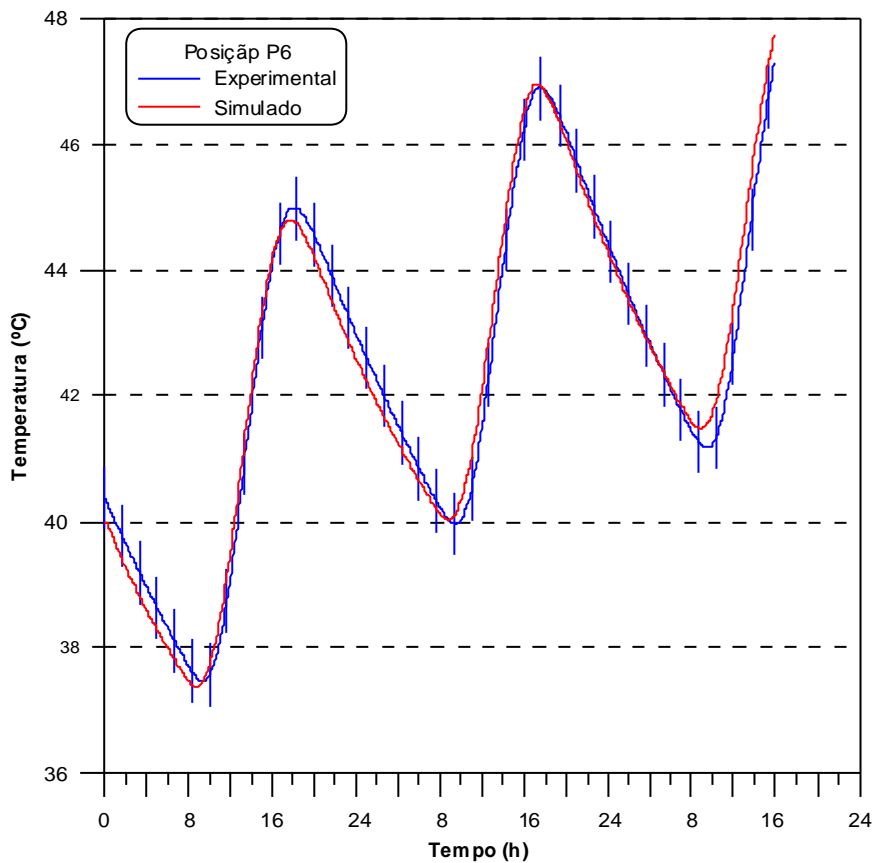


Figura 7.11 - Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P6

A Figura 7.12 ilustra a comparação entre o resultado teórico e o experimental para o sensor que ocupa a posição P7. Considerando as incertezas na medida de temperatura, a curva experimental engloba a curva obtida através do método numérico. Observe que o resultado numérico está levemente deslocado em relação ao experimental. A razão para esse fato acontecer já foi apresentada na discussão da Figura 7.8.

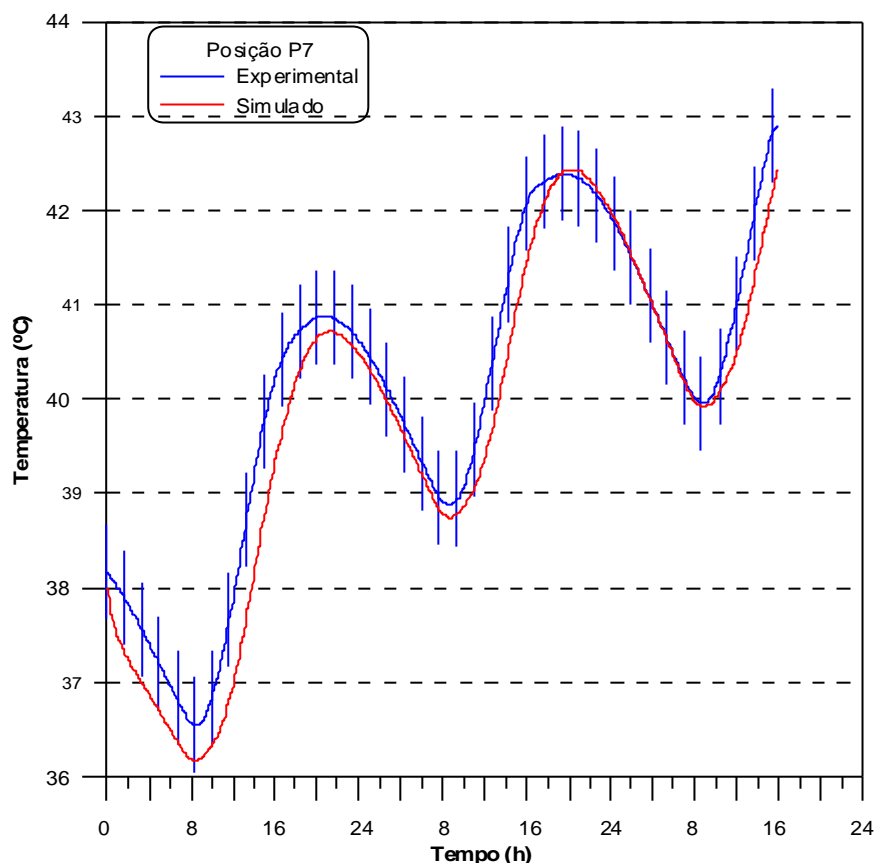


Figura 7.12 - Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P7

A Figura 7.13 ilustra a comparação entre o teórico e o experimental para o sensor que ocupa a posição P9. As barras verticais colocadas na curva experimental equivalem à incerteza do sensor CI, que é $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Observe que a simulação numérica reproduz a curva de variação de temperatura ao longo do tempo com boa aproximação. Existe uma pequena diferença entre os resultados numérico e experimental no terceiro pico, considerando a incerteza das medidas de temperatura dos sensores CI.

A Figura 7.14 ilustra a comparação entre o resultado teórico e experimental para o sensor que ocupa a posição P10. Considerando as incertezas das medidas de temperatura, há uma pequena discordância no segundo e terceiro pico inferior de temperatura.

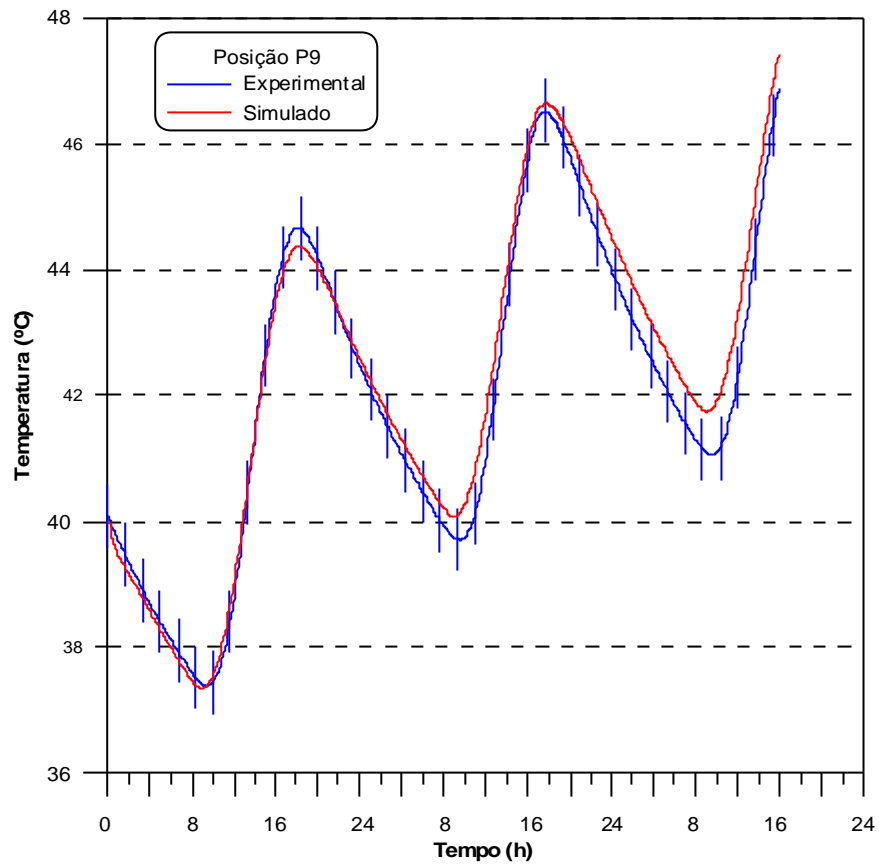


Figura 7.13 - Comparação entre resultados numérico e experimental para o sensor da posição P9

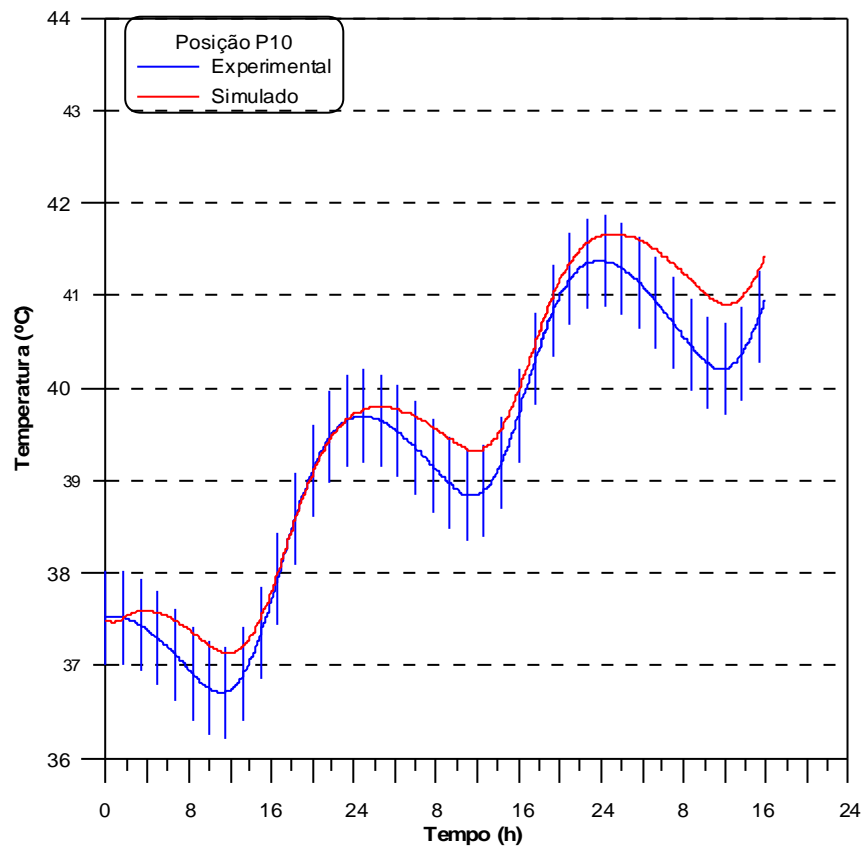


Figura 7.14 - Resultados numérico e experimental para o sensor da posição P10

7.3 Reprodução Numérica da Temperatura do Ar Fornecida pelo Coletor Solar

Para haver concordância entre a reprodução numérica e o comportamento térmico do coletor, o resultado numérico deve ser capaz de prever duas grandezas físicas: a vazão mássica entregue pelo coletor e a temperatura do ar fornecida pelo canal superior. Tendo em vista que a simulação numérica carrega os volumes finitos do conjunto 8, entrada do canal, com dados experimentais e realiza todas as trocas térmicas ao longo do canal, a temperatura do ar na saída do canal, na simulação numérica, deve estar em concordância com os dados experimentais, caso contrário invalidaria todo o sistema numérico.

A comparação numérica da temperatura do ar na saída do canal foi feita para os dias 27/02/2003 e 28/02/2003 usando a malha 3. O método de comparação é idêntico ao anterior. Foi observado numericamente que a vazão mássica do canal superior é cerca de duas vezes a vazão fornecida pelo canal vertical, essa informação numérica é usada para fazer uma média ponderada entre as duas temperaturas dos sensores “S4” e “S7”, ver Figura 6.6. A Figura 7.15 ilustra o resultado numérico e o resultado experimental - feito através da média ponderada das respostas dos sensores “S4” e “S7”. O programa consegue reproduzir o formato da curva experimental e difere um pouco nos picos de temperatura.

