

**DEIVIS LUIS MARINOSKI**

**APERFEIÇOAMENTO DE UM SISTEMA DE MEDIÇÃO  
DE GANHO DE CALOR SOLAR ATRAVÉS DE ABERTURAS**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial exigido pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil - PPGEC, para a obtenção do Título de MESTRE em Engenharia Civil.

**Área de concentração: Construção Civil**

**Orientador: Prof. Roberto Lamberts, PhD**

**Florianópolis, 25 de fevereiro de 2005.**

M293a MARINOSKI, Deivis Luis.  
Aperfeiçoamento de um sistema de medição de ganho de calor solar através de aberturas / Deivis Luis Marinoski. - Florianópolis: UFSC, 2005  
xvi, 124 f.; il.

**Dissertação** (Mestrado em Engenharia Civil)  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, 2005.  
Orientador: Roberto Lamberts

1. Janelas. 2. Instrumentação. 3. Medição de ganho de calor solar. 4. Sistemas de resfriamento. I. Lamberts, Roberto (Orient.). II Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil. III. Título.

CDU 621.4

---

---

Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil - PPGEC

**APERFEIÇOAMENTO DE UM SISTEMA DE MEDIÇÃO  
DE GANHO DE CALOR SOLAR ATRAVÉS DE ABERTURAS**

DEIVIS LUIS MARINOSKI

Dissertação julgada adequada para a obtenção do Título de MESTRE em Engenharia Civil e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil - PPGEC da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC.

-----  
Prof<sup>a</sup>. Henriette Lebre La Rovere, PhD - Coordenadora do PPGEC

-----  
Prof. Roberto Lamberts, PhD - Orientador e Moderador

-----  
Prof. Dr. Saulo Güths - Co-Orientador

-----  
Prof. Fernando Oscar Ruttkay Pereira, PhD - Co-Orientador

COMISSÃO EXAMINADORA:

-----  
Prof. Dr. Vicente de Paulo Nicolau - EMC/UFSC

-----  
Prof. EneDir Ghisi, PhD - ECV/UFSC

-----  
Prof<sup>a</sup>. Dra. Rosana Maria Caram de Assis – ARQ/USP

---

---

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Luiz e Lecir Marinoski, e a minha irmã, Ana Kelly, pelo grande incentivo, apoio, e que apesar da distância sempre estiveram juntos comigo durante todos os momentos.

A todos os meus verdadeiros amigos, em especial a Douglas Rechia e Diego Rechia, pelo companheirismo durante o período de graduação e pós-graduação.

Ao Professor Roberto Lamberts pela orientação deste trabalho e pela oportunidade de desenvolvimento profissional e pessoal.

Aos professores Saulo Guths e Fernando O. R. Pereira pela co-orientação e grande disposição em ajudar.

Ao professor Aldomar Pedrini pela sugestão do tema da pesquisa, pelas contribuições bibliográficas, pelo incentivo e otimismo.

Aos professores da banca examinadora, pela avaliação e valiosas sugestões.

A todos os colegas do Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LabEEE) pela ótima convivência e troca de conhecimentos, em especial àqueles que contribuíram diretamente para a realização deste trabalho: Fernando, Enedir, Eloir, Michele, Martin, Wagner, Isabel, Marcelo, Samuel, Joyce, Alexandra, Ana Lúcia e Samir.

Aos colegas do Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT), em especial: Alexandre, Rossano, Victor, Diego, e Luciane.

Aos demais professores, colegas e funcionários do Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil (PPGEC) e a todos aqueles que direta ou indiretamente colaboraram com o desenvolvimento desta pesquisa e também com a minha especialização.

Aos laboratórios LabEEE, LMPT, LabCon (Laboratório de Conforto Ambiental), LABSOLAR (Laboratório de Energia Solar), pela disponibilidade do espaço físico, empréstimo de equipamentos, fornecimento de dados e suporte técnico.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo financiamento do trabalho através do pagamento de bolsas de estudo.

A FEESC (Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina), PPGEC, LabEEE, FAPEU (Fundação de Amparo à Pesquisa e Extensão Universitária) e a Pro-Reitoria de Pesquisa e Pós-graduação da UFSC, pelo apoio financeiro na participação em eventos durante o período de desenvolvimento do trabalho.

Sobretudo a Deus, o grandioso criador do universo, que tem me dado forças para superar todas as dificuldades, a quem dedico minha vida e tudo o que tenho alcançado.

---

---

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>viii</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>xiii</b>
<b>RESUMO</b>	<b>xv</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>xvi</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 A importância das janelas	1
1.2 Janelas e aberturas: um breve histórico	2
1.3 As janelas e o consumo de energia em edificações	3
1.4 Justificativa do estudo	7
1.4.1 Motivação	7
1.4.2 Avanço tecnológico e científico	9
1.5 Desenvolvimento do Radiômetro de Abertura	10
1.6 Objetivos	14
1.6.1 Objetivo Geral	14
1.6.2 Objetivos Específicos	15
1.7 Estrutura do trabalho	15
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>16</b>
2.1 Introdução	16
2.2 Transferência de calor em aberturas	16
2.3 Propriedades ópticas dos materiais	17
2.4 Radiação e espectro eletromagnético	17
2.5 Ganho de calor solar	18
2.6 Índices de ganho de calor solar	21
2.7 Estimativa de ganho de calor solar através de aberturas	23
2.7.1 Métodos de medição em laboratório	23

---

---

2.7.1.1	<i>Bidirectional Radiometric Scanner</i>	23
2.7.1.2	<i>Método de teste através de simulador solar</i>	26
2.7.2	Métodos de medição em campo	29
2.7.2.1	<i>UF-ASHRAE Solar calorimeter</i>	29
2.7.2.2	<i>MoWiTT (Mobile Window Thermal Test Facility)</i>	33
2.7.2.3	<i>Fenestration Radiometer</i>	35
2.7.3	Análise dos métodos	36
<b>2.8</b>	<b>Processos de cálculo</b>	<b>37</b>
<b>2.9</b>	<b>Normatização</b>	<b>39</b>
<b>2.10</b>	<b>Programas computacionais</b>	<b>40</b>
<b>2.11</b>	<b>Certificação de aberturas</b>	<b>42</b>
<b>2.12</b>	<b>Síntese geral do capítulo</b>	<b>43</b>
<b>3.</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>45</b>
<b>3.1</b>	<b>Introdução</b>	<b>45</b>
<b>3.2</b>	<b>Calibração de sensores e outras modificações no equipamento</b>	<b>45</b>
3.2.1	Fluxímetros	45
3.2.2	Termopares	47
3.2.3	Piranômetro	48
3.2.4	Outras modificações	49
<b>3.3</b>	<b>Sistemas de resfriamento</b>	<b>49</b>
3.3.1	Introdução	49
3.3.2	Sistema de resfriamento com insuflamento de ar	50
3.3.3	Sistema de resfriamento com circulação de água	51
<b>3.4</b>	<b>Procedimentos de teste</b>	<b>51</b>
3.4.1	Local de medição e condições gerais	51
3.4.2	Medições utilizando resfriamento com insuflamento de ar	52
3.4.3	Medições utilizando resfriamento com circulação de água	53

---

---

<b>3.5</b>	<b>Modelo analítico e análise paramétrica</b>	<b>53</b>
<b>3.6</b>	<b>Análise das incertezas nas medições</b>	<b>65</b>
<b>3.7</b>	<b>Descrição geral do experimento</b>	<b>66</b>
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>68</b>
<b>4.1</b>	<b>Introdução</b>	<b>68</b>
<b>4.2</b>	<b>Calibração de sensores e outras modificações no equipamento</b>	<b>68</b>
4.2.1	Pintura e calibração dos fluxímetros	68
4.2.2	Calibração e instalação de termopares	71
4.2.3	Calibração do piranômetro	73
4.2.4	Outras modificações	74
4.2.4.1	<i>Contato do vidro</i>	74
4.2.4.2	<i>Circulação de ar</i>	75
4.2.4.3	<i>Suporte para o Piranômetro</i>	76
<b>4.3</b>	<b>Medições utilizando resfriamento com insuflamento de ar</b>	<b>77</b>
4.3.1	Testes iniciais	77
4.3.2	Testes após as calibrações e modificações	79
<b>4.4</b>	<b>Medições utilizando resfriamento com circulação de água</b>	<b>83</b>
4.4.1	Montagem do sistema	83
4.4.2	Testes em campo	84
4.4.2.1	<i>Resultados da primeira medição</i>	84
4.4.2.2	<i>Resultados da segunda medição</i>	90
<b>4.5</b>	<b>Modelo analítico</b>	<b>95</b>
4.5.1	Desenvolvimento do modelo	95
4.5.2	Comparação com os resultados das medições	95
<b>4.6</b>	<b>Análises paramétricas</b>	<b>101</b>
<b>4.7</b>	<b>Análise das incertezas nas medições</b>	<b>107</b>
<b>4.8</b>	<b>Discussões</b>	<b>108</b>

---

---

<b>5. CONCLUSÕES</b>	<b>112</b>
<b>5.1 Conclusões gerais</b>	<b>112</b>
<b>5.2 Sugestões para futuros trabalhos</b>	<b>114</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>116</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>121</b>
<b>Anexo A - Desenvolvimento do modelo matemático no programa EES.</b>	<b>121</b>

---



---

## LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1. Vista em corte do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.</i>	11
<i>Figura 2. Vista aberta do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.</i>	11
<i>Figura 3. Desenho esquemático da montagem do primeiro protótipo do Radiômetro de Abertura.</i>	12
<i>Figura 4. Vista frontal da bancada em operação.</i>	13
<i>Figura 5. Vista posterior da bancada em operação.</i>	13
<i>Figura 6. Radiômetro de Abertura desenvolvido na UFSC (vista frontal).</i>	13
<i>Figura 7. Radiômetro de Abertura desenvolvido na UFSC (vista posterior).</i>	13
<i>Figura 8. Esquema seqüencial dos componentes do Radiômetro de Abertura.</i>	14
<i>Figura 9. Tipos de fluxo de energia através de janelas.</i>	16
<i>Figura 10. Espectro Eletromagnético.</i>	18
<i>Figura 11. Passagem da radiação solar através de uma superfície transparente.</i>	19
<i>Figura 12. Ângulo de incidência (<math>\theta</math>).</i>	19
<i>Figura 13. Variação das propriedades ópticas em função do ângulo de incidência. (A) vidros duplos, (B) Vidro incolor, (C) vidro tingido.</i>	20
<i>Figura 14. Definição dos ângulos para transmissividade bidirecional.</i>	24
<i>Figura 15. Esquema dos ângulos de rotação do Scanning Radiometer.</i>	25
<i>Figura 16. Teste utilizando o Scanning Radiometer.</i>	26
<i>Figura 17. Calorímetro de janelas.</i>	27
<i>Figura 18. Esquema do Local de teste.</i>	27
<i>Figura 19. Variação angular da fonte de radiação.</i>	29