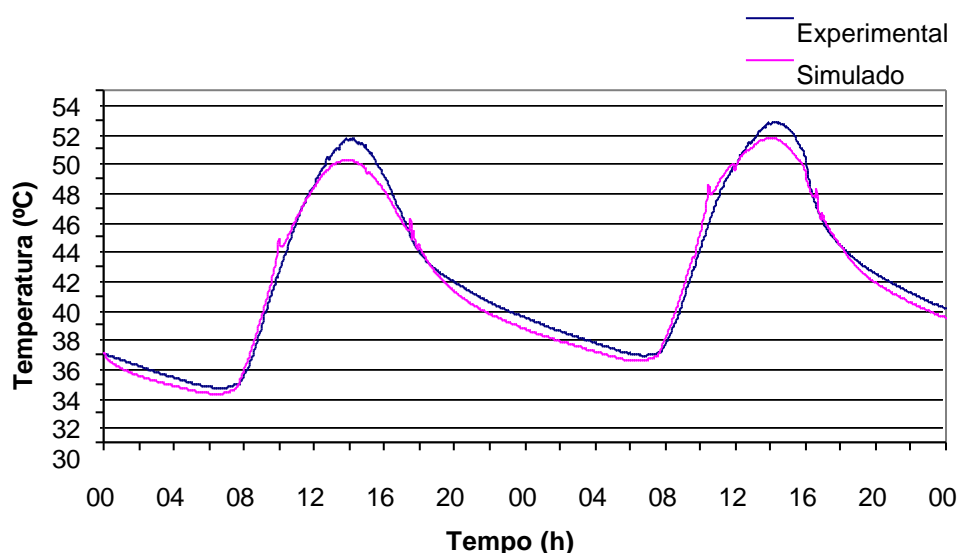


Figura 7.15 - Comparação entre o resultado numérico e o experimental para a média ponderada do “S4” e “S7”

A Figura 7.16 ilustra a curva de radiação externa, obtida dos dados experimentais, juntamente com a curva da vazão mássica da simulação numérica. Observe que a temperatura máxima do ar

atrasa em 3 horas do pico de irradiância solar externa, essa informação pode ser tratada numericamente.

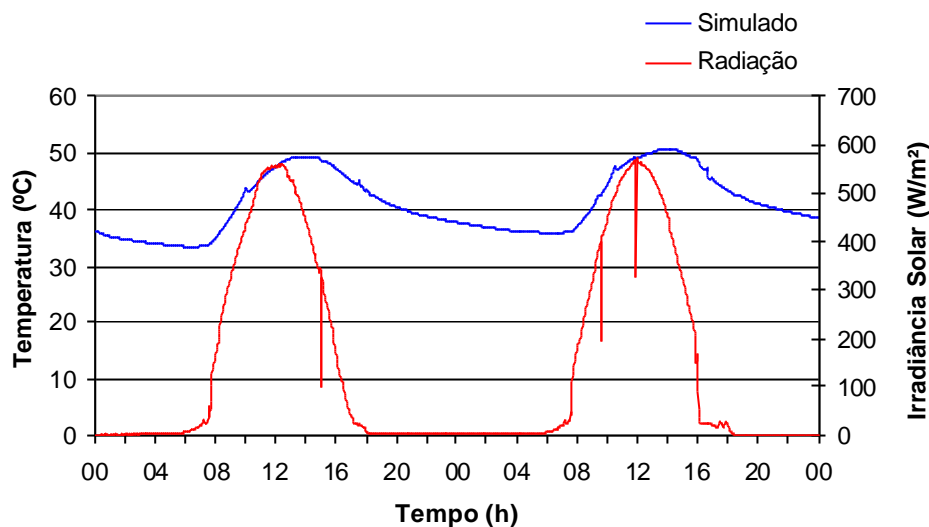


Figura 7.16 – Radiação externa medida e simulação da temperatura do ar do canal superior.

7.4 Resultados Numéricos da Vazão Mássica

Conforme descrito no capítulo 5, o modelo usado nessa simulação numérica é o proposto por Grimmer, 1978, que resolveu um sistema semelhante ao coletor em estudo. De acordo com esse modelo, a vazão mássica foi dividida em duas vazões a \dot{m}_H e \dot{m}_V . A vazão total é a soma das vazões individuais. As próximas curvas mostram os resultados obtidos para a vazão mássica e sua interpretação. Durante esse trabalho foram feitas várias tentativas para se obter um método que pudesse medir a vazão mássica, porém todas as tentativas foram malogradas. A dificuldade de medição da vazão mássica se justifica pela falta de equipamento adequado no laboratório, o único equipamento disponível é um anemômetro digital, cujo sensor é uma turbina incapaz de medir velocidades do vento menores que 0,5 m/s e que apresenta uma incerteza na leitura de 0,1 m/s. As medidas, obtidas numericamente, mostraram que a velocidade do ar no canal superior apresenta a mesma ordem de grandeza da incerteza do anemômetro, o que impossibilitou o seu uso.

A Figura 7.17 ilustra os resultados numéricos para as vazões mássicas e a irradiância solar nos dias 26 e 27 de fevereiro de 2003. Observe que a vazão \dot{m}_H , relativa ao canal sob a superfície coletora, apresenta valores superiores a vazão \dot{m}_V , relacionada ao canal posterior. A vazão \dot{m}_H apresenta seu pico em aproximadamente 0,012 kg/s e a vazão \dot{m}_V apresenta seu pico em aproximadamente 0,006 kg/s. Observe que enquanto a vazão \dot{m}_H é sempre positiva, a vazão

\dot{m}_V apresenta valores negativos durante o período diurno. Os valores negativos de \dot{m}_V indicam que houve uma inversão na direção de escoamento do ar no canal posterior, ou seja, durante um período do dia o ar desce ao longo do canal posterior.

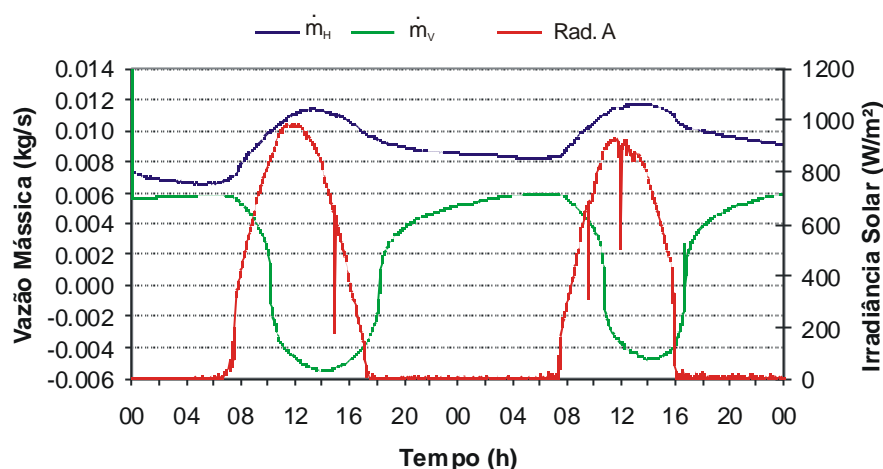


Figura 7.17 - Resultados numéricos para as vazões mássicas e medidas da irradiância Solar. Resultados obtidos para os dias 26 e 27 de fevereiro de 2003.

A Figura 7.18 ajuda a entender o fenômeno da inversão da vazão mássica \dot{m}_V . A figura mostra a temperatura média do ar no canal posterior e a temperatura média da parede vertical do canal posterior para os dias 26 e 27 de fevereiro de 2003. A temperatura média do ar no canal posterior foi obtida através da média das respostas dos sensores “S7” e “S3” e a temperatura média da parede vertical do canal posterior foi obtida através da média das respostas dos sensores localizados nas posições “P7” e “P4”. A temperatura média da parede vertical é uma estimativa, tendo em vista que os sensores “P7” e “P4” estão a cerca de 7,8 cm da parede do canal posterior e portanto não estão medindo o valor da temperatura da superfície da parede.

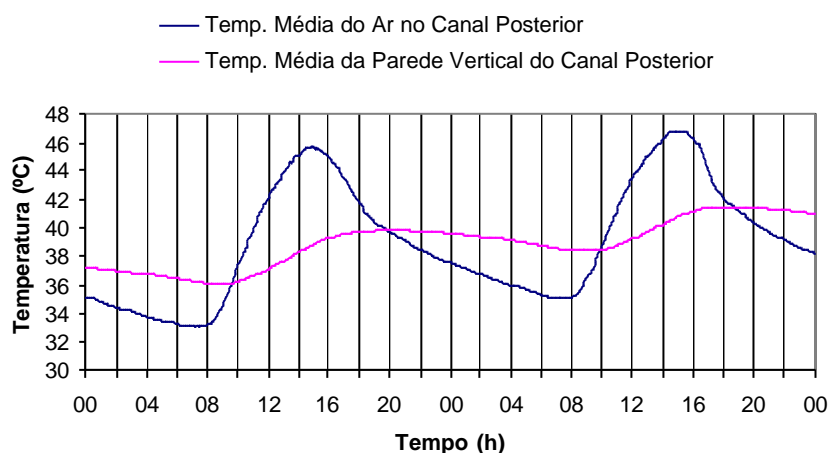


Figura 7.18 – Valores da Temperatura média do ar no canal posterior e temperatura média da parede vertical do canal posterior.

Observe que durante o período das 10 horas às 20 horas, aproximadamente, as temperaturas sofrem inversão, ou seja, a temperatura média do ar no canal posterior fica maior que a temperatura média da parede vertical desse canal. Isto indica que, durante esse período, o ar transfere calor para a parede, é esfriado e desce ao longo do canal. Depois das 20 horas, a parede volta a ter temperaturas maiores que o ar, desta forma ela entrega calor para o ar, que volta a adquirir movimento ascendente. No dia seguinte, o fenômeno se repete, como pode ser observado na Figura 7.18.

A Figura 7.19 mostra o resultado quando se somam as duas vazões mássicas. O pico da vazão fica em 0,014 kg/s nos dias em observação e possui um período que se repete ao longo do tempo.

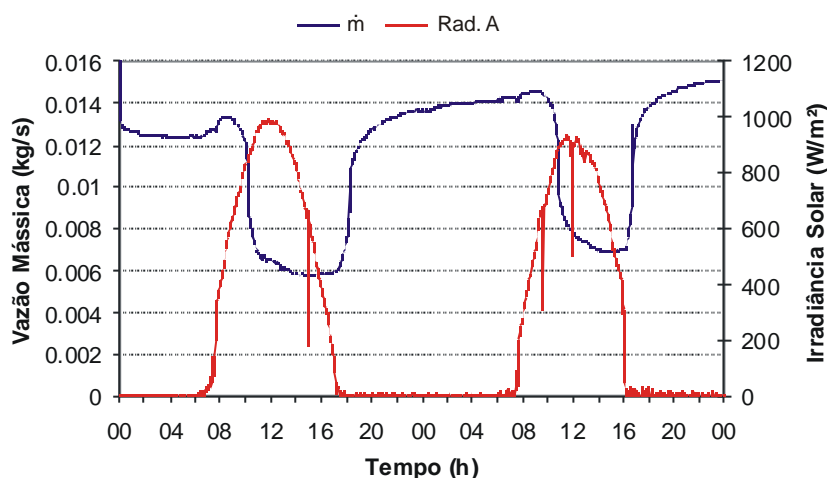


Figura 7.19 – A vazão total e o gráfico da irradiância solar

A Figura 7.20 mostra o resultado quando se transforma a vazão mássica (kg/s) em velocidade do ar (m/s), o pico da velocidade é de 0,16 m/s. Esse valor é tão pequeno que impossibilita o uso do anemômetro digital, conforme mencionado no início desse item.

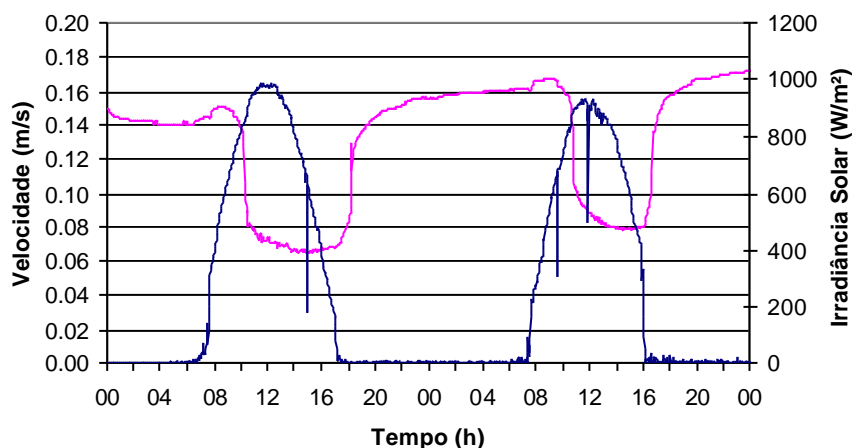


Figura 7.20 – Velocidade de escoamento do ar na entrada do calorímetro.

7.5 Resultados Numéricos da Potência do Coletor e de sua Eficiência Diária

A Figura 7.21 mostra o resultado numérico obtido no cálculo da potência do coletor solar para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004. Para obter esse resultado foi usada a equação 5.4 e dividido pela área correspondente da superfície coletora. Essa figura mostra que a potência do coletor solar cresce ao longo dos dias (depois de fechado o calorímetro) atingindo no último dia (dia 24 de julho) cerca de 55 W/m². A potência média diurna do coletor, nos dias em observação, foi de 40 W/m² e à noite a potência média foi de 10 W/m², essa potência noturna do coletor se deve à energia armazenada no concreto.