---

---

<i>Figura 20. UF - ASHRAE Solar calorimeter.</i>	30
<i>Figura 21. Esquema do sistema de funcionamento do calorímetro.</i>	31
<i>Figura 22. Sistema MoWiTT mostrando as duas câmaras operando de forma independente.</i>	33
<i>Figura 23. Corte transversal das câmaras do MoWiTT.</i>	34
<i>Figura 24. Interior de uma das câmaras.</i>	34
<i>Figura 25. Sistema de controle da temperatura de uma das câmaras do MoWiTT.</i>	34
<i>Figura 26. Integrating Window Pyranometer (IWP).</i>	35
<i>Figura 27. Fenestration Radiometer.</i>	36
<i>Figura 28. Selo de certificação NFRC.</i>	43
<i>Figura 29. Esquema de calibração: método do transdutor auxiliar.</i>	46
<i>Figura 30. Piranômetro Li-cor.</i>	48
<i>Figura 31. Piranômetro Eppley PSP.</i>	48
<i>Figura 32. Posição dos ventiladores.</i>	50
<i>Figura 33. Banho termostático.</i>	51
<i>Figura 34. Placa de circulação de água.</i>	51
<i>Figura 35. Local das medições (Bloco A do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC).</i>	52
<i>Figura 36. Corte transversal do Radiômetro – resfriamento com insuflamento de ar (sem escala).</i>	54
<i>Figura 37. Corte transversal do Radiômetro – resfriamento por circulação de água (sem escala).</i>	54
<i>Figura 38. Acabamento da superfície dos fluxímetros.</i>	69

---

---

<i>Figura 39. Seqüência do processo de calibração dos fluxímetros.</i>	69
<i>Figura 40. Curvas de calibração (termopares A e B).</i>	72
<i>Figura 41. Curvas de calibração (termopares C e D).</i>	72
<i>Figura 42. Termopar fixado nas costas da chapa metálica de suporte dos transdutores.</i>	73
<i>Figura 43. Termopar na câmara de ar formada entre o vidro e os transdutores.</i>	73
<i>Figura 44. Termopar na superfície do vidro.</i>	73
<i>Figura 45. Junção de referência dos termopares na entrada do ventilador.</i>	73
<i>Figura 46. Piranômetros Eppley e Li-cor posicionados lado-a-lado para a calibração.</i>	74
<i>Figura 47. Variação das medidas de intensidade de radiação solar entre os dois piranômetros.</i>	74
<i>Figura 48. Contato do vidro diretamente com a estrutura do Radiômetro.</i>	75
<i>Figura 49. Contato do vidro com o poliestireno (após a modificação).</i>	75
<i>Figura 50. Marcação do corte.</i>	75
<i>Figura 51. Nova abertura.</i>	75
<i>Figura 52. Aberturas laterais</i>	76
<i>Figura 53. Maiores aberturas laterais</i>	76
<i>Figura 54. Piranômetro fixado na lateral do Radiômetro.</i>	76
<i>Figura 55. Resultados de ganho de calor solar na primeira medição.</i>	77
<i>Figura 56. Resultados de ganho de calor solar após a nova calibração dos fluxímetros.</i>	80
<i>Figura 57. Configuração geral do sistema durante a medição em campo.</i>	84
<i>Figura 58. Variação de densidade de fluxo durante a primeira seqüência de medição.</i>	85
<i>Figura 59. Variação da temperatura durante a primeira seqüência de medição.</i>	85

---

---

<i>Figura 60. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a primeira seqüência de medição.</i>	86
<i>Figura 61. Variação da temperatura durante a segunda seqüência de medição.</i>	87
<i>Figura 62. Variação de densidade de fluxo durante a segunda seqüência de medição.</i>	87
<i>Figura 63. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a segunda seqüência de medição.</i>	88
<i>Figura 64. Variação de densidade de fluxo durante a terceira seqüência de medição.</i>	89
<i>Figura 65. Variação da temperatura durante a terceira seqüência de medição.</i>	89
<i>Figura 66. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a terceira seqüência de medição.</i>	90
<i>Figura 67. Variação na temperatura dos componentes na segunda medição.</i>	91
<i>Figura 68. Resultados de densidade de fluxo durante a segunda medição.</i>	92
<i>Figura 69. Resultados da variação do Fator Solar e da temperatura na segunda medição.</i>	93
<i>Figura 70. Correlação entre a variação do FS e <math>\Delta T</math> chapa - ar</i>	94
<i>Figura 71. Correlação entre a variação do FS e <math>\Delta T</math> chapa - banho</i>	94
<i>Figura 72. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Densidade de Fluxo – <math>W/m^2</math>).</i>	96
<i>Figura 73. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura do vidro - <math>^{\circ}C</math>).</i>	96
<i>Figura 74. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura na câmara - <math>^{\circ}C</math>).</i>	97
<i>Figura 75. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura da chapa - <math>^{\circ}C</math>).</i>	97
<i>Figura 76. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Densidade de Fluxo – <math>W/m^2</math>).</i>	98

---

---

<i>Figura 77. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura do vidro - °C).</i>	99
<i>Figura 78. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura da chapa - °C).</i>	100
<i>Figura 79. Variação da temperatura dos fluxímetros e da chapa metálica.</i>	102
<i>Figura 80. Resultados de densidade de fluxo e FS em função da intensidade de radiação.</i>	102
<i>Figura 81. Temperatura da chapa em função da variação do coeficiente de convecção forçada (<math>h_{for}</math>).</i>	103
<i>Figura 82. Resultados de densidade de fluxo e FS em função do coeficiente de convecção forçada (<math>h_{for}</math>).</i>	104
<i>Figura 83. Temperatura do vidro em função da variação do coeficiente de convecção externo (<math>h_{ext}</math>).</i>	104
<i>Figura 84. Densidade de fluxo e FS em função da variação do coeficiente de convecção externo (<math>h_{ext}</math>).</i>	105
<i>Figura 85. Redução do FS em função do coeficiente de convecção externo (Para <math>h_{for} = 60 \text{ W/m}^2\text{K}</math>).</i>	105
<i>Figura 86. Redução do FS em função do coeficiente de convecção externo (Para <math>h_{for} = 200 \text{ W/m}^2\text{K}</math>).</i>	105
<i>Figura 87. Incerteza em termos absolutos para os valores de densidade de fluxo de calor.</i>	108
<i>Figura 88. Incerteza em termos absolutos para os valores do Fator Solar medido.</i>	108

---

---

## LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1. Propriedades no centro do vidro: Fator Solar (FS), transmissividade (<math>\tau</math>), refletividade (<math>\rho</math>), absortividade (<math>\alpha</math>), para o vidro simples, incolor, plano, 3mm.</i>	21
<i>Tabela 2. Novas constantes de calibração.</i>	70
<i>Tabela 3. Séries de medições para determinação da incerteza.</i>	70
<i>Tabela 4. Variação das constantes de calibração.</i>	71
<i>Tabela 5. Incerteza na medição de diferença de temperatura.</i>	72
<i>Tabela 6. Variação entre o resultado do Fator Solar (FS) teórico e medido nos testes iniciais</i>	78
<i>Tabela 7. Resultados das medições de ganho de calor após a calibração.</i>	79
<i>Tabela 8. Diferença de temperatura medida com os termopares.</i>	81
<i>Tabela 9. Comparação entre os resultados de densidade de fluxo.</i>	82
<i>Tabela 10. Tabela resumo – resultados das medições utilizando o sistema de resfriamento por circulação de água.</i>	94
<i>Tabela 11. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Densidade de Fluxo – <math>W/m^2</math>).</i>	96
<i>Tabela 12. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura do vidro - <math>^{\circ}C</math>).</i>	96
<i>Tabela 13. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura na câmara - <math>^{\circ}C</math>).</i>	97
<i>Tabela 14. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura da chapa - <math>^{\circ}C</math>).</i>	97
<i>Tabela 15. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Densidade de Fluxo – <math>W/m^2</math>).</i>	98

---

---

<i>Tabela 16. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura do vidro - °C).</i>	99
<i>Tabela 17. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura da chapa - °C).</i>	100
<i>Tabela 18. Fatores de correção para o primeiro caso do modelo teórico (insuflamento de ar).</i>	101
<i>Tabela 19. Fatores de correção para o segundo caso do modelo teórico (circulação de água).</i>	101
<i>Tabela 20. Temperatura da chapa em função da variação do coeficiente de convecção forçada (<math>h_{for}</math>).</i>	103
<i>Tabela 21. Resultados de fluxo, temperatura e Fator Solar (FS) em função da temperatura da água.</i>	106

---

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de aperfeiçoamento de um sistema de medição de ganho de calor solar para materiais translúcidos e modelos de janelas em escala reduzida. O sistema possibilita quantificar a fração de ganho térmico por radiação que penetra no ambiente através de uma abertura. Para medir o fluxo de calor, foi utilizada uma nova classe de transdutor (fluxímetro), chamado "a gradiente tangencial". Inicialmente, foi realizada uma etapa de calibração dos sensores utilizados nos testes (fluxímetros, termopares e piranômetro), e algumas modificações na estrutura do equipamento. Após isso foram realizadas medições em campo. O protótipo originalmente utiliza um sistema de dissipação de calor através de ventiladores que insuflam o ar diretamente na face posterior da chapa de suporte dos fluxímetros. A elevação da diferença de temperatura entre a chapa e o ar ambiente reduz a passagem do fluxo de calor através dos sensores, gerando erros na medição. Os resultados da etapa de medições, após a calibração dos sensores, demonstraram a ocorrência de um erro médio no valor do Fator Solar medido de aproximadamente 5,8%, com uma diferença média de temperatura de 11,1°C entre a chapa de suporte dos fluxímetros e o ar. Novos testes foram realizados sendo aplicado um sistema de resfriamento por circulação de água em um banho termostático. Utilizando este sistema de resfriamento, a diferença média de temperatura entre a chapa de suporte dos fluxímetros e o ar caiu para aproximadamente 0,2°C, e o erro médio no resultado do Fator Solar medido foi de apenas 0,4%. Também, um modelo matemático simplificado de transferência de calor foi desenvolvido para verificar os erros nos valores medidos através de análises paramétricas. Os resultados das medições e das análises paramétricas demonstrando a necessidade de modificação do sistema de resfriamento originalmente utilizado.

---



## ABSTRACT

This work presents a study about the improvement of a measurement system for solar heat gain determination of translucent materials and windows models in reduced scale. The system allows the quantification of the thermal fraction of radiation gain that penetrates the room through a fenestration. In order to measure the heat flow a new class of transducer (“tangential gradient” heat fluxmeter) was used. Initially, a stage of calibration of the sensors (heat fluxmeters, thermocouples and pyranometer) used in the tests was accomplished, following some structural modifications in the equipment. After this, outdoor measurements were carried out. Originally the equipment used a heat dissipation system with fans that insufflate air directly on the backside of the heat fluxmeters' support plate. The raise of temperature difference between the plate and the external air reduces the heat flow passing through the sensors, causing errors in the measurement. The first measurements, after calibrations of sensors, demonstrated the occurrence of an average error in the value of measured SHGC (Solar Heat Gain Coefficient) of around 5,8%, with an average temperature difference of 11,1°C between the plate and the external air. New tests were accomplished with a system of cooling the plate through water circulation in a thermostatic bath. The decrease in the temperature difference between the heat fluxmeters' support plate and the air provided good results. Using this cooling system, the average temperature difference between the plate and the external air decreased to 0,2°C approximately, and the average error in the result of measured SHGC was only 0,4%. Also, a simplified mathematical model was developed to verify the error in measured values through parametrical analyses. The results of measurements and parametrical analyses demonstrated the necessity of the modification in the originally used cooling system.

---

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 A importância das janelas

Em algumas ocasiões é comum ouvir pessoas mencionando o dito popular de que “os olhos são as janelas da alma”, isso talvez se deva ao fato dos olhos possibilitarem a exposição de sentimentos. Mesmo sem discutir os méritos humanos da questão, pode-se dizer que é incontestável a importância que os olhos têm em nossa vida. Parafraseando a esta máxima, profissionais relacionados à construção civil declaram poeticamente que “as janelas são os olhos da casa”, o que embora seja uma metáfora não nos deixa esquecer quão importante são estes elementos para uma edificação.

As janelas e aberturas comumente nos proporcionam controle da passagem da luz e de ar para o interior do ambiente. São elas que permitem, através de fechamentos transparentes, o contato visual entre os ocupantes da edificação e o meio exterior. Suas características construtivas podem proporcionar isolamento ao frio ou calor, bem como segurança e privacidade. ROUSSEU (1988) cita que as janelas têm um significativo papel em proporcionar qualidade de vida e conforto nas edificações. PEREIRA (1992) e CARMODY et al. (1996) destacam que as janelas são um dos mais interessantes e sensíveis elementos no projeto de uma edificação, devido as suas funções e a sua relação dinâmica com ambiente externo.

Arquitetonicamente, as aberturas ocupam um lugar de destaque, atribuindo beleza e estética ao projeto. Sendo assim, estas algumas vezes são um dos centros da atenção de projetistas, construtores e proprietários.

Além das atribuições estéticas e funcionais, as janelas e aberturas nos últimos anos vêm despertando outro tipo de preocupação: a influência no consumo geral de energia da edificação. Estes elementos podem influenciar diretamente tanto o desempenho como o dimensionamento de sistemas de iluminação e condicionamento de ar.

Em consideração a este novo fato, diversos pesquisadores têm demonstrado sua opinião a respeito da influência das aberturas no ambiente construído. Relacionado ao desempenho térmico, BROWN e RUBERG (1988) mencionam que as janelas podem atuar como filtros de energia entre o espaço interno e externo, exercendo um papel decisivo no consumo de energia. Para ARASTEH (1995), as janelas são elementos fundamentais para um bom projeto arquitetônico. A instalação e utilização apropriada dos componentes das aberturas podem reduzir o consumo na edificação; por outro lado o uso incorreto das mesmas pode causar desastrosos efeitos sobre o uso da energia e o conforto ambiental. Também BALLINGER e LYONS (1996),

---

mencionam que as janelas são responsáveis pelo aumento indesejado das perdas e ganhos de calor entre a edificação e o ambiente externo, e isto tem estimulado as pesquisas em nível internacional visando melhorar os sistemas de aberturas.

Neste contexto, pode-se observar que as janelas não são um mero detalhe arquitetônico, muito pelo contrário, estas são consideradas um elemento construtivo que exerce relevante influência sobre a inteira forma e comportamento da edificação.

## **1.2 Janelas e aberturas: um breve histórico**

As primeiras moradias construídas pelo homem apresentavam apenas portas para acesso, e não tinham outros tipos de aberturas para o exterior. A utilização do fogo no interior da habitação, tanto para aquecimento, proteção e cozimento, gerava fumaça e em consequência disso reduzia a qualidade do ar. Talvez um buraco na parede ou no teto, para saída de fumaça, tenha sido o primeiro tipo de janela utilizada pelo homem. Logo foi possível notar que este “buraco” além de proporcionar a renovação do ar interno, também tinha outro ponto positivo: permitir a entrada de luz. Mas em algumas circunstâncias também causava a perda de calor para o meio externo. Isso motivou a colocação de uma folha de fechamento sobre a abertura, transformando-a em uma espécie de segunda porta. Assim, tornou-se possível o controle da passagem da luz, do vento, além de proporcionar segurança e proteção contra a chuva, animais e invasores (CARMODY et al., 1996).

A história das janelas está extremamente ligada à história do vidro. O vidro é um dos materiais mais antigos já conhecidos e utilizados pelo homem. Atualmente os historiadores ainda não dispõem de dados precisos sobre a origem do vidro, mas descobertas de objetos de vidro no Egito e na região da Mesopotâmia levam a crer que este material já era conhecido há pelo menos 4.000 anos antes da Era Cristã (GOM, 2002; CEBRACE, 2004).

A primeira janela de vidros transparentes foi usada nos tempos romanos. Esta podia proporcionar ao mesmo tempo luz natural, controle do vento e visibilidade para o meio externo. Durante a Idade Média (século XIII), a região de Veneza se tornou um grande centro produtor de vidros claros e também de vidros decorativos. Mas devido aos constantes incêndios que ocorriam, a indústria de vidro foi transferida para a ilha de Murano (CARMODY et al., 1996).

A França já produzia vidros desde os tempos romanos, mas durante o século XVII novas técnicas de produção e incentivos para atrair especialistas da região de Veneza contribuíram para que a indústria francesa evoluísse rapidamente (GO, 2004). Isso proporcionou a produção de placas de vidro com melhor qualidade e maiores dimensões, o que popularizou o uso do vidro.

---

Já no século XIX, por meio da revolução industrial, muitas inovações foram vistas e disponibilizadas para o público em geral: vidros maiores, mais resistentes e de melhor qualidade. Em meados do século XX, surgiu na Inglaterra a técnica de produção do vidro “float” (vidro fundido sobre um tanque de estanho liquefeito), que proporcionou superfícies extremamente planas, espessuras uniformes e poucas distorções na transmissão de luz visível.

As décadas de 60 a 90 apresentaram um grande avanço tecnológico na produção de janelas, com o aumento da qualidade das superfícies, novos materiais, e melhoria da isolamento térmica e acústica. Surgem as janelas com panos de vidros duplos, triplos e outras tecnologias associadas.

### **1.3 As janelas e o consumo de energia em edificações**

A conservação de energia, de um modo geral, tem mostrado ser uma preocupação crescente em diferentes setores produtivos da sociedade. A exemplo de outras áreas, também na construção civil, a eficiência energética tem tornado-se um aspecto fundamental. Devido ao custo da energia, o edifício não pode mais ser considerado um elemento à parte do meio.

Com a crise do petróleo que ocorreu na década de 70, muitos países passaram a pesquisar novas fontes de geração e diferentes formas de redução do consumo. Nos EUA, durante este período, as janelas passaram a ser vistas como responsáveis por uma grande parcela do uso da energia (SELKOWITZ, 1985; ARASTEH, 1995).

Talvez seja difícil compreender, ou até de certa forma se torne intrigante dizer que uma “janela” consome energia, porém é preciso analisar a questão de forma mais ampla. O consumo não está associado ao elemento em si, mas aos efeitos que este causa no ambiente construído. Uma janela, mesmo sem utilizar energia diretamente, exerce influência sobre o desempenho energético da edificação (FROST et al., 1993; CADDET, 1999).

Um dos principais aspectos aos quais se atribui responsabilidade de consumo de energia às janelas, está relacionado ao condicionamento do espaço interno. Muitos estudos têm demonstrado a veracidade desta culpa atribuída às mesmas. Estima-se que em média a transferência de calor através de janelas corresponda a 31% da carga de resfriamento e 17% da carga de aquecimento em edifícios comerciais dos EUA; no caso de construções residenciais estes números seriam de 34% e 23%, respectivamente (WINKELMANN, 2001). Segundo LI e LAM (2000), estudos e simulações energéticas de edifícios comerciais na cidade de Hong Kong mostram que o consumo de energia com ar condicionado está entre 50% e 60% do uso total de energia elétrica, sendo o ganho de calor solar, principalmente por aberturas, o maior responsável pela carga de resfriamento.

---

Em um outro trabalho, REILLY e HAWTHORNE (1998) realizaram um estudo avaliando a influência da transmitância térmica e do ganho de calor solar, através de janelas, sobre o consumo de energia com condicionamento (aquecimento e resfriamento) de ambientes residenciais em cidades dos EUA. Estima-se que, para o caso da cidade de Baltimore (aquecimento predominante), o ganho de calor solar através de janelas compõe aproximadamente 15% da energia utilizada para condicionamento. Já para a cidade de Miami (resfriamento predominante), o ganho de calor solar é responsável por 37% do consumo de energia com condicionamento.

Também relacionado ao consumo de energia devido ao uso de janelas, FROST et al. (1996) estimam que no ano de 1994 existia nos EUA uma área de janelas de aproximadamente 1,77 bilhões de metros quadrados no setor residencial, os quais eram responsáveis pelo consumo de  $1,7 \cdot 10^{15}$  BTU/ano (498 TWh/ano). Destes,  $1,3 \cdot 10^{15}$  BTU/ano (76,5%) eram usados para aquecimento e  $0,4 \cdot 10^{15}$  BTU/ano (23,5%) para resfriamento. Isto representava mais de 2% do consumo total de energia no país.

Entretanto, as janelas não podem ser consideradas apenas “vilãs” em relação ao alto e crescente consumo de energia nas edificações, pois estas também representam um caminho para reduzi-lo.

Comentando o aspecto da melhoria na eficiência energética das janelas, CARMODY et al. (1996) mencionam que tal fato traz conseqüências positivas a curto e longo prazo. Em curto prazo a utilização de janelas eficientes proporciona índices de economia na conta de energia da edificação. O melhor isolamento reduz as trocas de calor, influenciando diretamente no consumo de energia por condicionamento. Associado a este fator há o aproveitamento da luz natural, o qual gera redução da carga térmica e custos com a iluminação artificial. Já em longo prazo, pode-se dizer que o uso de janelas energeticamente eficientes aplicado em grande escala poderá gerar uma maior oferta de energia para o mercado, devido à redução do consumo. Esta maior oferta por sua vez traz reflexos sobre o custo da energia, podendo o mesmo ser reduzido. Além disso, economia de energia significa redução nos investimentos com geração e conseqüentemente menor impacto ao meio ambiente devido à construção de usinas.

Novas tecnologias em vidros e janelas têm mostrado grande versatilidade em aumentar a eficiência energética das edificações. O grande desafio dos fabricantes têm sido desenvolver produtos que permitam grande transparência à luz visível, mas evitando ao máximo a entrada do calor em climas quentes e a perda de calor em climas frios. Um demonstrativo deste potencial pode ser observado através de muitos projetos desenvolvidos ao redor do mundo, os quais utilizam estas novas tecnologias.

---

No Canadá, a aplicação de uma nova tecnologia de vidros, em um edifício comercial localizado em Montreal, levou a uma redução de 11% do consumo de energia com aquecimento e ar condicionado. No edifício da Tokyo Electric Power Company (Japão), a instalação de um novo sistema de janelas com venezianas e circulação de ar entre os panos de vidro, reduziu o ganho de calor solar, proporcionando uma melhoria no conforto e redução da carga de resfriamento. Devido a este fator e também a outras medidas de conservação, observou-se um consumo de energia 35% menor do que em outros edifícios do mesmo padrão. Em uma escola do sul da Suécia, foi realizado um retrofit utilizando janelas super isoladas, com valor de transmitância térmica bastante baixo. Em resultado desta medida observou-se uma redução de 55% do consumo com aquecimento (CADDET, 1999).

Nos EUA, as janelas residenciais têm gerado um custo adicional de energia de US\$ 9,3 bilhões/ano. Estudos do LBNL (Lawrence Berkeley Nacional Laboratory – University of California) supõe que se todas as janelas compradas entre os anos de 1996 e 2010 (15 anos) incorporassem camadas de baixa emissividade (low-E), gás de baixa condutividade e outras tecnologias, esta conta poderia ser reduzida em 25%, ou seja mais de US\$ 2 bilhões/ano em 2010. Em outro estudo é analisado o impacto causado pelo uso de diferentes tipos de janelas (diferentes valores de Fator Solar, transmitância térmica, material das esquadrias e número de camadas de vidro) sobre o consumo anual de energia em três cidades dos EUA: Madison, St. Louis e Phoenix. Os resultados mostraram que quanto maior a necessidade de resfriamento ou aquecimento existente no local (função do clima), maior é a redução do consumo de energia proporcionado por uma janela mais eficiente (CARMODY et al., 1996).