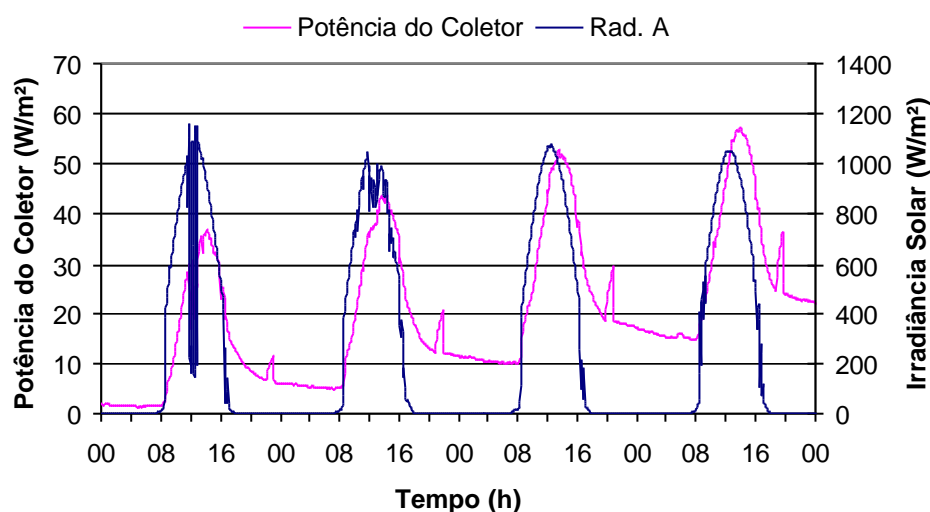


Figura 7.21 – Potência do coletor solar obtida numericamente e radiação solar

Sabendo que o coletor solar possui 26 m² de área de superfície coletora, pode-se estimar que durante as horas diurnas o coletor entregou cerca de 1040 W de ar aquecido para o interior do laboratório e a noite entregou em média 260 W de ar aquecido.

A Tabela 7.2 mostra a eficiência diária do coletor solar obtida através da equação 5.6 e o calor útil obtido através da equação 5.5 para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004. Detalhes dessa metodologia foram apresentados no capítulo 5. Observe que os resultados da eficiência diária, obtidos com a metodologia numérica, apresentam um pequeno decréscimo com a seqüência dos dias, ao contrário dos resultados obtidos (no capítulo 6) com a metodologia experimental, que o decréscimo é mais intenso. Na metodologia experimental, são calculadas as energias acumuladas (definidas como “calor útil”) em todos os elementos que participam do sistema, tais como: concreto, água, estrutura de aço e ar. No método numérico são

considerados, como medida de “calor útil”, o ganho de energia na massa do ar aquecido e a energia acumulada no concreto. A Tabela 7.3 mostra os resultados numéricos e experimentais para a eficiência diária.

Tabela 7.2 – Valores da radiação solar, do calor útil e da eficiência diária do coletor solar, para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2004

Data	Período	Radiação Solar (MJ)	Calor Útil (MJ)	Eficiência
21/07/04	00:00-24:00	66,6	20,6	31 %
22/07/04	00:00-24:00	68,1	15,6	23 %
23/07/04	00:00-24:00	72,9	15,3	21 %
24/07/04	00:00-24:00	71,9	12,1	17 %
21/07/04	12:00-12:00	68,0	21,4	31 %
22/07/04	12:00-12:00	69,0	15,6	23 %
23/07/04	12:00-12:00	72,6	13,8	19 %

Tabela 7.3 – Comparação da eficiência diária obtida através do método experimental e do método numérico para os mesmos dias.

Data	Eficiência - Experimental	Eficiência - Numérica
21/07/04	(31 ? 2) %	31 %
22/07/04	(20 ? 1) %	23 %
23/07/04	(16 ? 1) %	21 %
24/07/04	(12 ? 1) %	17 %
21/07/04	(31 ? 1) %	31 %
22/07/04	(18 ? 1) %	23 %
23/07/04	(15 ? 1) %	19 %

Observe que a tabela acima apresenta a incerteza na medida de eficiência no método experimental (detalhes foram apresentados no anexo III), mas não apresenta a incerteza na medida de eficiência no método numérico. A razão para ter sido feito a análise da incerteza no método numérico, reside no fato de que no cálculo numérico de eficiência é usada a vazão mássica entregue pelos canais do coletor solar e não foi possível medir experimentalmente essa vazão. Essa discussão foi apresentada em detalhes no item 7.4. Tendo em vista não ser possível comparar resultados experimentais de vazão com resultados numéricos, não foi possível determinar a incerteza nesta grandeza, resultando no desconhecimento da incerteza na medida de eficiência diária. Ao mesmo tempo, percebe-se que os valores de eficiência diária, apresentados

na Tabela 7.3, apresentam uma forte correlação no primeiro dia. Esta correlação da eficiência no primeiro dia é importante, tendo em vista que foi proposto, no capítulo 6, que as medidas de eficiência mais reais são as medidas tomadas no primeiro dia, após ter sido fechado o calorímetro. Neste sentido, pode-se afirmar que ambos os métodos (experimental e numérico) apresentam resultados semelhantes quando tomados no primeiro dia.

7.6 Deslocamento da Frente Térmica

Um dos fenômenos que pode ser avaliado através da simulação numérica é o deslocamento da frente térmica ao longo do concreto. Para observar esse fenômeno, foi usada a malha 3 e foram calculadas as temperaturas de diversos volumes finitos distantes 10 cm, a partir de um eixo horizontal da superfície coletora. A Figura 7.22 mostra os volumes finitos, ao longo do concreto, que serviram de referencia para a visualização do deslocamento da frente térmica. O primeiro volume finito da superfície coletora está distante 1,0 m da face oposta vertical.

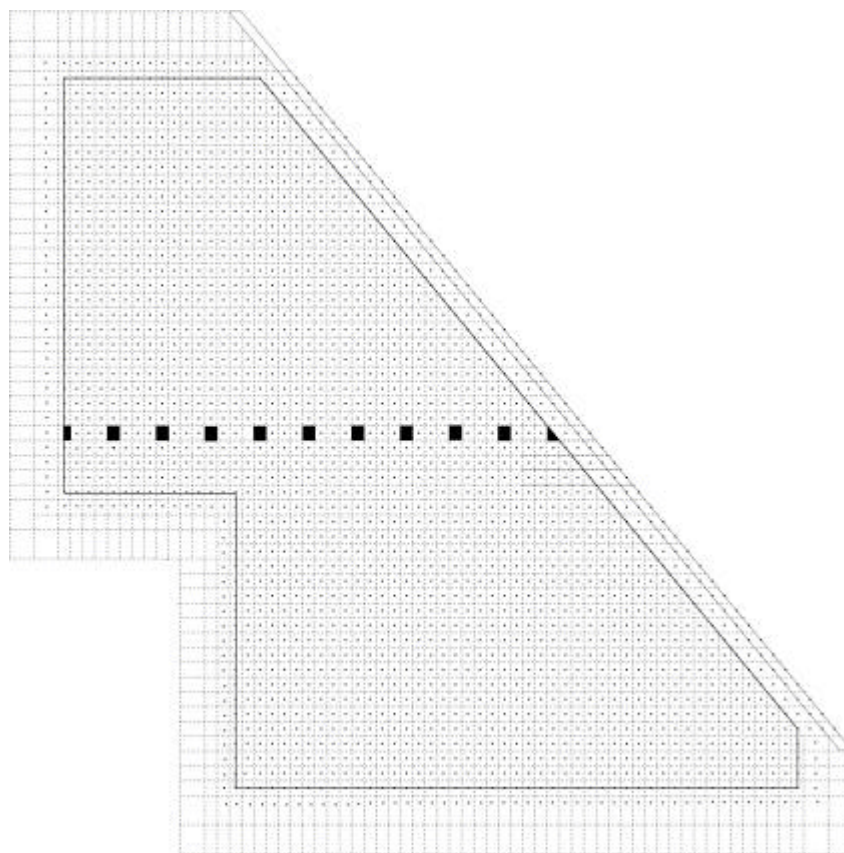


Figura 7.22 – Volumes finitos distanciados em 10 cm ao longo do eixo x.

A Figura 7.23 mostra o resultado da simulação numérica para o dia 21 de julho de 2004. A temperatura da superfície coletora atinge cerca de 50 °C às 14 horas e sua frente se desloca ao longo do concreto. À medida que se desloca a frente térmica, há uma intensa atenuação do pico de temperatura. Observe que as temperaturas do volume pertencente à superfície coletora variam ao longo do dia em cerca de 20 °C, enquanto que no volume pertencente a face oposta ($x = 0$ m) as temperaturas variam cerca de 2 °C.

O programa permite que sejam gerados arquivos com extensão “txt” e através desses, são produzidos vídeos com extensão “avi”, os quais permitem que sejam observadas as evoluções das frentes térmicas ao longo do tempo.

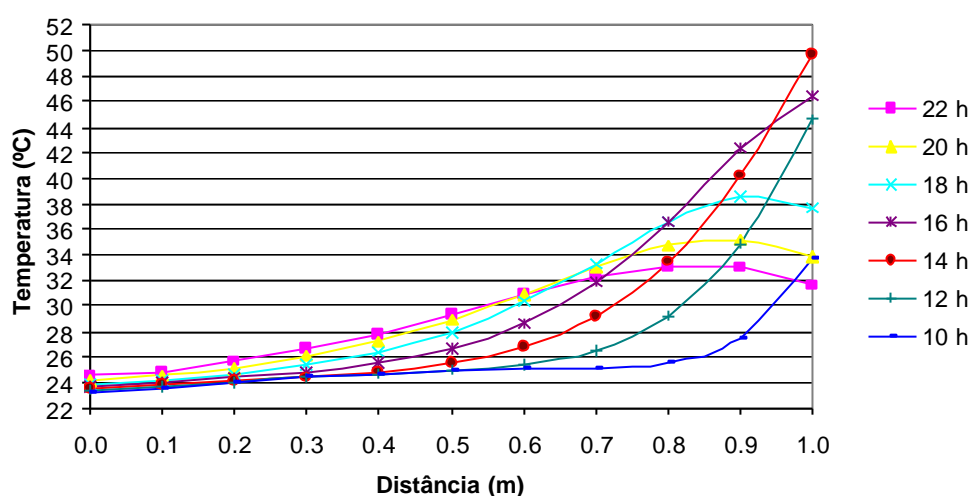


Figura 7.23 – Deslocamento da frente térmica ao longo do tempo

A Figura 7.24 foi retirada da Figura 7.23 e mostra apenas um instante de tempo correspondente às 18 horas do dia 21 de julho de 2004.

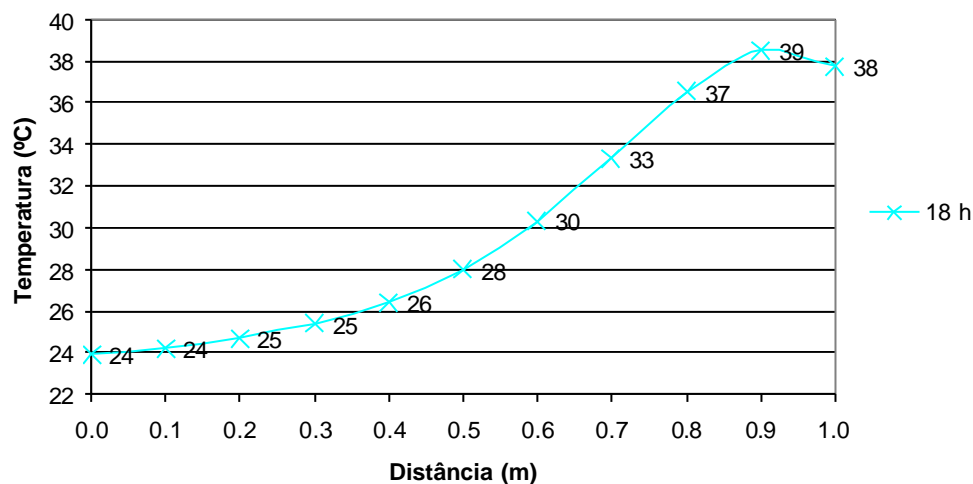


Figura 7.24 – Instante de tempo de uma frente de onda no interior do concreto

7.7 Campos de Temperatura do Coletor Solar

O campo de temperatura ao longo do tempo é uma das informações mais valiosas. Para visualizar o campo de temperatura, foi introduzida no programa uma rotina que gera arquivos com extensão “txt” que são lidos no Tecplot. Esses arquivos gerados contêm as coordenadas dos diversos pontos da malha, suas ligações para o programa fazer a interpolação e a temperatura a cada instante calculada, tudo isso em cada passo de tempo. Uma vez executado o programa, esses arquivos são lidos no Tecplot e as isothermas podem ser visualizadas, ou convertidas em um arquivo de animação com extensão “avi” que permite visualizar a evolução de suas linhas ao longo do tempo. Essa animação mostrou ser muito importante durante a própria construção do programa, pois permite que sejam visualizadas as soluções transientes no próprio instante que o programa está em construção.

A Figura 7.25 ilustra a malha 3 produzida pelo Tecplot para a visualização do coletor. Essa malha possui cerca de 1617 volumes finitos.