Um aspecto intimamente ligado ao aumento da eficiência das janelas é a certificação dos produtos. Esta certificação pode ser feita através de índices determinados a partir de suas propriedades ópticas e térmicas. Sem tal iniciativa é quase impossível manter um controle sobre as reais influências das aberturas sobre o consumo da edificação.

Em consequência disso, governos e empresas de diversos países têm se organizado para formar entidades que regulamentem o setor através de normas e sistemas de certificação. Um bom exemplo a ser citado é o que ocorre nos EUA, onde a certificação de aberturas já é uma realidade. Para tal, foi criada uma organização sem fins lucrativos – a National Fenestration Rating Council (NFRC) – que visa auxiliar as empresas e os consumidores, proporcionando informações sobre o desempenho dos produtos. O programa tem a participação do setor público, através de universidades e grupos de pesquisa, e também das empresas privadas.

Para o caso de edifícios comerciais, os quais normalmente apresentam grandes áreas de fachada, a seleção apropriada das aberturas pode proporcionar:

- A redução de carga térmica do sistema de ar-condicionado (quando existe um correto balanço entre ganho de calor solar no inverno e rejeição durante o verão);
- Melhor aproveitamento da luz natural (redução do consumo de energia e redução na carga térmica gerada pelos equipamentos de iluminação artificial);
- Maior conforto para os usuários (principalmente para os que estão situados próximos às janelas);
- Redução nos danos causados pelos raios ultravioletas (fadiga de materiais).

Contextualizando a realidade brasileira, tanto em relação às janelas bem como a eficiência energética em edificações, pode-se dizer que os processos de avanço tecnológico têm sido lentos quando comparados a outros países.

No Brasil, os principais programas para incentivar a racionalização da produção e do uso da energia foram o Programa de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, criado em 1985 pelo MME (Ministério de Minas e Energia) e executado pela Eletrobrás, e o Programa Nacional de Racionalização do Uso dos Derivados de Petróleo e do Gás Natural – CONPET, criado em 1991 e executado pela Petrobrás (MENKES, 2003). Dentre os principais projetos realizados pelo PROCEL está o programa de etiquetagem e certificação de eficiência para eletrodomésticos, motores, chuveiros, lâmpadas e outros equipamentos.

No que se refere especificamente às janelas e aberturas, de uma maneira geral, no Brasil ainda não existe uma grande preocupação com o impacto no consumo de energia que elas causam. As normas voltadas para o setor são em sua maioria relacionadas a aspectos construtivos das janelas. Praticamente inexistem normas nacionais relacionadas à eficiência energética de aberturas.

Após a crise de energia, que quase levou ao colapso do sistema elétrico brasileiro no ano de 2001 e fez com que o governo tomasse medidas emergenciais de redução do consumo, a eficiência energética de maneira ampla voltou a ser um dos focos de discussão no país (WESTPHAL, 2002).

---

## 1.4 Justificativa do estudo

### 1.4.1 Motivação

Conhecer o comportamento da radiação através das aberturas é vital para tirar proveito dos benefícios das suas características ópticas e térmicas. Permitir ou não a passagem da radiação solar através de janelas e aberturas pode minimizar o consumo de energia, racionalizando o uso dos sistemas de ar condicionado e iluminação artificial.

Além disso, o aumento dos custos de produção de energia associada à crescente preocupação ambiental, faz com que a compreensão dos mecanismos de transmissão de calor através de janelas torne-se muito relevante. WINKELMANN (2001) ressalta a importância da modelagem destes mecanismos para determinar o efeito de janelas mais eficientes sobre o uso da energia da edificação e no conforto dos ocupantes. Já ARASTEH (1995) descreve um consenso sobre o assunto, ao mencionar que o controle do ganho de calor solar é muito importante para o projeto de edificações eficientes devido às seguintes questões:

- Cada vez mais residências e edifícios estão sendo construídos com sistemas de condicionamento de ar.
- Ganhos solares em edifícios de climas quentes contribuem para o aumento da carga com resfriamento.
- Cargas de resfriamento são mais significativas em períodos de verão quando a utilização do sistema elétrico atinge seu pico de demanda.

O desenvolvimento de dispositivos de medição ou simulação que permitam verificar o desempenho das aberturas através de índices tais como transmissão de luz e calor, ou isolamento, é um caminho para a melhoria da qualidade dos produtos. Neste contexto, os sistemas de certificação e etiquetagem têm exercido um papel fundamental. No que se refere ao ganho de calor solar, MCCLUNEY (1991) destaca a importância da padronização dos procedimentos de cálculo e medição, pois se não há processo para guiar a determinação dos índices de desempenho, os fabricantes continuam livres para publicar em seus produtos os valores que eles desejam.

A atual situação econômica e energética no Brasil e no mundo não favorece projetos que utilizam soluções unicamente focadas no condicionamento artificial. Considerando que as edificações brasileiras sofrem uma grande influência do calor solar transmitido através das

---



aberturas, o desenvolvimento de sistemas de medição para quantificar o ganho de calor solar é necessário para dar suporte a novas normas de desempenho energético e criar recomendações construtivas apropriadas para diferentes regiões e tipos de edificações. Outro aspecto importante, seria a aplicação dos resultados como suporte didático na formação de arquitetos e engenheiros, e auxílio a projetistas durante a elaboração do projeto arquitetônico.

O ganho de calor solar, principalmente em regiões de clima quente, é um dos grandes responsáveis pelo aumento da carga térmica no interior da edificação. Conhecendo o desempenho de uma abertura, pode-se estimar a quantidade de calor que penetra no ambiente através da mesma. O Coeficiente de Ganho de Calor Solar (ou Fator Solar) é um dos mais importantes índices de desempenho energético de aberturas. Este índice indica a fração de ganho térmico por radiação solar que é transmitido através de uma abertura para o interior da edificação.

Este tipo de informação, associado à simulação computacional e outros processos de análise, possibilita a elaboração de projetos melhores e mais eficientes. Porém, determinar o desempenho de uma janela frente à radiação solar é algo bastante complexo na prática. O ponto chave do problema pode ser resumido na seguinte questão: como quantificar o ganho de calor solar através de uma janela ou abertura?

Existem diversas variáveis que influenciam sobre o valor total do ganho de calor devido à radiação que penetra em um ambiente através de uma abertura. Em primeiro lugar é necessário trabalhar com uma fonte de radiação dinâmica: o sol. A movimentação do sol, durante todo o período do dia e ao longo do ano, produz uma variação angular na incidência da radiação e conseqüentemente uma mudança temporal na intensidade da mesma. Além da radiação direta, proveniente do sol, ainda é necessário considerar outras frações de radiação térmica (refletida e difusa), emitidas pelo entorno.

A variação angular da incidência da radiação, quando associada com as características intrínsecas dos materiais (propriedades físicas e químicas) utilizados na fabricação dos componentes da abertura, também tem influência no valor das quantidades de luz e calor transmitidos para o interior da edificação.

Já o aspecto construtivo da janela, ou seja, a forma, a área e o tipo de janela propriamente ditos, também acarretam efeitos sobre a transmissão de calor através da mesma. A aplicação de proteções solares internas ou externas ainda suscita muitas dúvidas no que se refere às parcelas de energia absorvida e reemitida, em função do tipo de material, do posicionamento e dimensões destes elementos. Outro ponto que gera incertezas é a influência das condições climáticas sobre a quantidade de calor que cruza a abertura (variação da temperatura e da velocidade do ar).

---

Muitos esforços têm sido feitos para equacionar o ganho de calor solar para o interior do ambiente através de diferentes sistemas de aberturas. Mas devido ao grande número de variáveis envolvidas, existe uma grande dificuldade em criar modelos matemáticos que representem este fenômeno de maneira geral. Cada tipo de janela e dispositivo de sombreamento tem características específicas que precisam ser observadas.

#### **1.4.2 Avanço tecnológico e científico**

Para a maioria dos sistemas de aberturas complexas (com proteções solares), não existem processos de cálculo de ganho de calor solar disponíveis, sendo necessário a realização de medições (MCCLUNEY, 1991). Ainda sobre o ponto em questão, PEREIRA (1992) comenta que para aberturas complexas e distribuições de radiação mais realistas, mesmo modelos matemáticos e computadores potentes podem apresentar uma precisão limitada devido a hipóteses teóricas usualmente assumidas. Desta forma, as medições tornam-se um modo mais conveniente de determinar o ganho de calor solar em diferentes tipos de aberturas.

PEREIRA (1992) cita diferentes experimentos desenvolvidos desde a década de 40, com o objetivo de estimar o ganho de calor em aberturas, muitos dos quais já não estão em utilização. Pesquisas recentes vêm sendo realizadas buscando desenvolver instrumentos que possam medir o ganho de calor solar através de janelas. Alguns destes equipamentos buscam, em laboratório, simular as condições de uso das aberturas, através da aplicação de lâmpadas especiais, sistemas mecânicos de movimentação e câmaras com condições climáticas controladas (PAPAMICHAEL et al., 1988; HARRISON e VAN WONDEREN, 1994; HARRISON e VAN WONDEREN, 1998; LBNL, 2003). Do outro lado estão os calorímetros de uso externo (campo) que expõem as aberturas a condições reais de uso (PEREIRA, 1991 e 1992; TSENG e GOSWAMI, 2001; LBNL, 2003). Embora utilizem tecnologia avançada, os equipamentos que vêm sendo desenvolvidos apresentam limitações técnicas e econômicas.

A maioria destes equipamentos, inclusive os novos, apresenta alguns aspectos negativos comuns, tais como: grandes dimensões; alto custo de fabricação e manutenção; sistemas complexos de instrumentação e monitoramento; necessidade de pessoal especializado para operação; dificuldade para avaliar a dependência angular do ganho de calor solar.

Neste estudo, pretende-se melhorar o funcionamento de um equipamento de medição de ganho de calor solar utilizado por MACEDO (2002), chamado de Radiômetro de Abertura, o qual encontra-se em desenvolvimento na UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina). Este sistema faz uso de uma nova classe de fluxímetros (transdutores) chamados "a gradiente

---

tangencial", que têm como principais características, a alta sensibilidade e pequena espessura (GÜTHS, 1994).

O uso dos fluxímetros permite a construção de um equipamento mais simples e compacto, com flexibilidade de movimentação para utilização *in situ*. O sistema também tem como principal vantagem não necessitar da utilização de uma câmara climatizada. Ventiladores instalados na face oposta do sensor insuflam o ar ambiente sobre esta superfície, dissipando o calor e induzindo o fluxo em uma direção preferencial.

O protótipo está sendo aprimorado para o uso de amostras em escala reduzida (diferentes tipos de materiais e dispositivos de sombreamento), o que facilita e reduz os custos dos testes. Porém, isso não impede que o princípio de funcionamento possa ser futuramente utilizado em um sistema com a aplicação de amostras em escala real.

## **1.5 Desenvolvimento do Radiômetro de Abertura**

A partir de 1998, o LabCon (Laboratório de Conforto Ambiental – Departamento de Arquitetura) através de um projeto de pesquisa financiado pelo CNPq (Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento – Ministério da Ciência e Tecnologia), deu início ao desenvolvimento de um protótipo de Radiômetro de Abertura. O projeto contou também com o apoio do LMPT (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas – Departamento da Engenharia Mecânica), e do LabEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações – Departamento da Engenharia Civil), todos vinculados a UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina (PEREIRA et al., 1999).