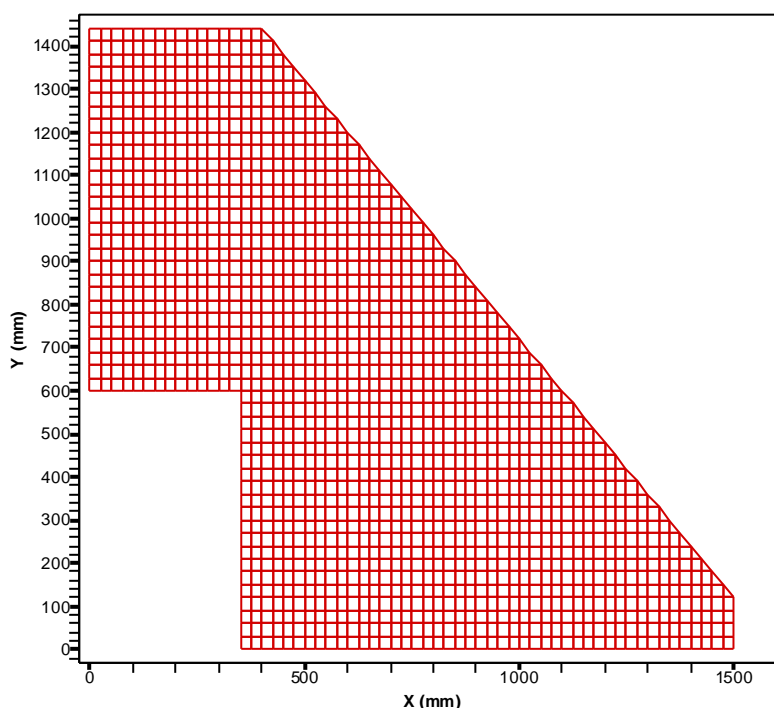


Figura 7.25 – Malha 3 produzida pelo Tecplot

A Figura 7.26 foi produzida para mostrar a solução numérica no interior do concreto, usando a malha 3. O campo de temperatura mostrado é o mesmo apresentado na forma gráfica unidimensional da Figura 7.24. Observe que a linha demarcada com as temperaturas, mostra os

mesmos valores dos rótulos da Figura 7.24, desta forma pode-se apresentar diversas formas de visualização da solução numérica.

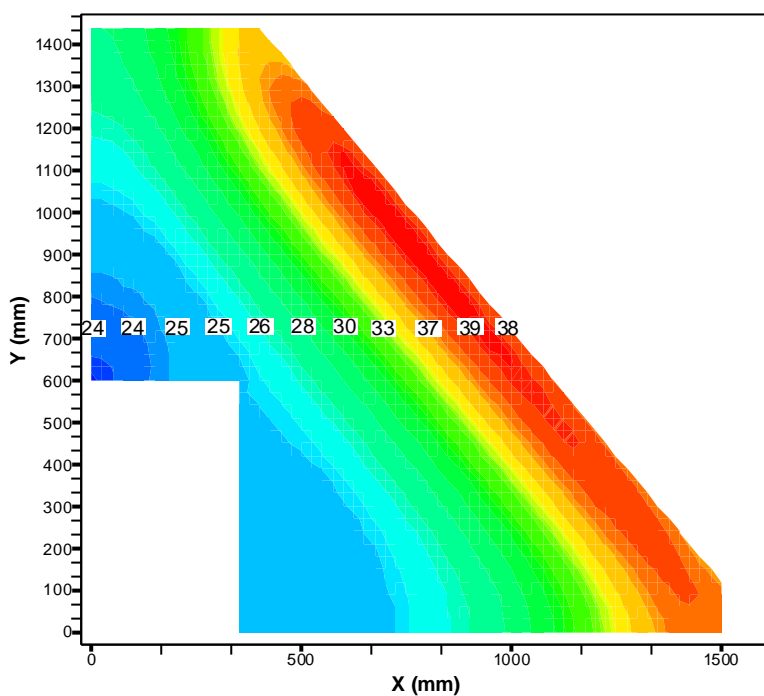


Figura 7.26 – Campo de temperatura às 18 horas do dia 21 de julho de 2004

A Figura 7.27 mostra as isotermas obtidas no dia 28/02/2003 às 15 horas.

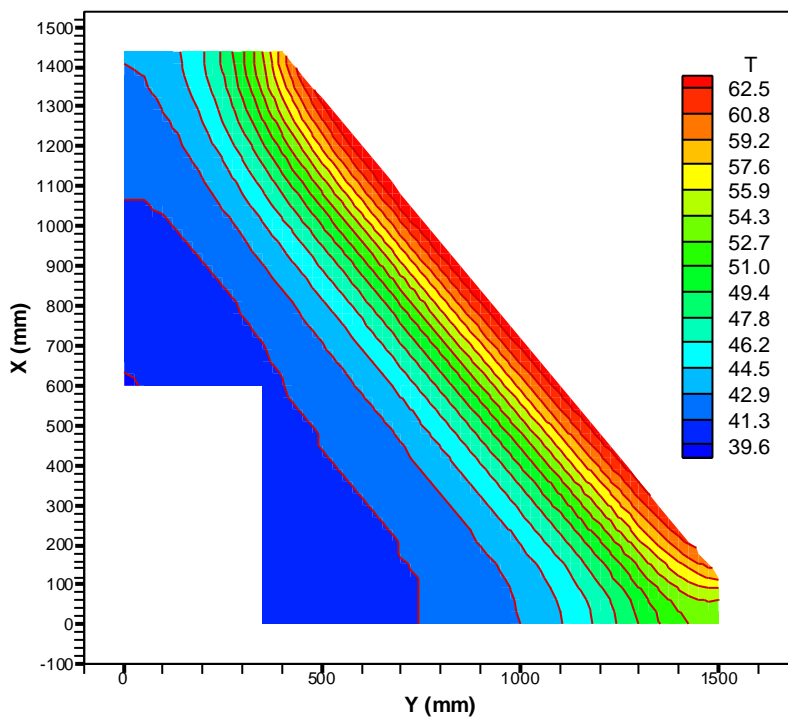


Figura 7.27– Isotermas obtidas através da simulação numérica às 15 horas do dia 28 de fevereiro de 2003

O programa informa todas as coordenadas do sistema, ou seja, as coordenadas do concreto e do canal. Desta maneira, o Tecplot pode gerar a malha completa do sistema de aquecimento solar. A Figura 7.28 ilustra a malha 2 completa, a massa acumuladora de energia e a malha do canal.

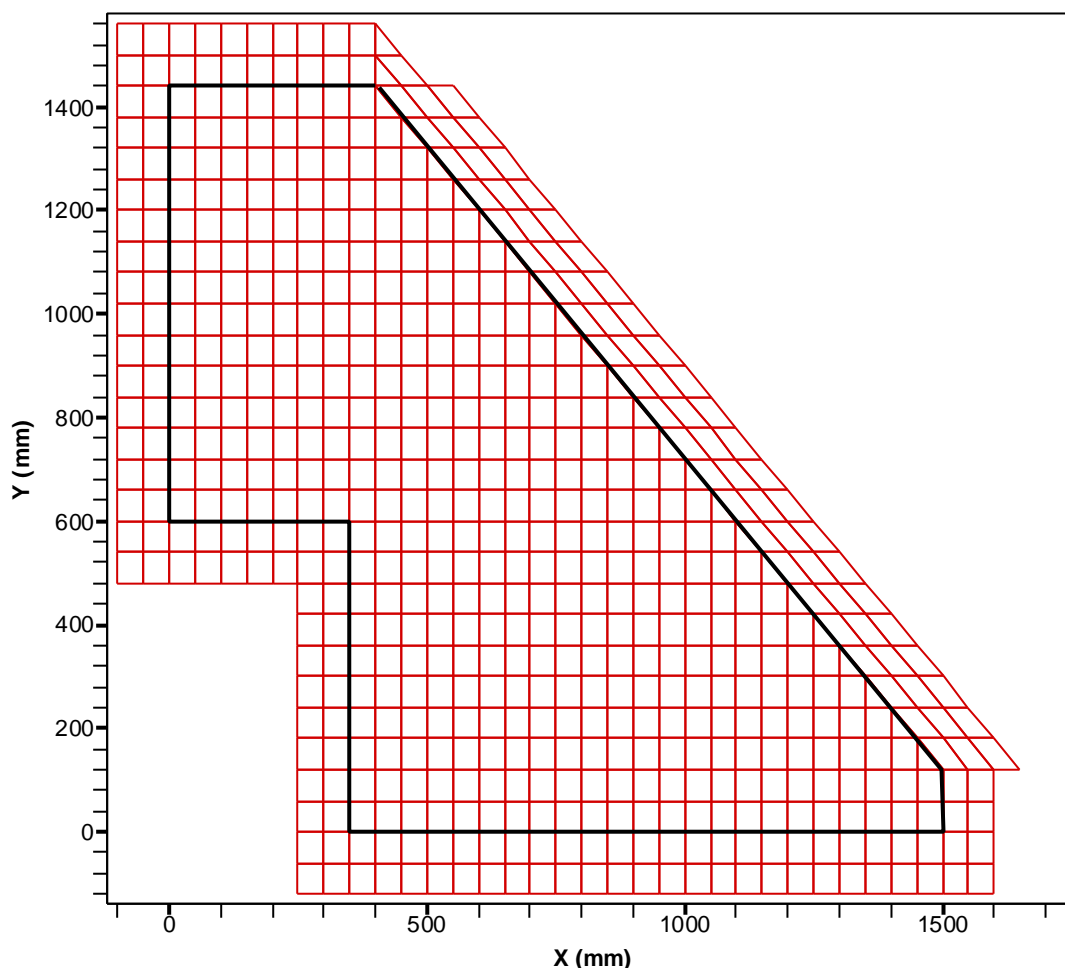


Figura 7.28 – Malha 2 produzida pelo Tecplot

A Figura 7.29 ilustra o efeito produzido quando o programa interpola temperaturas do concreto com as temperaturas do canal. Essa maneira de visualizar o campo de temperatura mostrou ser bastante rica, pois há uma dificuldade muito grande em entender uma seqüência extensa de números ao longo do tempo. As malhas produzidas pelo Tecplot permitiram a visualização dos campos de temperatura, ao longo do tempo, mostrando-se bastante úteis durante a confecção do programa. Essa Figura ilustra o campo de temperatura obtido para o dia 28 de fevereiro de 2003 às 20 horas. Observe que neste instante, a parede vertical do canal posterior está com temperatura mais elevada que o ar que escoar por esse canal, isto implica que a parede está entregando energia ao ar e este está escoando em movimento ascendente.

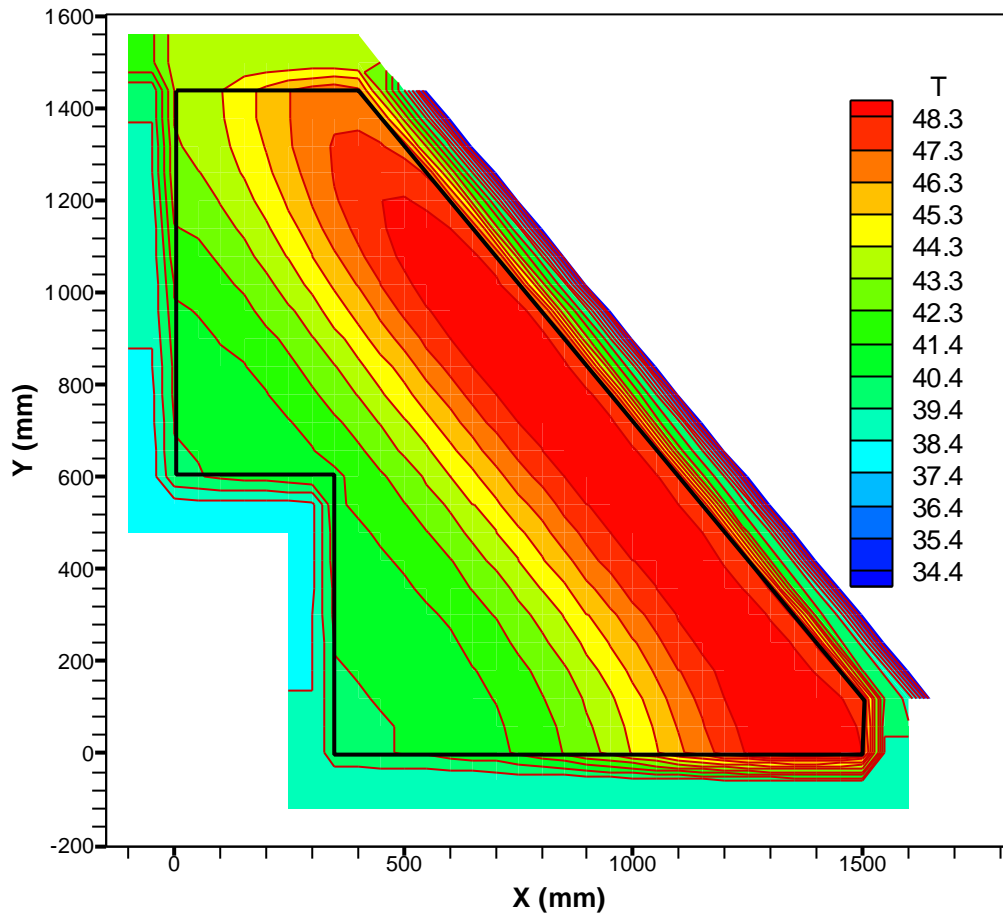


Figura 7.29 – Interpolação das temperaturas da massa térmica com as temperaturas do canal obtidas para o dia 28 de fevereiro de 2003 às 20 horas.

8.0 CONCLUSÕES

A presente Tese apresentou um estudo do comportamento térmico do coletor solar acumulador localizado no Laboratório de Energia Solar da UFRGS. Foi desenvolvido um programa de simulação numérica bidimensional usando a Técnica dos Volumes Finitos. O programa permitiu calcular os campos de temperatura e a vazão fornecida pelo coletor solar. Para medir a eficiência energética, foi proposta uma metodologia experimental, usando um calorímetro anexado ao coletor solar. Foram instalados sensores de temperatura e de radiação solar no coletor e no calorímetro, os quais foram monitorados por um sistema de aquisição de dados conectado a um computador. A eficiência energética do coletor foi medida para diversos dias ao longo do ano. Baseado na montagem experimental e na simulação numérica, as seguintes conclusões foram extraídas:

- ? Constatou-se que o sistema opera em regime transiente e que seus campos de temperatura não variam com a profundidade do coletor solar, ou seja, não existe gradiente significativo de temperatura ao longo do eixo da construção (leste-oeste);
- ? Ficou constatado que a Técnica de Volumes Finitos aplicadas à geometria do coletor solar estudado dá respostas satisfatórias;
- ? Através dos estudos da convergência espacial e temporal das malhas, constatou-se que a malha M3, com passo de tempo de 4 segundos, é a mais adequada para se trabalhar e apresenta resultados do campo de temperatura que diferem de menos de 0,1 °C da malha M4, com passo de 0,5 segundo;
- ? O desenvolvimento experimental permitiu avaliar o tempo de atraso no pico de temperatura do ar entregue ao ambiente em relação à temperatura externa, os gradientes de temperatura ao longo do concreto, a temperatura do ar ao longo dos canais e a energia térmica entregue pelo coletor solar no inverno;
- ? Ficou demonstrado que o uso do calorímetro para calcular a eficiência diária do coletor solar é adequado, tendo em vista que os resultados obtidos da eficiência diária, com o uso do calorímetro, estão de acordo com os resultados obtidos da eficiência diária com o modelo numérico, que não leva em consideração o calorímetro;
- ? Foi obtida a curva de eficiência diária do coletor solar no inverno, a qual permite calcular a energia térmica disponível no laboratório conhecendo as temperaturas médias diárias (do laboratório e do ambiente) e a radiação solar diária;

- ? Foi constatado, através de dados experimentais e numéricos, que o escoamento ao longo do canal inclinado (sobre a superfície coletora) é sempre ascendente, independente do período do dia;
- ? Foi constatado, através de dados experimentais e numéricos, que o escoamento ao longo do canal posterior apresenta uma inversão ao longo do dia, esse comportamento se repete periodicamente;
- ? Foi demonstrado que o modelo proposto por Grimmer, 1978, para determinar a vazão em dutos verticais dá respostas satisfatórias ao coletor solar inclinado do Laboratório da Energia Solar, tendo em vista que o campo de temperatura encontrado através deste modelo concorda com o campo de temperatura experimental.

Finalmente, o presente trabalho suscita a formulação de outras questões ligadas ao tema em estudo, entre as quais são citadas as seguintes:

- ? Sugere-se que seja feito um estudo da eficiência energética de todo o laboratório, desta forma poder-se-ia incluir o trabalho já realizado da eficiência do coletor solar;
- ? Seria interessante que, nos trabalhos futuros, fossem incluídos, ao estudo da eficiência diária, outros dispositivos passivos presentes no laboratório;
- ? Seria interessante fazer uma montagem experimental que seja possível medir a vazão nos diversos canais interiores do sistema e comparar os resultados obtidos com a solução numérica;
- ? Seria importante que no modelo numérico já desenvolvido fossem incluídas rotinas em que fosse tratada a eficiência diária do coletor considerando 1 e 2 coberturas;
- ? Sugere-se que seja estudado outros modelos matemáticos para determinar a vazão ao longo dos canais, distintos do Grimmer;
- ? Sugere-se que seja inserido no programa de simulação numérica rotinas que permitam testar outros materiais, distintos do concreto, e avaliar o resultado na eficiência energética.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Balcomb, D., et al, 1982. “**Performance Analysis of Passive Solar Heated Buildings of the Solar Load Ratio Method**”, LA-UR- 82-670, Los Alamos Scientific Laboratory, University of California.

Baruch, G., 1998. “**Climate Consideration in Building and Urban Design**”, New York , VN Reinhold.

Bhandari , M. S., Bansal, N. K., 1994. “Solar Heat Gain Factors and Heat Loss Coefficients for Passive Heating Concepts”, **Solar Energy**, Vol. 53, N^o 2, pp. 199-208.

Borchardt, I. G., 1982. “**Instrumentação: Guia de Aulas Práticas**”, Porto Alegre, RS, Editora da Universidade, UFRGS.

Bortoli, A. L., Vielmo, H. A. e Krenzinger, A., 1996. ‘**Simulação Numérica de um Coletor Solar Acumulador**’, VI ENCIT / VI LATCYM, Florianópolis, SC.

Brasil, Ministério da Indústria e do Comércio, 1978. ‘**Manual de Energia Solar**’. Brasília: MIC/STI, 54 p.

Chauliaguet, C., Baratçabal, P., Batellier, J. P., 1978. “**La Energia Solar en La Edificacion**”, Editores Técnicos Asociados, S. A., Barcelona, Espanha.

Cometta, E., 1978. “**Energia Solar – Utilização e Empregos Práticos**”, Hemus Livraria Editora Limitada, São Paulo, SP

Corbella, O. D., Vielmo, H. A. and Keppeler, R. O., 1981. ‘**Edifício Solar para el Laboratorio de Energia Solar de la UFRGS-Porto Alegre-Brasil**’, VII Reunion de Trabajo y Simposio Latino Americano sobre Aprovechamiento de la Energia Solar en la Arquitectura, Rosario, Argentina.

Corbella, O. D., Yannas, S., 2003. “**Em Busca de uma Arquitetura Sustentável para os Trópicos**”, Editora Revan, Rio de Janeiro,

Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. “**Solar Engineering of Thermal Processes**”, Wiley, New York, EUA.

Duffin, R. J., Knowles, G., 1985. “A Simple Design Method for the Trombe Wall”, **Solar Energy**, Vol. 34, N^o 1, pp. 69-72.

Fang, X. and LI, Y., 2000. “Numerical Simulation and Sensitivity Analysis of Lattice Passive Solar Heating Walls”, **Solar Energy**, Vol. 69, N^o 1, pp. 55-66.

Foucault, A., 1993. “**O Clima – História e Devir do Meio Ambiente**”, Instituto Piaget, Lisboa, Portugal.

Geller, H. S., 2003. “**Revolução Energética**”, Relume Dumará, Rio de Janeiro, Brasil.

Grimmer, D. P., 1978. “Theoretical Considerations in the Use of Small Passive-Solar Test-Boxes to Model The Thermal Performance of Passively Solar-Heated Building Designs”, **Solar Energy**, Vol. 22, N 4, pp. 343-350.

Grimmer, D. P., McFarland, R. D. and Balcomb, J. D., 1978. “Initial Experimental Tests on The Use Of Small Passive-Solar Test-Boxes to Model The Thermal Performance of Passively Solar-Heated Building Designs”, **Solar Energy**, Vol. 22, N 4, pp. 351-354.

Holman, J. P., 1971. “**Experimental Methods for Engineers**”, New York: McGraw-Hill, EUA.

Iqbal, M., 1983. “**An Introduction to Solar Radiation**”, Department of Mechanical Engineering, The University of British Columbia Vancouver, British Columbia, Canadá.

Jones, E. B., 1985. “**Mechanical Measurements**”, Ed. Butterworth & CO Ltda

Keppeler, R. O., 1978. “**Caracterização de Materiais para Cobertura em Coletores Solares**”, Dissertação apresentada ao PPGEMM da UFRGS, Porto Alegre, RS.

Kline, S. J., 1985. “**The Purposes of Uncertainty Analysis**”, Journal of Fluids Engineering, vol. 107/153, EUA.

Kreith, F., 1977. “**Princípios da Transmissão de Calor**”, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 3ª ed., SP

Lamberts, R., Dutra, L., Pereira, F. O. R., 1997. “**Eficiência Energética na Arquitetura**”, PW Editores, Ministério de Minas e Energia, São Paulo, SP.

Lourenço, I. J., 2000. “**Estudo de um Sistema de Aquecimento de Água Híbrido Gás-Solar**”, Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS.

Maliska, C. R., 1995. “**Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**”. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos, Brasil.

Moffat, R. J., 1988. “**Describing the Uncertainties in Experimental Results**”, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 1, pp. 3- 17

Mootz, F., Bezan, J., 1996. “**Numerical Study of a Ventilated Façade Panel**”, **Solar Energy**, Vol. 57, N^o 1, pp. 29-36.

Nayak, J. K., Bansal, N. K., Sodha, M. S. , 1983. “**Analysis of Passive Heating Concepts**”, **Solar Energy**, Vol. 30 N^o 1, pp. 51-69.

Ozisik, M. N., 1968. “**Boundary Value Problems of Heat Conduction**”, Dover Publications, INC, New York, EUA

Palz, W., 2002. “**Energia Solar e Fontes Alternativas**”, Hemus, São Paulo.

Papst, A. L., 1999. “**Uso de Inércia Térmica no Clima Subtropical Estudo de Caso em Florianópolis – SC**”, dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina, SC.

Patankar, S. V., 1980. “**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**”, New York: McGraw-Hill.

Peuportier, B., Michel, J., 1995. “Comparative Analysis of Active and Passive Solar Heating Systems With Transparent Insulation”, ”, *Solar Energy*, Vol. 54 N^o 1, pp. 13-18.

Preobrazhenski, V. P., 1980. “**Mediciones Termotécnicas y Aparatos para Efectuarlas**”, Editora Mir, Moscou

RADIASOL: <http://www.solar.ufrgs.br>

Raman, P., Mande, S., Kishore, V. V. N., 2001. “A Passive Solar System for Thermal Comfort Conditioning of Building in Composite Climates”, *Solar Energy*, Vol. 70 N^o 4, pp. 319-329.

Ražnjevic, K, 1976. ‘**Handbook of Thermodynamic Tables and Charts**’, Library of Congress Cataloging in Publication Data, pp. 24 – 66, Washington, EUA.

Rivero, R., 1985. ”**Arquitetura e Clima: Acondicionamento Térmico Natural**”, Editora da Universidade, UFRGS, Porto Alegre, RS.

Schiozer, D., 1996. ‘**Mecânica dos Fluidos**’, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ

Sparrow, E. M., Cess, R. D., 1978. “ **Radiation Heat Transfer**”, State University of New York at Stony Brook, Hemisphere Publishing Corporation, California, EUA

Vielmo, H. A., 1981. ‘**Modelo Matemático para Simular o Comportamento do Sistema Passivo do Laboratório de Energia Solar da UFRGS**’, Dissertação de Mestrado, PPGEMM, UFRGS, Porto Alegre, RS.

Zanesco, I., 1991. “**Análise e Construção de um Piranômetro Fotovoltaico**”, Dissertação, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

Béghein, C., Haghghat, F., Allard F., 1991. “Numerical Study of Double-Diffusive Natural Convection in a Square Cavity”, **International Journal of Heat Mass Transfer.**, Vol. 35, pp. 833-846.

Bejan, A., 1995. “**Convection Heat Transfer**”, 2^a Edição, John Wiley 7 Sons, Inc. New York, EUA.

Bejan, A., 1996. “**Transferência de Calor**”, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, SP.

Benedict, R. P., 1984. “**Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements**”, 3^a Edition, John Wiley & Sons, New York.

Braaten, M. E., Patankar, S. V., 1985. “Analysis of Laminar Mixed Convection in Shrouded Arrays of Heated Rectangular Blocks”, **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 28, N 9, pp. 1699-1709, University of Minnesota, Minneapolis, EUA

Chan, Y. L., Tien, C. L., 1985. “A Numerical Study of Two-Dimensional Natural Convection in Square Open Cavities”, **International Journal of Numerical Heat Transfer**, vol. 8, pp. 65-80.

Cheng, K. C., Lin, R.C., 1976. “Fully Developed Laminar Flow in Curved Rectangular Channels”, **Journal of Fluids Engineering**, pp. 41-48 Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, Canada.

Corbella, O. D., 1978. “**Pesquisa em Energia Solar na Universidade Federal do Rio Grande do Sul- UFRGS e Perspectivas para o Rio Grande do Sul**”, Ciclos de Debates Energia Solar- Alternativas para o Desenvolvimento, Comissão de Obras Publicas da Assembléia Legislativa do Estado do Rio Grande do Sul, RS.

Costa, E. C., 1982. “Arquitetura Ecológica”, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, SP.

Eckert, E. R. G., Shadid, J. N., 1989. "Viscous Heating of a Cylinder With Finite Length by a High Viscosity Fluid in Steady Longitudinal Flow Newtonian Fluids". **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 32, pp. 321-334.

Gil, A. C., 1996. "Como Elaborar Projetos de Pesquisa", Editora Atlas S.A. São Paulo, SP.

Gonsalves, E. P., 2003. "**Iniciação à Pesquisa Científica**", Editora Alínea, Campinas, SP.