Os transdutores utilizados nas medições de fluxo de calor usados no Radiômetro foram desenvolvidos pelo LMPT em cooperação com uma universidade francesa (Université de Lille). O processo de fabricação utiliza a fotogravura e a confecção de termopares planares a eletrodos depositados. O princípio de funcionamento do sensor é baseado no desvio das linhas de fluxo de calor, gerando uma diferença de temperatura num plano tangencial ao plano de medição (GÜTHS, 1994). A Figura 1 e a Figura 2 mostram um corte e uma vista aberta do sensor.

---

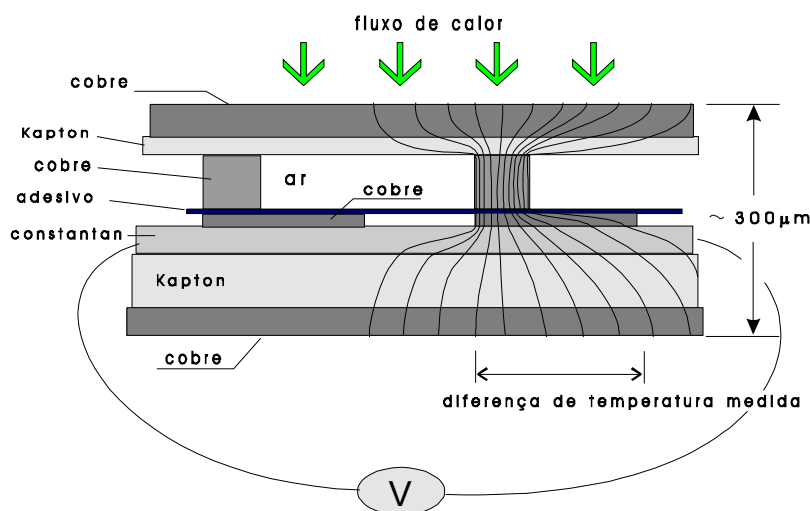


Figura 1. Vista em corte do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.

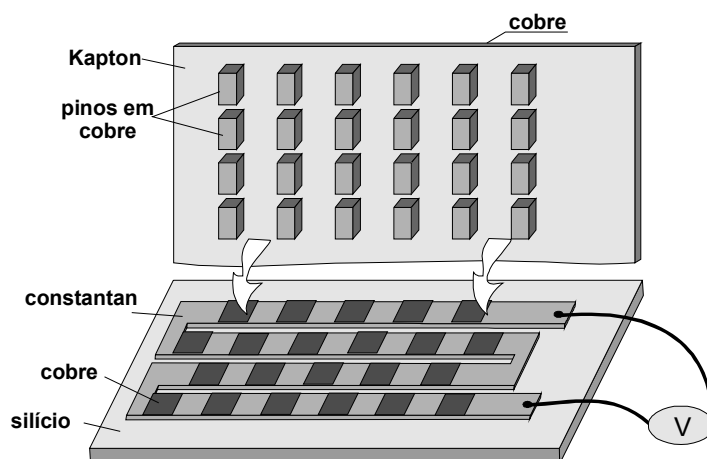
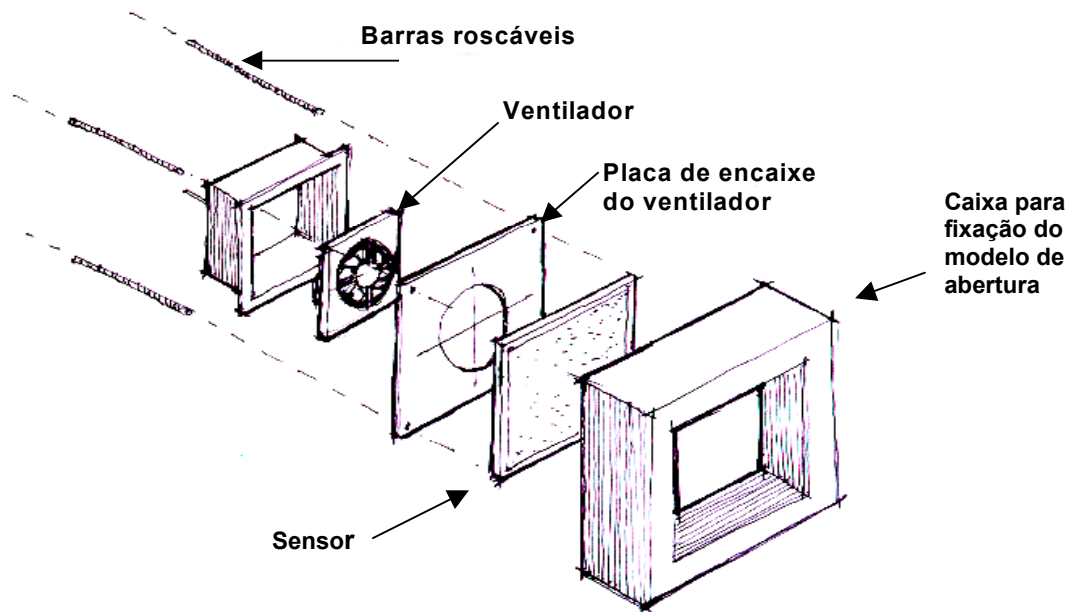


Figura 2. Vista aberta do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.

Tendo por referência o modelo criado por PEREIRA (1992), foi projetado e construído o primeiro protótipo do equipamento. De maneira geral, o sistema é composto por uma caixa de madeira compensada de espessura de 1,5cm e dimensões aproximadas de 44,0cm x 46,0cm x 16,0cm. Esta caixa apresentava uma abertura para encaixe do fluxímetro na parte interior, e um ventilador para o controle da temperatura atrás de uma placa de fixação. O conjunto é sustentado por com roscas nas quatro extremidades da caixa. Externamente a caixa foi pintada de branco e internamente com a cor preta. Os modelos de esquadrias e vidros a serem testados eram então fixados sobre a abertura frontal do protótipo.

A Figura 3 apresenta um desenho esquemático da montagem do equipamento. Mais detalhes do projeto, construção, e ajustes dos componentes são apresentados por (PEREIRA et al., 1999).



**Figura 3. Desenho esquemático da montagem do primeiro protótipo do Radiômetro de Abertura.** Fonte: PEREIRA et al., 1999 (adaptado).

Depois da montagem do primeiro protótipo e a construção de uma bancada para suportar o aparato, passaram a ser realizadas medições em campo (Figura 4 e Figura 5). Durante as medições foram observados certos aspectos do funcionamento do sistema. Em uma situação, o piranômetro instalado ao lado da bancada media  $950\text{W/m}^2$  enquanto a fluxo de calor medido pelo Radiômetro era de  $333\text{W/m}^2$ , ou seja somente um terço da energia passava através do fluxímetro. Outro ponto importante, é que após o início da medição quando o ventilador é ligado, as temperaturas do fluxímetro e da câmara caíam rapidamente e estabilizavam-se em menos de 10 minutos. Nesse momento a temperatura no interior da câmara encontrava-se  $13^\circ\text{C}$  acima da temperatura exterior e  $2,5^\circ\text{C}$  acima da temperatura do fluxímetro (PEREIRA et al., 1999).

Para verificar a causa da diferença entre os valores encontrados com a medição do piranômetro frente ao Radiômetro, PEREIRA et al. (1999) realizaram uma modelagem analítica, pela qual calculou-se que apenas  $13,7\text{W/m}^2$  eram perdidos para o meio externo através do vidro (aproximadamente 1,3% do fluxo que deveria passar pelo sensor). Desta forma, a energia incidente sobre o vidro deveria preferencialmente, em quase sua totalidade, ser conduzida para o interior do Radiômetro. Uma comparação do fluxímetro utilizado ( $30\text{cm} \times 30\text{cm}$ ) foi realizada frente um fluxímetro de menor dimensão ( $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ ), onde se observou que a energia medida com o fluxímetro maior oscilava entre 36% e 45% da energia medida pelo fluxímetro de menor dimensão. Como conclusão, notou-se um comportamento anormal do fluxímetro desenvolvido, sendo a explicação para este fato relacionada à fabricação do sensor. A existência de algum tipo

de deformação na imagem ampliada, utilizada para produzir as trilhas do circuito, poderia gerar áreas que apresentem fluxo de calor na direção inversa, reduzindo o sinal de saída.



**Figura 4. Vista frontal da bancada em operação.** Fonte: PEREIRA et al., 1999.



**Figura 5. Vista posterior da bancada em operação.** Fonte: PEREIRA et al., 1999.

Após os testes preliminares com o primeiro protótipo, partiu-se para a construção de um Radiômetro de Abertura com um novo formato. MACEDO (2002) e MACEDO e PEREIRA (2003) apresentam uma descrição da construção e montagem do novo equipamento.

Este segundo protótipo foi construído em uma caixa metálica, com saídas de ar em todo o perímetro, e duas aberturas frontais com dimensões de 20cm x 20cm (Figura 6 e Figura 7). Sobre a primeira abertura é colocado o sistema de sombreamento ou outro elemento a ser analisado, e na segunda um material de referência (normalmente um vidro simples 3mm).



**Figura 6. Radiômetro de Abertura desenvolvido na UFSC (vista frontal).** Fonte: MACEDO, 2002.



**Figura 7. Radiômetro de Abertura desenvolvido na UFSC (vista posterior).** Fonte: MACEDO, 2002.

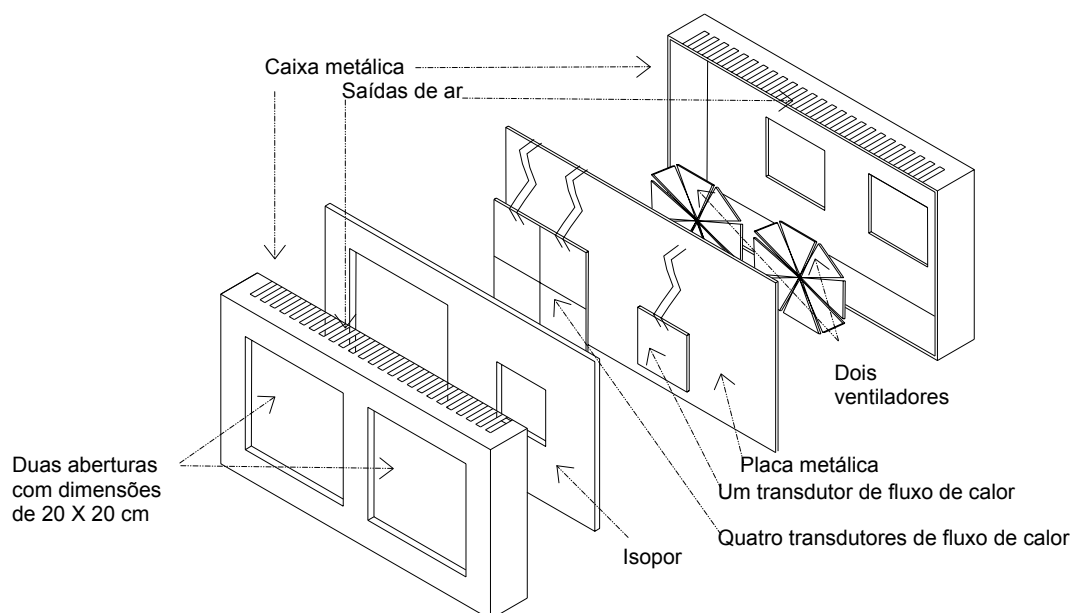
Internamente, na parte posterior das 2 aberturas, foram instalados novos transdutores de fluxo de calor, agora com dimensões inferiores (10cm x 10cm) aos utilizados no primeiro

---

protótipo. Esta redução na dimensão do fluxímetro visou minimizar as distorções no circuito impresso, causadas durante o processo de fabricação.