Hong, S. W., Bergles, A. E., 1975. "Laminar Flow Heat Transfer in the Entrance Region of Semi-Circular Tubes with Uniform Heat Flux.", **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 19, pp. 123-124, Iowa State University, Ames, EUA

Incropera, F. P., Dewitt, D., 1998. "**Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**". Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos, RJ

Maliska, C. R., 1990. "On the Physical Significance of Some Dimensionless Numbers Used in Heat Transfer and Fluid Flow", Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC

Onishi, J., Soeda, H. and Mizuno, M., 2001. "Numerical Study on a Low Energy Architecture Based Upon Distributed Heat Storage System", **Renewable Energy**, Vol. 22, pp. 61-66.

Peuportier, B., Michel, J., 1995. "Comparative Analysis of Active and Passive Solar Heating Systems With Transparent Insulation", **Solar Energy**, Vol. 54, N 1, pp. 13-18.

Raman, P., Mande, S., Kishore, V. V. N., 2000. "A Passive Solar System for Thermal Comfort Conditioning of Buildings in Composite Climates". **Solar Energy**, Vol. 70, N 4, pp. 319-329.

Shames, I. H., 1973. “Mecânica dos Fluidos”, Vol. 1, Editora Edgard Blucher Ltda, 4ª Edição, São Paulo, SP

Tsui, Y.Y., Shu S. J., 1998. “Effects of Buoyancy and Orientation on the Flow in a Duct Preceded with a Double-Step Expansion”. **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 41, pp. 2687-2695.

Zalewski, L., Chantant, M., Lassue, S. and DUTHOIT B.,1996. “Experimental Thermal Study of a Solar Wall of Composite Type”, **Energy and Buildings**, Vol. 25, pp. 7-18

Zrikem, Z., Bilgen, E., 1989. “Annual Correlations for Thermal Design of the Composite Wall Solar Collectors in Cold Climates”, **Solar Energy**, Vol. 42 N^o 6, pp. 427-432.

PUBLICAÇÕES GERADAS POR ESTE TRABALHO

Figueira, D. S., Krenzinger, A., Vielmo, H. A., 2003. **“Daily Performance Evaluation of a Trombe-Michel Wall.”**, 17^o International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2003, São Paulo, SP

Figueira, D. S., Krenzinger, A., Vielmo, H. A., 2003. **“Análise Experimental do Funcionamento de um Muro de Aquecimento Solar”**, Fórum de Energia e Eletrisol, Novo Hamburgo, RS.

Figueira D. S., Krenzinger A., Vielmo, H. A., 2004. **“Análise Experimental de Um Coletor Solar Para Aquecimento de Ar”** XII CONGRESO IBÉRICO Y VII IBEROAMERICANO DE ENERGIA SOLAR, Vigo –Espanha, 14-18 Setembro.

Figueira D. S., Krenzinger A., Vielmo, H. A., 2004. **“Análise Experimental e Numérica do Comportamento Térmico de um Coletor Solar Armazenador”**, 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2004, Rio de Janeiro, Brazil

ANEXO I

Conforme citado no capítulo 5 (página 81), este anexo apresenta as constantes usadas no programa de simulação numérica. Essas foram retiradas do trabalho de Vielmo, 1981.

O mecanismo de troca de calor que ocorre nos canais do coletor solar acumulador pode ser chamado “convecção natural em canais abertos”. Em virtude da indisponibilidade de fórmulas para a avaliação dos coeficientes médios de troca de calor por este mecanismo, foram utilizadas, de forma aproximada, fórmulas para convecção natural em sistemas que apresentam alguma semelhança com o sistema em questão.

A tabela A1 apresenta os valores dos coeficientes médios de troca de calor por convecção usados no programa de simulação numérica.

Tabela A1 – Coeficientes médios de troca de calor por convecção

Coeficientes de Convecção	(W/m ² °C)
h_{HS}	1,3
h_{CC}	2,6
h_{HI}	1,2
h_{VI}	3,2
h_{IA}	2,8
h_{IC}	1,8
h_{ICA}	12,8

As constantes térmicas do concreto utilizadas neste trabalho foram:

$$\alpha = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$k = 2,535 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

ANEXO II

Conforme citado no capítulo 5 (pág. 88), este anexo mostra o erro ao se fazer a seguinte aproximação:

$$\frac{1}{2}(T_2^2 - T_1^2) \cdot (T_2 - T_1) \approx 4T_1^2 \frac{T_2 - T_1}{2} \quad \text{A2.1}$$

Supondo, por exemplo, $T_1 = 323 \text{ K}$ e $T_2 = 293 \text{ K}$ e substituindo na eq. (1), para $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ tem-se:

$$6,642385042 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \approx 6,626667800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

O que significa um erro $\approx 0,24 \%$

Como é improvável que se tenha diferenças de temperatura maiores do que a do exemplo acima, no modo de operação estudado neste trabalho, a aproximação é perfeitamente aceitável, considerando-se a precisão pretendida com o modelo matemático empregado.

Pode-se fazer uma demonstração mais genérica, supondo diferenças pequenas entre T_1 e T_2 :

$$T_2 - T_1 = \Delta T \quad \text{A2.2}$$

Substituindo a eq. (2) no lado esquerdo da eq. (1), obtém-se:

$$(T_1^2 - T_1^2 + 2T_1 \cdot \Delta T + \Delta T^2)(T_1 + T_1 + \Delta T) \approx 4T_1^3 + 6T_1^2 \cdot \Delta T + 4T_1 \cdot \Delta T^2 + \Delta T^3 \quad \text{A2.3}$$

e substituindo a eq. (2) no lado direito da eq. (1), obtém-se:

$$\frac{1}{2}(T_1 + T_1 + \Delta T)^3 \approx 4T_1^3 + 6T_1^2 \cdot \Delta T + 3T_1 \cdot \Delta T^2 + \frac{1}{2} \Delta T^3 \quad \text{A2.4}$$

A expressão (3) será igual a expressão (4), se e somente se:

$$T_1 \approx T^2 \approx \frac{1}{2} \approx T^3 \approx 0 \quad \text{A2.5}$$

O que se verifica se ΔT for suficientemente pequeno. O erro máximo cometido ao desprezar-se o termo em ΔT^2 e os de ordem superior é dado pelo termo em ΔT^2 , sendo o erro percentual aproximadamente igual a:

$$\frac{T_1 \Delta T^2}{(T_1^2 \approx T_2^2)(T_1 \approx T_2)} \quad \text{A2.6}$$

No caso do exemplo, citado acima, tem-se:

$$\frac{323 \times 30^2}{(323^2 \approx 293^2)(323 \approx 293)} \approx 0,00248$$

ou seja, tem-se um erro $< 0,25 \%$.

ANEXO III

Este anexo mostra como foram calculadas as incertezas relativas a energia útil fornecida pelo coletor solar e a propagação desta incerteza na eficiência diária do coletor.

Para calcular a energia útil fornecida pelo coletor solar foi utilizada a seguinte expressão:

$$Q_a(n) = Q_1(n) + Q_2(n) + Q_3(n) + Q_4(n) + Q_T(n) \quad \text{A3.1}$$

onde $Q_a(n)$ corresponde à energia útil total fornecida pelo coletor solar, que equivale ao total de energia térmica acumulada nos diversos elementos do coletor solar mais a energia transferida para o interior do laboratório em um determinado intervalo de tempo. Os termos $Q_1(n)$, $Q_2(n)$, $Q_3(n)$ e $Q_4(n)$ correspondem as energias térmicas acumuladas nos elementos constituintes do sistema, ou seja, a energia acumulada na estrutura de aço, no ar, no concreto e na água, respectivamente. O termo $Q_T(n)$ corresponde ao calor transferido do calorímetro ao interior do laboratório. A equação A3.1 pode ser reescrita de forma mais detalhada:

$$Q_a(n) = m_1 c_{p1} T_1 + m_2 c_{p2} T_2 + m_3 c_{p3} T_3 + m_4 c_{p4} T_4 + P_T(n) \cdot t \quad \text{A3.2}$$

Os termos m_1, m_2, m_3 e m_4 correspondem as massas dos elementos constituintes do sistema e os termos c_{p1}, c_{p2}, c_{p3} e c_{p4} correspondem aos seus calores específicos, respectivamente. O termo $P_T(n)$ corresponde a potência térmica transferida do calorímetro ao interior do laboratório. A propagação nas incertezas de cada termo da equação acima e de sua somatória foi determinada através do método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985). Assumindo que a distribuição das incertezas associadas a cada medida seja gaussiana, a expressão geral pode ser calculada da seguinte forma:

$$\Delta Q_a(n) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_a(n)}{\partial Q_1(n)} \Delta Q_1(n)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a(n)}{\partial Q_2(n)} \Delta Q_2(n)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a(n)}{\partial Q_3(n)} \Delta Q_3(n)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a(n)}{\partial Q_4(n)} \Delta Q_4(n)\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a(n)}{\partial Q_T(n)} \Delta Q_T(n)\right)^2} \quad \text{A3.3}$$

onde $\Delta Q_a(n)$ corresponde a incerteza na medida da energia total acumulada, para um intervalo de tempo. Os termos $\Delta Q_1(n)$, $\Delta Q_2(n)$, $\Delta Q_3(n)$, $\Delta Q_4(n)$ e $\Delta Q_T(n)$ correspondem as incertezas nas energias acumuladas nos diversos elementos do coletor solar.

Resolvendo a primeira derivada parcial dos termos da equação A3.3, que são todos iguais a 1, a equação geral das incertezas fica:

$$\Delta Q_a(n) = \sqrt{\Delta Q_1(n)^2 + \Delta Q_2(n)^2 + \Delta Q_3(n)^2 + \Delta Q_4(n)^2 + \Delta Q_T(n)^2} \quad A3.4$$

Sabendo que os termos Q_i (onde $i = 1, 2, 3$ e 4) são funções de variáveis independentes m, c, T , as incertezas associadas a cada um destes termos podem ser calculadas das seguintes formas:

$$\Delta Q_1(n) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_1(n)}{\partial m}\right)^2 \Delta m^2 + \left(\frac{\partial Q_1(n)}{\partial c_P}\right)^2 \Delta c_P^2 + \left(\frac{\partial Q_1(n)}{\partial T}\right)^2 \Delta T^2}^{1/2}$$

$$\Delta Q_2(n) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_2(n)}{\partial m}\right)^2 \Delta m^2 + \left(\frac{\partial Q_2(n)}{\partial c_P}\right)^2 \Delta c_P^2 + \left(\frac{\partial Q_2(n)}{\partial T}\right)^2 \Delta T^2}^{1/2}$$

$$\Delta Q_3(n) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_3(n)}{\partial m}\right)^2 \Delta m^2 + \left(\frac{\partial Q_3(n)}{\partial c_P}\right)^2 \Delta c_P^2 + \left(\frac{\partial Q_3(n)}{\partial T}\right)^2 \Delta T^2}^{1/2}$$

$$\Delta Q_4(n) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_4(n)}{\partial m}\right)^2 \Delta m^2 + \left(\frac{\partial Q_4(n)}{\partial c_P}\right)^2 \Delta c_P^2 + \left(\frac{\partial Q_4(n)}{\partial T}\right)^2 \Delta T^2}^{1/2}$$

Resolvendo as derivadas parciais das equações acima, obtém-se:

$$\Delta Q_1(n) = \sqrt{\Delta c_{p1}^2 T_1 \Delta m_1^2 + m_1 \Delta T_1 \Delta c_{p1}^2 + m_1 c_{p1} \Delta T_1^2}^{1/2} \quad A3.5$$

$$\Delta Q_2(n) = \sqrt{\Delta c_{p2}^2 T_2 \Delta m_2^2 + m_2 \Delta T_2 \Delta c_{p2}^2 + m_2 c_{p2} \Delta T_2^2}^{1/2} \quad A3.6$$

$$\Delta Q_3(n) = \sqrt{\Delta c_{p3}^2 T_3 \Delta m_3^2 + m_3 \Delta T_3 \Delta c_{p3}^2 + m_3 c_{p3} \Delta T_3^2}^{1/2} \quad A3.7$$

$$\Delta Q_4(n) = \sqrt{\Delta c_{p4}^2 T_4 \Delta m_4^2 + m_4 \Delta T_4 \Delta c_{p4}^2 + m_4 c_{p4} \Delta T_4^2}^{1/2} \quad A3.8$$

Onde $\Delta m_1, \Delta m_2, \Delta m_3$ e Δm_4 correspondem as incertezas nas massas dos elementos do sistema e $\Delta c_{p1}, \Delta c_{p2}, \Delta c_{p3}$ e Δc_{p4} correspondem as incertezas nos calores específicos. Para resolver a

equação A3.4 falta determinar a incerteza do termo $Q_T(n)$. A incerteza do termo $Q_T(n)$ foi assumida como a incerteza em $P_T(n)$, pois praticamente não há incerteza em Δt (intervalo de tempo). O termo $P_T(n)$ foi apresentado detalhadamente no capítulo 4, a sua equação genérica pode ser escrita da seguinte forma:

$$P_T = \frac{T_C - T_{lab}}{R_1 + R_2 + R_3} \frac{\Delta T}{R_T} \quad \text{A3.9}$$

onde T_C equivale a temperatura média no interior do calorímetro, T_{lab} equivale a temperatura média no interior do laboratório. Os termos R_1 , R_2 e R_3 equivalem às resistências térmicas do calorímetro. R_T equivale a resistência térmica total do circuito, conforme apresentado no capítulo 4.