Os fluxímetros, por sua vez, estão fixos sobre uma placa metálica que serve de suporte para os mesmos, e além disso, tem o objetivo de uniformizar a condução do fluxo de calor. Uma camada de poliestireno expandido (isopor), instalada entre a caixa e a chapa metálica de suporte dos fluxímetros, realiza o isolamento térmico dos transdutores em relação a outras superfícies do Radiômetro, para que somente o fluxo de calor através da abertura frontal seja medido.

Atrás da placa metálica de suporte dos fluxímetros estão posicionados dois ventiladores que insuflam o ar causando o resfriamento da placa, induzindo a passagem do fluxo de calor através dos fluxímetros. Parte do conjunto é agrupado através de eixos com roscas nas extremidades das aberturas. A Figura 8 mostra um esquema seqüencial dos componentes do Radiômetro.



**Figura 8. Esquema seqüencial dos componentes do Radiômetro de Abertura.** Fonte: MACEDO, 2002.

## 1.6 Objetivos

### 1.6.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem por objetivo aperfeiçoar um sistema de medição de ganho de calor solar para modelos de janelas em escala reduzida, visando quantificar a fração de ganho térmico por radiação que penetra no ambiente através de uma abertura.

### 1.6.2 Objetivos Específicos

- Realizar novas calibrações dos sensores utilizados no equipamento;
- Executar medições de ganho de calor solar utilizando o Radiômetro, testando dois diferentes sistema de resfriamento (insuflamento de ar e circulação de água);
- Desenvolver um modelo matemático simplificado para verificar os resultados medidos através da aplicação de uma amostra de vidro incolor de 3mm de espessura;
- Analisar as incertezas existentes nos resultados das medições de ganho de calor solar realizadas com o Radiômetro.

### 1.7 Estrutura do trabalho

Neste primeiro capítulo chamou-se a atenção para a importância das aberturas (janelas) nas edificações, tendo como foco o consumo de energia. Também, foi apresentado um histórico do sistema de medição de ganho de calor solar em desenvolvimento na UFSC, e os objetivos deste trabalho.

O segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica abordando diferentes aspectos relacionados à questão do ganho de calor através de aberturas. No terceiro capítulo são descritos os procedimentos utilizados para as calibrações de sensores, e para a realização de testes experimentais e análises teóricas, aplicadas ao uso de dois diferentes sistemas de resfriamento para a chapa de suporte dos fluxímetros (insuflamento de ar e circulação de água).

No quarto capítulo são apresentados os resultados das calibrações e da seqüência de medições realizadas em campo. Um modelo analítico é desenvolvido e utilizado para a realização de análises paramétricas da influência de algumas variáveis sobre os resultados da medição. Também é verificada a incerteza combinada de medição devido aos sensores, e por fim são discutidas questões importantes relacionadas a cada umas das etapas desenvolvidas.

O quinto capítulo finaliza o trabalho trazendo as conclusões gerais, recomendações para melhoria do sistema de medição, e sugestões para continuidade da pesquisa.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre o estudo das trocas de energia através de janelas e aberturas relacionadas com o ganho de calor causado pela incidência da radiação solar.

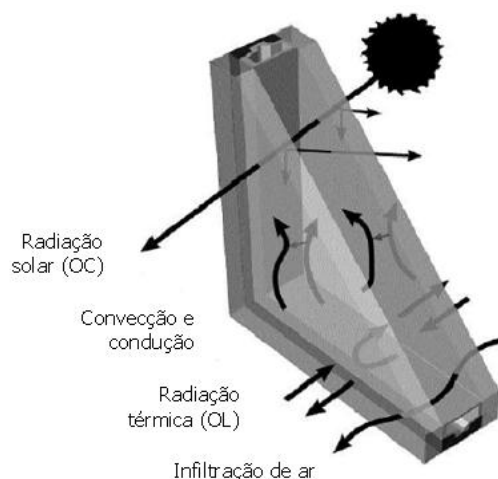
Inicialmente são abordados os índices utilizados para avaliar o desempenho das aberturas frente à radiação solar. Logo após, são examinados alguns dos principais métodos de estimativa do ganho de calor solar em aberturas, o quais fazem uso de equipamentos experimentais e processos de cálculo. Também são abordados aspectos da normatização, softwares de simulação e selos de certificação para janelas, existentes em alguns países ao redor do mundo.

### 2.2 Transferência de calor em aberturas

As aberturas são consideradas pontos críticos do envelope construtivo, no que se refere às trocas de energia entre o meio interno e externo da edificação. Segundo diversos autores (DOE, 1997; CARMODY et al., 1996; LAMBERTS et al., 1997, DEAL et al., 1998; ASHRAE, 2001a) pode-se considerar três tipos de fluxo de energia através das janelas como sendo principais (Figura 9):

- Perdas e ganhos de calor na forma de condução, convecção e radiação;
- Ganho de calor solar na forma de radiação;
- Trocas de ar (ventilação e infiltração).

As quantidades destes fluxos de energia serão afetadas por alguns fatores físicos do meio e dos materiais utilizados, tais como: a temperatura interna e externa, nível de radiação solar incidente, diferença de pressão interna e externa e características dos materiais (propriedade térmicas e radiantes), entre outras.



**Figura 9. Tipos de fluxo de energia através de janelas.** Fonte: DOE, 1997 (adaptado).

### 2.3 Propriedades ópticas dos materiais

As propriedades ópticas são importantes para o estudo do ganho de calor solar através de vidros e outros materiais utilizados em janelas e aberturas. Estas propriedades são a transmissividade ( $\tau$ ), refletividade ( $\rho$ ), absortividade ( $\alpha$ ).

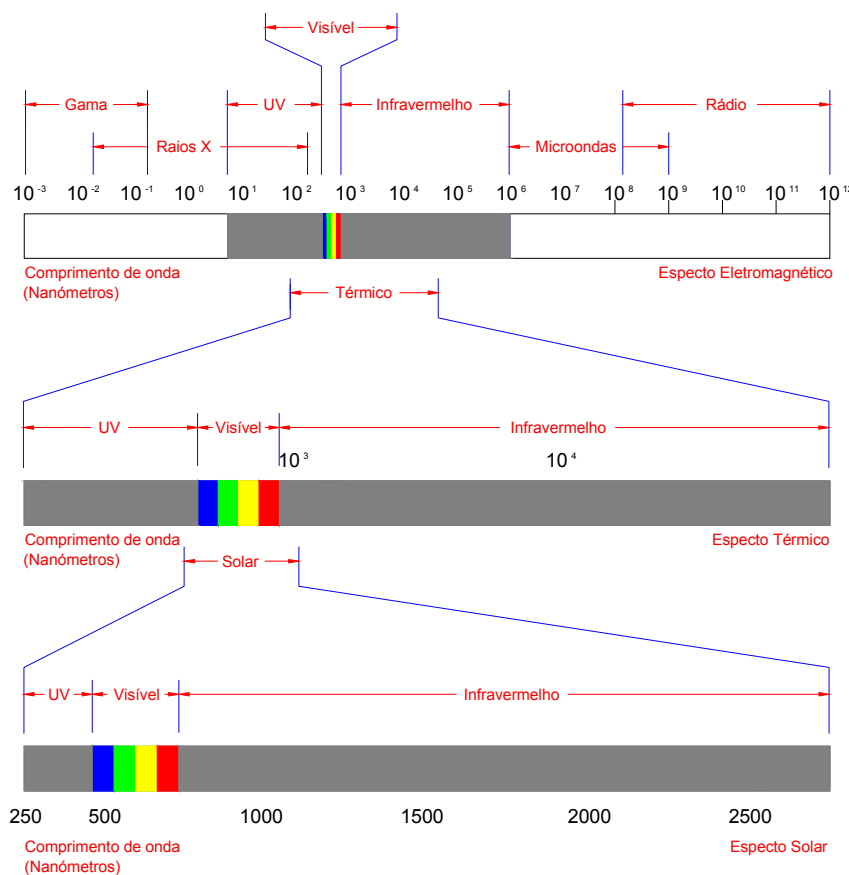
Para satisfazer a lei da conservação de energia a soma da transmissividade, refletividade e absortividade tem de ser igual a 1, ou 100% da energia que incide sobre o material ( $\tau + \rho + \alpha = 1$ ). Para materiais opacos a transmissividade é igual a zero, então a soma da refletividade mais a absortividade é igual a 1 (LAMBERTS et al., 1997; ASHRAE, 2001a).

De modo geral estas propriedades são definidas para cada direção de incidência sobre um material e para cada comprimento de onda de radiação. Alguns materiais são angularmente seletivos, ou seja suas propriedades ópticas variam com a direção de incidência de radiação. Além destes, existem os materiais espectralmente seletivos, os quais têm diferentes propriedades para diferentes comprimentos de onda (MCCLUNEY, 1987).

### 2.4 Radiação e espectro eletromagnético

A radiação é o processo físico de emissão e propagação de energia entre superfícies separadas, onde esta energia pode ser transmitida através de fenômenos ondulatórios (ondas eletromagnéticas) ou por meio de partículas com energia cinética (fótons) – por exemplo, o sol é uma fonte de radiação para terra (SPARROW e CESS, 1966; NFRC, 2001).

O intervalo inteiro dos diferentes tipos de radiação eletromagnética, ou ondas eletromagnéticas, é chamado de espectro eletromagnético (Figura 10). Este espectro abrange um grande conjunto de comprimentos de onda (ou frequências) indo desde ondas muito longas, de baixas frequências, que são as ondas rádio, passando pelas ondas infravermelhas e ondas de luz visível, até chegar a frequências muito altas (o que corresponde a comprimentos de ondas curtos ou, simplesmente, ondas curtas) dos raios X e raios gama (ON, 2004).



**Figura 10. Espectro Eletromagnético.** Fonte: CARMODY et al., 1996 (adaptado).

A radiação térmica é definida como a energia radiante emitida por um corpo, a qual se deve unicamente à temperatura do corpo – ou seja, a temperatura do corpo é que governa a emissão de radiação térmica. O intervalo de comprimento de onda da radiação térmica está situado aproximadamente entre 100nm e 100000 nm (INCROPERA e DE WITT, 1998). Todos os objetos com temperatura acima do zero absoluto emitem radiação. Em temperaturas normais encontradas na terra (entre 0°C e 100°C) esta radiação tem comprimentos de onda maiores do que a faixa do vermelho visível (780 nm) (MCCLUNEY, 1987).

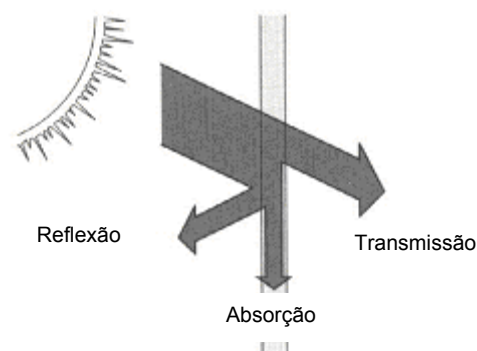
Já a radiação solar é explicada como a energia emitida pelo sol, incluindo comprimentos de onda na faixa ultravioleta, infravermelha e de luz visível – aproximadamente 99% da energia solar tem comprimento de onda entre 300 e 3500 nm (ASHRAE, 2001a; NFRC, 2001).

## 2.5 Ganho de calor solar

A radiação solar é um dos fatores de maior influência nas trocas térmicas que ocorrem através das janelas. Isto se deve principalmente ao fato das janelas utilizarem elementos de

fechamentos transparentes (normalmente vidros), os quais transmitem diretamente grande parte desta radiação.

No caso dos elementos transparentes, além da parcela diretamente transmitida, parte da radiação solar incidente é refletida e outra parte absorvida pelo material. A porção absorvida da radiação é convertida em calor no interior do material e pode ser reemitida para o meio interior e exterior (Figura 11). Cada material tem diferentes características de transmissão, reflexão e absorção, as quais dependem de fatores como o ângulo de incidência e o comprimento de onda (CARMODY et al., 1996; LAMBERTS et al., 1997; ASHRAE, 2001a)

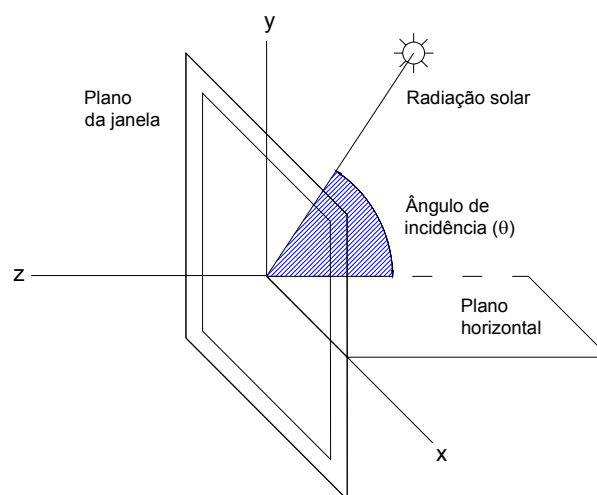


**Figura 11. Passagem da radiação solar através de uma superfície transparente.**

Fonte: CARMODY et al., 1996 (adaptado).

O ângulo medido entre uma linha perpendicular ao plano da janela e uma linha reta que intercepta este plano na direção de incidência do raio de luz, é chamado de ângulo de incidência (Figura 12). Por exemplo, se os raios solares são perpendiculares à superfície, o ângulo de incidência será igual a zero, mas se forem paralelos a superfície, o ângulo de incidência seria aproximadamente de  $90^\circ$ .

Existem três componentes da radiação (direta, difusa e refletida) que atingem a superfície do vidro em diferentes ângulos de incidência. O ângulo de incidência da radiação solar direta é função da relação geométrica entre a abertura e a posição do sol, variando continuamente devido à movimentação da Terra. Já a radiação difusa e refletida originam-se de um infinito número de ângulo de incidência.

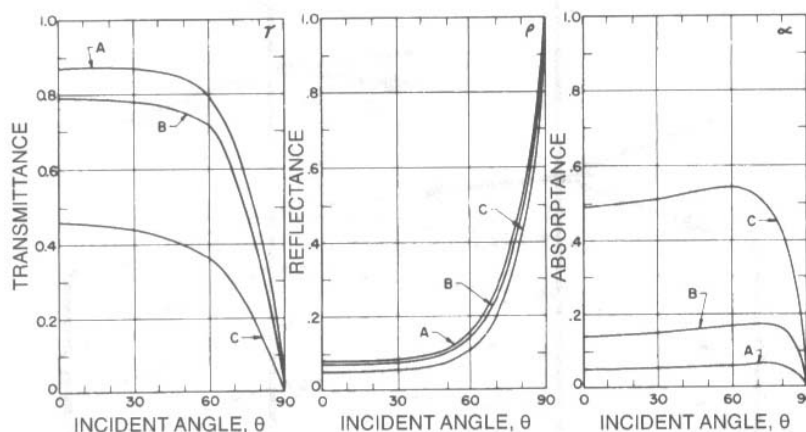


**Figura 12. Ângulo de incidência ( $\theta$ ).**

O ângulo de incidência afeta a transmissividade do vidro de duas maneiras. Primeiro, os ângulos de incidência elevados causam maior reflexão dos raios que incidem na superfície do vidro. Segundo, a porção de luz solar que passa através do vidro irá percorrer um caminho mais

longo, o que resultará em uma maior quantidade de radiação absorvida, e conseqüentemente uma menor parcela de energia transmitida diretamente (JOHNSTON, 2002).

Esta dependência dos vidros ao ângulo de incidência pode ser observada na Figura 13 para três situações: vidro duplo, vidro incolor, e vidro tingido. Para ângulos de incidência maiores, a parcela refletida da radiação solar tenderá a ser maior. Já a absorção cresce até um ângulo de incidência próximo a 60° e depois passa a decrescer.



**Figura 13. Variação das propriedades ópticas em função do ângulo de incidência. (A) vidros duplos, (B) Vidro incolor, (C) vidro tingido. Fonte: ASHRAE, 2001a.**

A ASHRAE (2001a) apresenta valores tabelados de transmissividade, refletividade absorvidade, e Fator Solar para diferentes tipos vidros, segundo alguns ângulos de incidência. Além disso, são dados valores de Fator Solar para determinados tipos de esquadrias segundo a incidência normal. Também, LABAKI e CARAM (1995), CARAM (1998) e SANTOS (2002), realizaram testes determinando valores de propriedades ópticas de vidros e outros elementos transparentes em uso no mercado brasileiro.

Normalmente, o valor de referência do Fator Solar comumente indicado para o vidro incolor de 3mm de espessura, em ângulo de incidência normal, está entre 0,86 e 0,87 (ASHRAE, 1993; ASHRAE, 2001a; SANTOS, 2002; WINDOW5, 2002), dependendo das condições de medição e das características do material. SANTOS (2002) determinou valores de Fator Solar para vidros incolores 3mm distribuído no Brasil, chegando ao valor de 0,87. Neste tipo de vidro a influência da variação angular é pequena para ângulos de incidência abaixo de 40°, mas torna-se significativa para ângulos maiores (ASHRAE, 2001a). Na Tabela 1 são apresentadas as propriedades ópticas do vidro simples segundo alguns ângulos de incidência.

**Tabela 1. Propriedades no centro do vidro: Fator Solar (FS), transmissividade ( $\tau$ ), refletividade ( $\rho$ ), absorptividade ( $\alpha$ ), para o vidro simples, incolor, plano, 3mm. Fonte: ASHRAE, 2001a.**

Ângulo de incidência	FS	$\tau$	$\rho$	$\alpha$
Normal (0°)	0,86	0,83	0,08	0,09
40°	0,84	0,82	0,08	0,10
50°	0,82	0,80	0,10	0,10
60°	0,78	0,75	0,14	0,11
70°	0,67	0,64	0,25	0,11
80°	0,42	0,39	0,51	0,11

## 2.6 Índices de ganho de calor solar

É importante definir de forma clara os diferentes índices utilizados para representar o desempenho energético das janelas. Em se tratando especificamente do ganho de calor solar através de aberturas, algumas vezes estas definições acabam não sendo compreendidas de maneira clara, devido à nomenclatura ou a relações matemáticas adotadas em diferentes normas ou estudos.

Quando a maioria dos modelos de janelas disponíveis no mercado ainda eram bastante simples, o foco da atenção em relação ao ganho de calor solar eram os vidros. A ASHRAE então desenvolveu um método de cálculo para determinar a radiação transmitida através do vidro monolítico (incolor, 3mm), em diferentes direções de incidência. Os valores obtidos são escritos na unidade de fluxo de calor por unidade de área ( $W/m^2$ ), sendo estes tabelados e chamados de Fatores de Ganho de Calor Solar (SHGFs – Solar Heat Gain Factors). Os valores de SHGFs dependem da latitude, época do ano e orientação da abertura. Com isso, bastava multiplicar o valor do SHGF pela área de vidros da janela para saber o fluxo de calor gerado pelo ganho solar (ASHRAE, 2001a).

O Coeficiente de Ganho de Calor Solar (Solar Heat Gain Coefficient – SHGC) ou também chamado de Fator Solar (FS), como é mais conhecido no Brasil, é um outro índice utilizado para avaliar a capacidade de sombreamento de uma abertura. O Coeficiente de Ganho de Calor Solar é definido como sendo a fração de calor solar, adquirida através de uma abertura (vidros e esquadrias), diretamente transmitida, mais a porção absorvida que é posteriormente retransmitida para o interior do ambiente. O SHGC é apresentado como um valor adimensional que varia de 0 a 1, por isso não deve ser confundido com o SHGF.

Para as janelas com dispositivo de sombreamento e vidros espectralmente seletivos foi criado o conceito de Coeficiente de Sombreamento (SC - Shading Coefficient). A intenção era encontrar um índice que permitisse, a partir do valor ganho de calor do vidro incolor de referência, determinar o ganho de calor de uma janela com sombreamento ou vidros coloridos. A ASHRAE (2001a) define o Coeficiente de Sombreamento como sendo uma razão entre o SHGC de uma mostra de vidros e o coeficiente de ganho de calor de referência (vidro incolor, 3mm), ambos sobre o mesmo ângulo de incidência e distribuição espectral. Para incidência normal, o valor calculado do SHGC de referência é igual a 0,87. Neste caso a razão que define o SC pode ser escrita na forma da Equação (1):

$$SC = \frac{SHGC}{0,87} \quad (1)$$

Onde:

SC = Coeficiente de Sombreamento (adimensional)

SHGC = Coeficiente de Ganho de Calor Solar (adimensional)

Em alguns casos, o uso do Coeficiente de Sombreamento (SC) como índice para avaliar o desempenho térmico de aberturas, têm sido criticado. MCCLUNEY (1991) comenta que o uso do SC tem se tornando inadequado frente aos complexos sistemas de aberturas que vêm sendo desenvolvidos. O autor destaca que o SC não é apropriado para utilização em simulações horárias de desempenho, pois o ângulo de incidência, a distribuição espectral da radiação e a velocidade do vento sobre a janela, mudam constantemente. Além disso, o próprio nome de SC não explica de maneira clara o que se espera do índice, por exemplo um número elevado do SC indica uma menor habilidade de proteção ao ganho de calor solar.