A incerteza do termo $P_T(n)$ pode ser calculada da seguinte forma:

$$\Delta P_T(n) = \left(\left(\frac{\Delta P_T(n)}{\Delta T} \right)^2 \Delta T^2 + \left(\frac{\Delta P_T(n)}{\Delta R_T} \right)^2 \Delta R_T^2 \right)^{1/2} \quad \text{A3.10}$$

Onde ΔT equivale a incerteza no intervalo de temperatura e ΔR_T equivale a incerteza global da somatória das resistências térmicas. As derivadas interiores da equação A3.10 podem ser calculadas das seguintes formas:

$$\frac{\Delta P_T(n)}{\Delta T} = \frac{1}{R_T}$$

$$\frac{\Delta P_T(n)}{\Delta R_T} = \frac{\Delta T}{R_T^2}$$

Substituindo os termos acima na equação A3.10, obtém-se:

$$\Delta P_T(n) = \left(\left(\frac{1}{R_T} \right)^2 \Delta T^2 + \left(\frac{\Delta T}{R_T^2} \right)^2 \Delta R_T^2 \right)^{1/2} \quad \text{A3.11}$$

Para resolver a equação A3.11 é necessário determinar a incerteza global da somatória das resistências térmicas, ΔR_T . Essa incerteza pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta R_T = \sqrt{(\Delta R_1)^2 + (\Delta R_2)^2 + (\Delta R_3)^2} \quad \text{A3.12}$$

onde ΔR_1 , ΔR_2 e ΔR_3 equivalem as incertezas nas respectivas resistências térmicas. Isto significa que para obter a incerteza global das resistências térmicas é necessário conhecer as incertezas de cada uma delas. Sabendo que ΔR_1 e ΔR_3 são ambas resistências convectivas e que ΔR_2 é uma resistência difusiva, essas incertezas podem ser calculadas das seguintes formas:

$$\Delta R_1 = \Delta R_3 = \sqrt{\left(\frac{\Delta R_1}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_1}{A}\right)^2}^{1/2}$$

$$\Delta R_2 = \sqrt{\left(\frac{\Delta R_2}{d}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_2}{k}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_2}{A}\right)^2}^{1/2}$$

Resolvendo as derivadas parciais, obtém-se:

$$\Delta R_1 = \Delta R_3 = \sqrt{\left(\frac{\Delta R_1}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_1}{A}\right)^2}^{1/2}$$

$$\Delta R_2 = \sqrt{\left(\frac{\Delta R_2}{d}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_2}{k}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R_2}{A}\right)^2}^{1/2}$$

Calculando as incertezas individuais das resistências térmicas, pode-se calcular o efeito global sobre a resistência térmica total, equação A3.12. A Tabela A3.1 mostra os valores médios usados no cálculo da incerteza global.

Tabela A3.1 – Valores médios usados no cálculo da incerteza de $Q_T(n)$

$A (m^2)$	$k (W/m K)$	Intervalo de Temperatura (K)	$h (W/m^2 K)$	$d (m)$
7,7300 ± 0,0001	0,035 ± 0,001	10	2,2 ± 0,2	0,050 ± 0,001

Na Tabela A3.1, considera-se que os coeficientes de trocas de calor por convecção são iguais a h . A área total de troca de calor é A , d é a espessura do poliestireno expandido e k é condutividade térmica do poliestireno.

Usando os valores da tabela acima é possível resolver a equação A3.12:

$$R_T = 0,005 \pm 0,006 \pm 0,005 \pm 0,01 \text{ K/W}$$

O resultado na incerteza da potência térmica que o calorímetro transfere para o interior do laboratório, P_T , pode ser calculado através da equação A3.11:

$$P_T(n) = \frac{0,5}{0,3} \pm \frac{10}{0,3^2} \cdot 0,01 \pm 2 \text{ W}$$

e a potência diária média transferida é:

$$P_T = \frac{T_C - T_{lab}}{R1 + R2 + R3} \pm \frac{T}{R_T} \pm \frac{10}{0,3} \pm 33 \text{ W}$$

O resultado da incerteza na potencia transferida é 6 % sobre o valor total diário, isso implica que:

$$Q_T = 2243600 \pm 0,173 \text{ MJ}$$

$$Q_T = 33243600 \pm 2,851 \text{ MJ}$$

No cálculo da eficiência diária foi levada em consideração a variação de temperatura em um intervalo de 12 horas para cada um dos elementos. Esta solução foi adotada porque as medidas são feitas com intervalo de 2 minutos e, neste tempo, a variação de temperatura é menor que a incerteza do sensor de temperatura (0,5 °C), levando a um resultado incongruente.

A eficiência foi determinada através da seguinte expressão:

$$\frac{\partial Q_a}{\partial S} \quad \text{A3.13}$$

onde Q_a foi calculado através da expressão A3.1 e S é a energia solar incidente no coletor ao longo de 1 dia. A propagação nas incertezas de cada termo da equação acima e de sua divisão foi determinada através do método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985), pela seguinte expressão:

$$\frac{\partial Q_a}{\partial S} = \left(\frac{\partial Q_a}{\partial Q_u} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial S} \right)^2 \quad \text{A3.14}$$

Resolvendo as derivadas parciais da equação A3.14, obtém-se:

$$\frac{\partial Q_a}{\partial S} = \frac{1}{S} \left(\frac{\partial Q_a}{\partial Q_u} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial S} \right)^2 \quad \text{A3.15}$$

Através da equação A3.15 foi determinada a incerteza na eficiência diária do sistema.

A Tabela A3.2 mostram os diversos elementos usados no cálculo da eficiência diária, as incertezas médias, os calores específicos, as massas e as variações de temperaturas típicas. Essas variações de temperatura médias foram obtidas através de vários dias em observação.

Tabela A3.2 – Valores médios usados no cálculo das incertezas de Q_a

Elementos (símbolos)	massa (kg)	c_p (J/kg.K)	ΔT (°C)
Água (Q_4)	2,000	4186	10,0
Incertezas (ΔQ_4)	0,001	1	0,5
Concreto (Q_3)	329,3	880	4,0
Incertezas (ΔQ_3)	0,5	1	0,5
Ar (Q_2)	3,748	1006	14,0
Incertezas (ΔQ_2)	0,002	1	0,5
Aço (Q_1)	9,900	460	10
Incertezas (ΔQ_1)	0,001	1	0,3

A massa que foi considerada para a água, corresponde a uma unidade de garrafa do interior do calorímetro, pois os sensores medem a temperatura média do conteúdo de uma garrafa. A massa que foi considerada para o concreto equivale a uma fração de 1/15 da massa do concreto de 1 m de profundidade, o significado desta fração deve-se ao fato de que existem 15 sensores de temperatura no interior do concreto. A massa do ar equivale ao total da massa de ar disponível no interior do calorímetro e a massa do aço equivale a massa de uma estante.

Usando a Tabela A3.2 e a A3.1 foi possível obter as incertezas nas medidas das energias acumuladas, nos diversos elementos, o resultado obtido está na Tabela A3.3.

Tabela A3.3 – Valores das incertezas médias obtidas para cada elemento do sistema.

incertezas médias	
água	3,0 %
Concreto	7,5 %
ar	2,0 %
Aço	1,6 %
Cedida	6,0 %

ANEXO IV

Conforme citado no capítulo 6 (página 120), pode-se estimar a ordem de grandeza da energia transferida do calorímetro para o interior do laboratório, ao longo de um dia, usando a informação obtida na figura 6.16, para os dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.

Sabe-se que potência térmica transferida do interior do calorímetro para o laboratório pode ser aproximada pela seguinte expressão:

$$P_T = \frac{T_1 - T_{lab}}{\frac{1}{R_1} + \frac{d}{kA} + R_3} \quad \text{A4.1}$$

onde:

$$R_1 = R_3 = \frac{1}{hA} \quad \text{e} \quad R_2 = \frac{d}{kA}$$

Considera-se que os coeficientes de trocas de calor por convecção, externo e interno ao calorímetro, são iguais a h . A área total de troca de calor é A e d é a espessura do calorímetro. A diferença de temperatura, do numerador da equação A4.1, é estimada usando o gráfico da figura 6.16, onde se percebe que essas diferenças são de aproximadamente de 10°C . Para calcular a equação A4.1 foram usados os valores da tabela A4.1. O cálculo detalhado das incertezas, usadas neste anexo, pode ser consultado no anexo III.

Tabela A4.1 valores usados para calcular a energia trocada com o interior do laboratório juntamente com suas incertezas.

$A \text{ (m}^2\text{)}$	$k \text{ (W/m K)}$	$h \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$	$d \text{ (m)}$
$7,7300 \pm 0,0001$	$0,035 \pm 0,001$	$2,2 \pm 0,2$	$0,050 \pm 0,001$

Usando os valores da tabela A4.1 e a diferença de temperatura estimada, a equação A4.1 fica:

$$P_T = \frac{10}{\frac{1}{2,2 \cdot 7,74} + \frac{0,05}{0,035 \cdot 7,74}} \quad (33 \pm 2) \text{ W}$$

A propagação nas incertezas de cada termo da equação A4.1 foi determinada através do método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985).

Para 1 dia, tomado como padrão, a energia transferida ao interior do laboratório será:

$$Q_T(n) = P_T \cdot t = 33243600 \cdot 2243600 = (2,851 \pm 0,173) \text{ MJ} \quad \text{A4.2}$$

Resultado similar a esse já foi obtido, conforme pode ser constatado na tabela 6.1. Observe que a incerteza na medida da quantidade de energia transferida diária é de 6 %, valor relativamente grande mas justificável, tendo em vista que há muitas aproximações neste cálculo.

ANEXO V

Este anexo mostra os resultados experimentais obtidos para a eficiência diária durante 3 dias de verão e compara esses resultados com os numéricos, para os mesmos dias. Esses resultados serão apresentados com o objetivo de mostrar que a simulação numérica consegue dar respostas coincidentes com os experimentais, independente da época do ano e mostra a possibilidade real do coletor trabalhar como um ventilador, ou seja, liberando a massa de ar aquecido pela chaminé e permitindo que o ar da face sul do prédio seja introduzido no interior do prédio, já que nessa época do ano não há necessidade que o ar seja aquecido.

1. Resultados Experimentais

A Figura A5.1 mostra o efeito da energia térmica acumulada e da irradiância solar para os dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003. Observe que a energia acumulada cresce ao longo dos dias e que possui um pequeno decréscimo nos períodos noturnos. O primeiro pico de energia acumulada corresponde à cerca de 18 MJ, o segundo a 28 MJ e o terceiro a 35 MJ. Observe que o ganho da energia térmica, nos elementos constituintes do sistema, do dia 26 para o dia 27 foi de 10 MJ e que o ganho de energia do dia 27 para o dia 28 foi de 7 MJ. Tendo em vista que a radiação solar não teve uma grande variação, nos 3 dias em observação, esta redução do acréscimo da energia térmica acumulada, ao longo dos dias, deve-se ao aumento das perdas térmicas. Lembre-se que no cálculo da energia acumulada o efeito do dia anterior é sempre zerado.

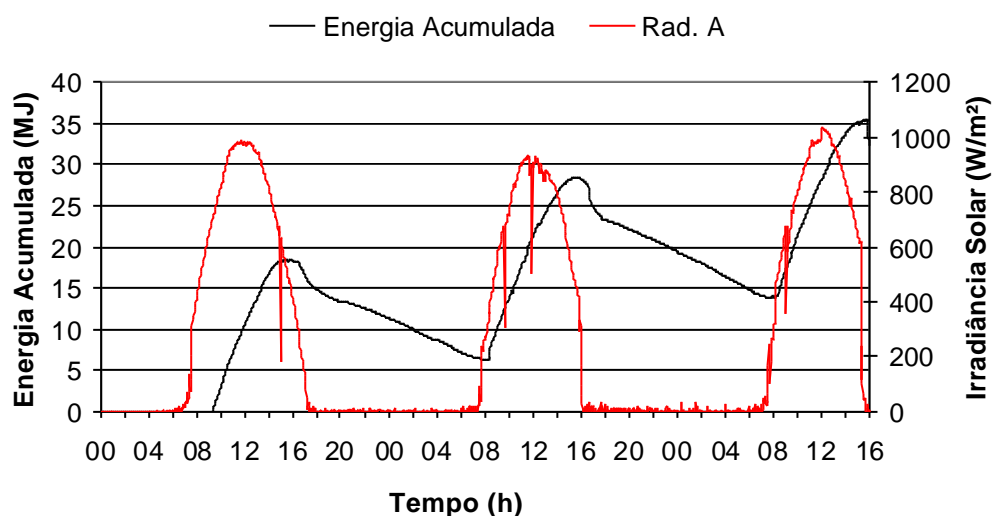


Figura A5.1 - Irradiância solar e energia acumulada nos elementos do coletor. Medidas feitas nos dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.

A Figura A5.2 foi obtida a partir da equação 4.7. Essa figura mostra a potência térmica que o calorímetro transfere para o interior do laboratório e sua temperatura ao longo do tempo. A potência máxima transferida para o interior do laboratório atinge cerca de 54 W, durante o período diurno e cerca de 25 W, durante o período noturno.

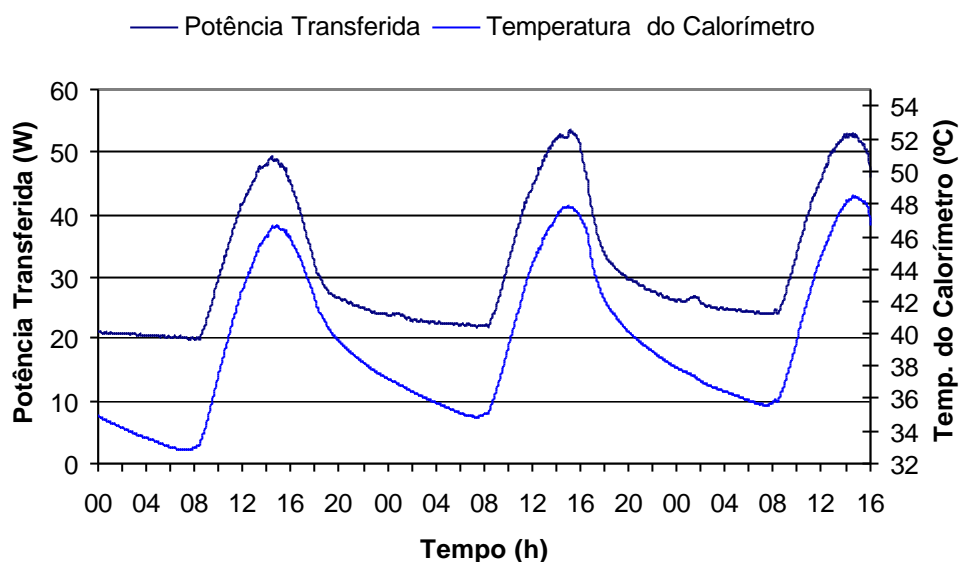


Figura A5.2 - Potência térmica transferida do calorímetro ao interior do laboratório e temperatura do calorímetro. Medidas feitas nos dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.

A Tabela A5.1 discrimina a energia acumulada, nos diversos elementos do calorímetro. Foram considerados dois períodos distintos de 24 horas para o cálculo da eficiência diária, um começa no instante 00:00 e outro, no instante 12:00. As incertezas apresentadas nesta tabela estão descritas no anexo III.

Tabela A5.1- Valores encontrados para a energia acumulada nos diversos elementos e a energia útil total.

Data	Período	Água (MJ)	Aço (MJ)	Concreto (MJ)	Ar (MJ)	Cedida (MJ)	Energia Útil Total (MJ)
26/02/03	00:00 – 24:00	0,589 ? 0,018	0,011	9,734 ? 0,730	0,008	2,541 ? 0,152	12,883 ? 0,746
27/02/03	00:00 – 24:00	0,143 ? 0,004	0,003	6,266 ? 0,470	0,002	2,775 ? 0,166	9,189 ? 0,498
26/02/03	12:00 – 12:00	0,426 ? 0,013	0,007	9,079 ? 0,681	0,006	2,641 ? 0,158	12,159 ? 0,699
27/02/03	12:00 – 12:00	0,156 ? 0,005	0,003	5,070 ? 0,380	0,002	2,880 ? 0,173	8,111 ? 0,417

Percebe-se que a energia transferida, identificada como “Cedida” na tabela A5.1, do calorímetro para o interior do laboratório é inferior somente à energia acumulada no concreto.

Usando os resultados encontrados para a energia útil total, da Tabela A5.1 e seus valores correspondentes da radiação solar, foi calculada a eficiência diária do sistema. A Tabela A5.2 mostra a eficiência diária juntamente com sua incerteza. A incerteza na eficiência foi calculada usando o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985). Para a obtenção da incerteza da radiação solar diária incidente no plano do coletor solar foi usada a incerteza global dos piranômetros fotovoltaicos, conforme descrito no capítulo 4, item 4.9.

Tabela A5.2- Incertezas médias diárias obtidas para os diversos elementos do sistema, usando o método de Kleine e McClintock (Kleine, 1985).

Data	Período	Energia Útil Total (MJ)	Radiação Solar (MJ)	Eficiência Diária
26/02/03	00:00 – 24:00	12,9 ? 0,7	73 ? 3	(18 ? 1) %
27/02/03	00:00 – 24:00	9,2 ? 0,5	64 ? 3	(14 ? 1) %
26/02/03	12:00 – 12:00	12,1 ? 0,7	69 ? 3	(18 ? 1) %
27/02/03	12:00 – 12:00	8,1 ? 0,4	67 ? 3	(12 ? 1) %

Através da tabela A5.2, verifica-se que a eficiência diária não sofreu alteração no primeiro dia (26/02), para os dois períodos em observação ela se manteve em torno de (18 ? 1) %. A eficiência diária, porém, teve uma redução ao longo dos dias em observação, para entender esse fenômeno deve ser levado em consideração a temperatura do ar na entrada do canal. A temperatura inicial do ar, na entrada do canal, cresce ao longo dos dias, esta característica pode ser observada no gráfico da Figura A5.3. O sensor “S3” indica a temperatura do ar na entrada do canal inferior.

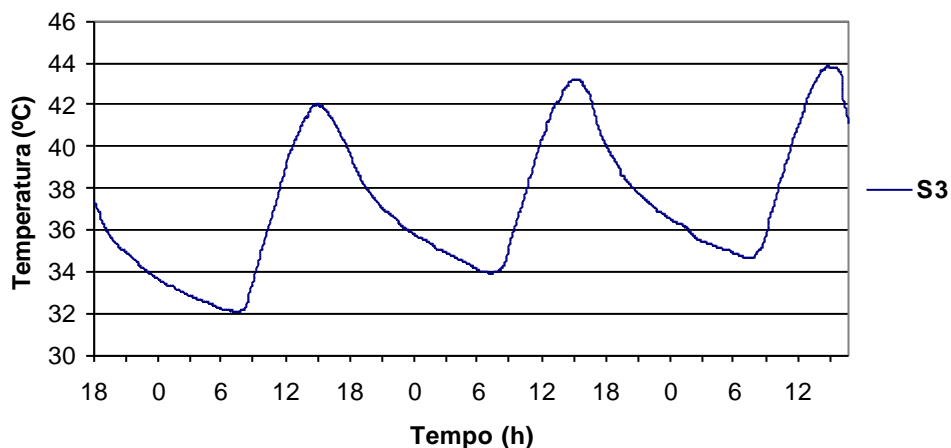


Figura A5.3 - Temperatura do ar na entrada do canal inferior, ao longo do tempo.

Observe que no dia 26 de fevereiro de 2003 a temperatura foi de 32 °C; no dia 27, foi de 34 °C e no dia 28 foi de aproximadamente 35 °C. Isto significa que todos os elementos internos do coletor estavam em temperaturas mais elevadas, aumentando as perdas térmicas e ocasionando uma redução na eficiência do coletor solar.

2. Resultados Numéricos

A Figura A5.4 mostra o resultado numérico obtido no cálculo da potência do coletor solar para os dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003. Para obter esse resultado foi usada a equação 5.4 e dividido pela área correspondente da superfície coletora. O pico da potência do coletor solar atingiu cerca de 70 W/m². Essa figura mostra que os picos estão defasados em 2 horas e que à noite o sistema entrega uma potência média de ar aquecido de 24 W/m², essa potência noturna do coletor se deve à energia armazenada no concreto.

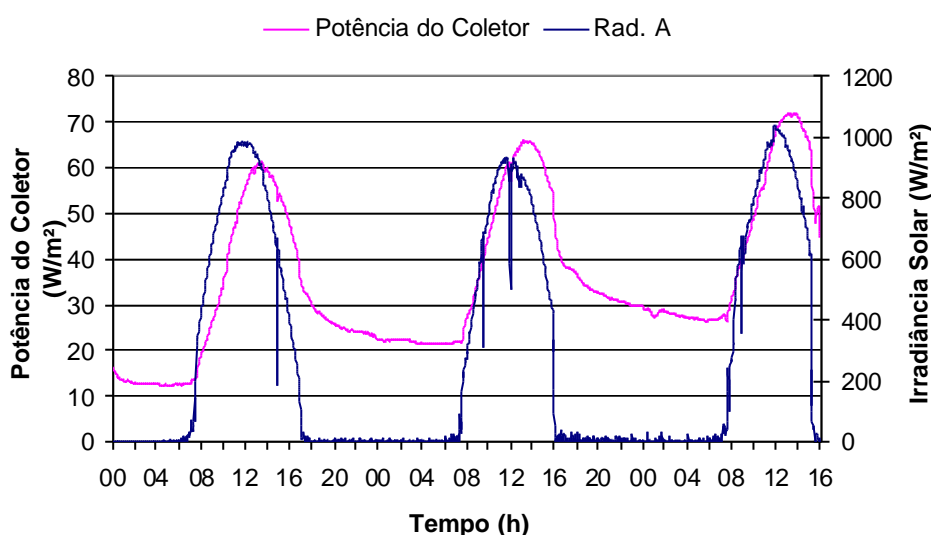


Figura A5.4 – Potência do coletor solar obtida numericamente e medida experimental da radiação solar. Simulação executada para os dias 26, 27 e 28 de fevereiro de 2003.

Sabendo que o coletor solar possui 26 m² de área de superfície coletora, pode-se estimar que durante as horas noturnas, em observação, o coletor entregou cerca de 624 W de ar aquecido para o interior do Laboratório de Energia Solar.

A Tabela A5.3 mostra a eficiência diária do coletor solar obtida através da equação 5.6 e o calor útil obtido através da equação 5.5. Detalhes dessa metodologia foram apresentados no capítulo 5.

Tabela A5.3 – Valores da radiação solar, do calor útil e da eficiência diária do coletor solar

Data	Período	Radiação Solar (MJ)	Calor Útil (MJ)	Eficiência
26/02/03	00:00-24:00	73,409	14,621	20 %
27/02/03	00:00-24:00	63,627	11,489	18 %
26/02/03	12:00-12:00	68,855	12,867	19 %
27/02/03	12:00-12:00	67,218	11,839	18 %

Observe que os resultados da eficiência diária, obtidos com a metodologia numérica, apresentam um pequeno decréscimo com a seqüência dos dias, ao contrário dos resultados obtidos com a metodologia experimental, que o decréscimo é mais intenso. Na metodologia experimental, são calculadas as energias acumuladas (definidas como “calor útil”) em todos os elementos que participam do sistema, tais como: concreto, água, estrutura de aço e ar. No método numérico são considerados, como medida de “calor útil”, o ganho de energia na massa do ar aquecido e a energia acumulada no concreto. A Tabela A5.4 mostra os resultados numéricos e experimentais para a eficiência diária.

Tabela A5.4 – Comparação da eficiência diária obtida através do método experimental e do método numérico

Data	Eficiência - Experimental	Eficiência - Numérica
26/02/03	(18 ? 1) %	20 %
27/02/03	(14 ? 1) %	18 %
26/02/03	(18 ? 1) %	19 %
27/02/03	(12 ? 1) %	18 %

A tabela mostra uma forte correlação entre os resultados experimentais e os numéricos no primeiro dia. Esta correlação da eficiência no primeiro dia é importante, tendo em vista que foi proposto, no capítulo 6, que as medidas de eficiência mais reais são as medidas tomadas no primeiro dia, após ter sido fechado o calorímetro. Neste sentido, pode-se argumentar que ambos os métodos (experimental e numérico) apresentam resultados semelhantes quando tomados no primeiro dia.

ANEXO VI

Conforme citado no capítulo 7, este anexo calcula a potência térmica transferida do canal superior do coletor solar para o interior do laboratório.

sando como referência a Figura 7.2, a potência térmica transferida do canal superior do coletor solar para o interior do laboratório pode ser aproximada pela seguinte expressão:

$$P_T(i) = \frac{(T_{CANAL}(i) - T_{lab}(i))}{\frac{1}{hA} + \frac{d}{kA} + \frac{1}{hA}} \quad A6.1$$

onde:

$$R1 = R3 = \frac{1}{hA} \quad e \quad R2 = \frac{d}{kA}$$

Onde $P_T(i)$ é a potência transferida em um instante de tempo “i”. O termo “ $T_{CANAL}(i)$ ” expressa a temperatura média do ar que flui pelo canal superior e o termo “ $T_{lab}(i)$ ” expressa a temperatura média do ar no interior do laboratório, esses termos são calculados em cada instante de tempo “i”. Considera-se que os coeficientes de trocas de calor por convecção, externo e interno ao calorímetro, são iguais a h . A área total de troca de calor é A , d é a espessura do concreto e k é condutividade térmica do concreto. Foi feito um programa em Fortran 90 onde a equação A6.1 é resolvida para os dias 21, 22, 23 e 24 de julho de 2003. Para resolver a equação A6.1 foram usados os valores da tabela A6.1.

Tabela A6.1- valores usados para calcular a potência transferida, em cada instante de tempo, do canal superior para o interior do laboratório juntamente com sua incerteza.

$A (m^2)$	$k (W/m K)$	$h (W/m^2 K)$	$d (m)$
0,3200 ± 0,0001	2,50 ± 0,01	1,5 ± 0,2	0,080 ± 0,001