Atualmente o SHGC vem substituindo o SC, e sendo utilizado com um dos índices oficiais de desempenho nas certificações de janelas (NFRC, 2001). A ASHRAE (2001a) define de modo geral o SHGC de uma superfície, conforme a Equação (2), sendo este dependente principalmente do ângulo de incidência ( $\theta$ ) da radiação, mas também de outros parâmetros.

$$SHGC(\theta) = \tau + N\alpha \quad (2)$$

Onde:

SHGC = Coeficiente de Ganho de Calor Solar (adimensional)

---

$\tau$  = Transmissividade a radiação solar (adimensional)

$N$  = Fração da radiação solar absorvida que é reemitida para o interior do ambiente (adimensional)

$\alpha$  = Absortividade a radiação solar (adimensional)

## 2.7 Estimativa de ganho de calor solar através de aberturas

### 2.7.1 Métodos de medição em laboratório

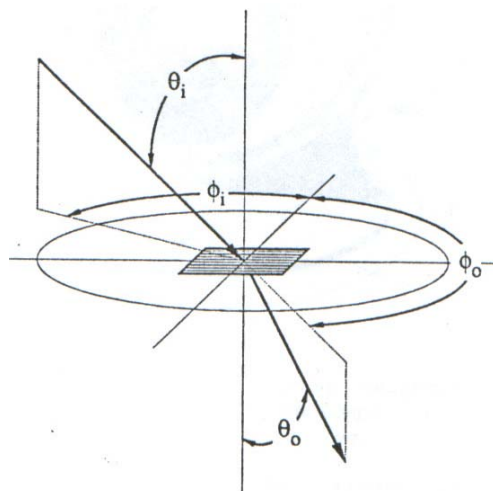
#### 2.7.1.1 Bidirectional Radiometric Scanner

Durante a década de 80 pesquisadores da University of California iniciaram o desenvolvimento de um radiômetro na forma de um grande scanner. Desde então, o equipamento chamado de Scanning Radiometer ou Bidirectional Radiometric Scanner, vem sendo utilizado para medir transmissividade e refletividade bidirecional em janelas e seus componentes, e também em estudos relacionados à iluminação natural.

A transmissividade e refletividade bidirecional do componente ou sistema de abertura representam a taxa do fluxo incidente que é transmitida (ou refletida) sobre um elemento de ângulo sólido atingido por um raio de luz. Esta taxa é função dos ângulos de entrada e saída do raio de fluxo incidente  $(\theta_i, \phi_i, \theta_0, \phi_0)$ , definidos conforme mostra a Figura 14. Segundo PAPAMICHAEL et al. (1988), para caracterizar totalmente um elemento que compõem uma janela são necessárias seis propriedades ópticas solares: a transmissividade e refletividade bidirecional na face frontal (<sup>f</sup>) e posterior (<sup>b</sup>) do elemento  $(\tau^f, \tau^b, \rho^f, \rho^b)$  e absortância direcional frontal e posterior  $(\alpha^f, \alpha^b)$ .

---



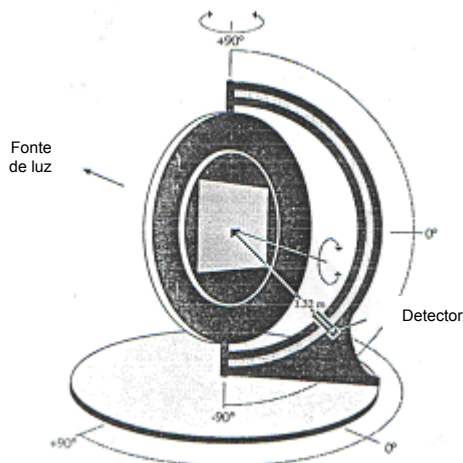


**Figura 14. Definição dos ângulos para transmissividade bidirecional.**

Fonte: PAPAMICHAEL et al., 1988.

O equipamento é composto basicamente por três elementos principais: uma fonte de luz fixa; uma amostra montada sobre um plano móvel; e um detector móvel.

Primeiro a fonte de luz é fixada em frente à amostra, e esta, por sua vez, é montada sobre um plano com um sistema de eixos que permite um movimento com dois graus de liberdade (giro). A amostra pode ser rotacionada sobre um eixo vertical e sobre um eixo horizontal para ajustar o ângulo de incidência. Desta maneira é possível cobrir todo o hemisfério de incidência de radiação. O detector pode ser movimentado ao longo de um arco semicircular de  $180^\circ$ , sendo que este arco pode descrever um movimento completo de revolução ao redor da amostra (Figura 15). Atualmente o sistema de detecção utilizado é formado por três elementos: um espelho coletor, uma esfera integradora e um par de sensores. A radiação é coletada pelo espelho e focada na entrada de esfera integradora que possui um sensor radiométrico e outro fotométrico. Os sensores coletam dados de comprimento de onda e intensidade de radiação refletida e transmitida pela amostra, e os envia a um computador para serem armazenados (LBNL, 2003).



**Figura 15. Esquema dos ângulos de rotação do Scanning Radiometer.**

Fonte: PAPAMICHAEL et al., 1988 (adaptado).

Os movimentos do Scanning Radiometer são realizados por motores controlados eletronicamente. O detector percorre o arco segundo um número de pontos de medição igualmente espaçados. Já o arco realiza o movimento de rotação horizontal em função de um valor de ângulo pré-determinado. A cada movimentação horizontal do arco, o detector descreve a trajetória vertical de medição. Desta forma, é produzida uma malha de valores medidos cobrindo todo o hemisfério sobre a superfície da amostra.

Durante o processo de medição, a movimentação vertical do detector é dividida em um número de espaçamentos iguais, já o movimento horizontal de rotação do arco é ajustado para um ângulo de variação igual a 15°. Com isso, o tempo de duração de uma varredura sobre o hemisfério completo é de aproximadamente 20 minutos, para uma única direção de incidência.

Para a maioria dos sistemas de aberturas, a caracterização através de seis diferentes ângulos de incidência é suficiente, mas para sistemas complexos pode ser necessário repetir as medições para múltiplas rotações dos planos da amostra. A Figura 16 apresenta um teste sendo realizado através do Scanning Radiometer.



**Figura 16. Teste utilizando o Scanning Radiometer.** Fonte: <http://windows.lbl.gov/>

Os resultados encontrados com o Scanning Radiometer têm sido utilizados para: o incremento de novos métodos de estimativa do ganho de calor solar em aberturas complexas (tais como janelas com venezianas); e também como suporte no desenvolvimento do sistema de certificação de desempenho de aberturas nos EUA.

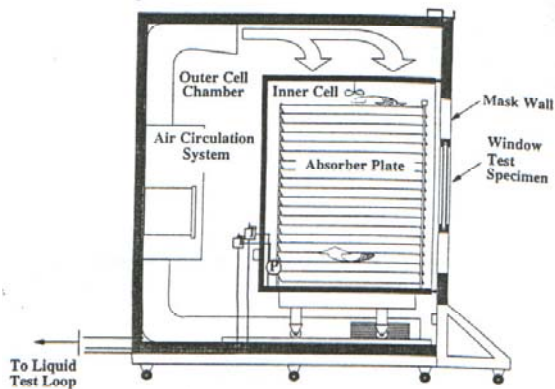
#### 2.7.1.2 Método de teste através de simulador solar

Entre os anos de 1988 e 1989 o governo canadense, através do Natural Resources Canadá, patrocinou o desenvolvimento de um protótipo e também de um procedimento de medição para determinar o SHGC e a transmitância térmica através de janelas. Desde então, melhoramentos do equipamento foram feitos, e em 1992 os testes com diferentes modelos de aberturas passaram a ser efetivamente realizados.

HARRISON e VAN WONDEREN (1994) apresentam um trabalho descrevendo a utilização do Método de Teste para determinar, em laboratório, o valor do SHGC em diferentes modelos de janelas. Posteriormente, os resultados foram comparados a valores obtidos por programas de simulação computacional.

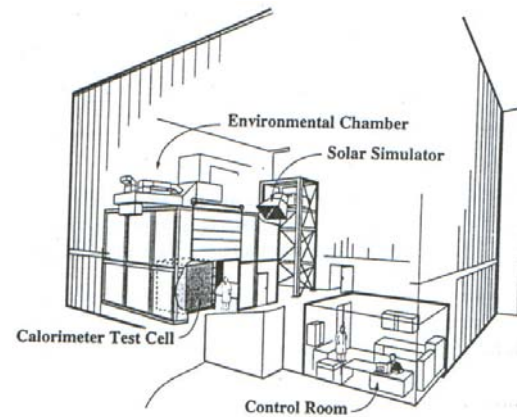
Para realizar as medições, primeiramente as amostras são montadas em um calorímetro especialmente construído para janelas. O calorímetro é posicionado em uma câmara com condições ambientais controladas. Do lado externo, a amostra (janela) é irradiada, em um ângulo fixo, por uma única fonte (lâmpada) que proporciona índices de radiação entre 150 e 1100 W/m<sup>2</sup>. Esta lâmpada é combinada com um sistema de refletores que proporciona radiação uniforme sobre a área da amostra e uma distribuição espectral próxima a solar.

O calorímetro é protegido externamente por uma célula de guarda. Uma placa de absorção é abrigada no interior da célula e conectada a um líquido em circuito fechado, capaz de adicionar ou retirar calor de uma maneira que este possa ser medido com precisão (Figura 17 e Figura 18).



**Figura 17. Calorímetro de janelas.**

Fonte: HARRISON e VAN WONDEREN, 1994.



**Figura 18. Esquema do Local de teste.**

Fonte: HARRISON e VAN WONDEREN, 1994.

O desempenho do modelo de abertura é diretamente medido com base no balanço interno de energia da célula. O fluxo de energia através da janela e da câmara ( $Q_{net}$ ), representado pela Equação (3), é igual a soma da energia extraída da placa absorvedora ( $Q_{abs}$ ), mais o calor que sai através das paredes da célula ( $Q_{cw}$ ) e das paredes que suportam a janela ( $Q_{mw}$ ), menos a potência dissipada internamente pelos equipamentos ( $Q_{inputs}$ ).

$$Q_{net} = Q_{abs} + Q_{cw} + Q_{mw} - P_{inputs} \quad (3)$$

O fator de desempenho térmico da janela ( $\eta$ ), que corresponde a fração do fluxo de calor incidente que é admitida pela mesma, é definida na Equação (4):

$$\eta = \frac{Q_{net}}{A_f \cdot G} \quad (4)$$

Onde:

$Q_{net}$  = Fluxo de energia (W)

$A_f$  = Área da janela ( $m^2$ )

$G$  = Irradiação solar ( $W/m^2$ )

Em estudos prévios sobre o método de teste, HARRISON e DUBROUS (1990) apud HARRISON e VAN WONDEREN (1994) desenvolveram uma análise de regressão relacionando simultaneamente o SHGC (chamado aqui de F) e a transmitância térmica ( $U_f$ ). Neste estudo o fator de desempenho é determinado em diferentes condições climáticas (com G variando de 200 a 1000 W/m<sup>2</sup> e diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) fixa em 40°C). A regressão é do tipo linear, definindo o SHGC como a intersecção da linha de regressão com o eixo das ordenadas, e  $U_f$  igual à inclinação da reta, como mostra a Equação (5):

$$\eta = F - U_f \cdot \frac{\Delta T}{G} \quad (5)$$

Para isolar F buscam-se condições onde  $\Delta T/G$  seja nulo e conseqüentemente  $\eta$  representa o próprio SHGC. Desta forma, para realização do experimento a opção encontrada foi manter a diferença de temperatura através da janela igual a zero.

Quatro anos mais tarde, HARRISON e VAN WONDEREN (1998) apresentaram um novo trabalho, dando continuidade ao estudo anterior. Novamente o Método de Teste de laboratório é utilizado para medir valores de SHGC em diferentes modelos de aberturas comercialmente disponíveis (inclusive com proteções solares), comparando os resultados medidos com valores de simulação computacional.

A novidade foi um melhoramento do equipamento, permitindo a variação do ângulo de incidência da radiação. A variação angular da altura solar foi possibilitada através do movimento vertical da lâmpada (fonte de radiação), montada sobre um elevador. Com isso, as amostras são diretamente irradiadas até um ângulo de 30° com a horizontal, para ângulos maiores que este valor foi utilizado um sistema de espelhos refletores (Figura 19). Já a variação azimutal é conseguida pela rotação da célula calorimétrica sobre um eixo vertical no interior da câmara climatizada.

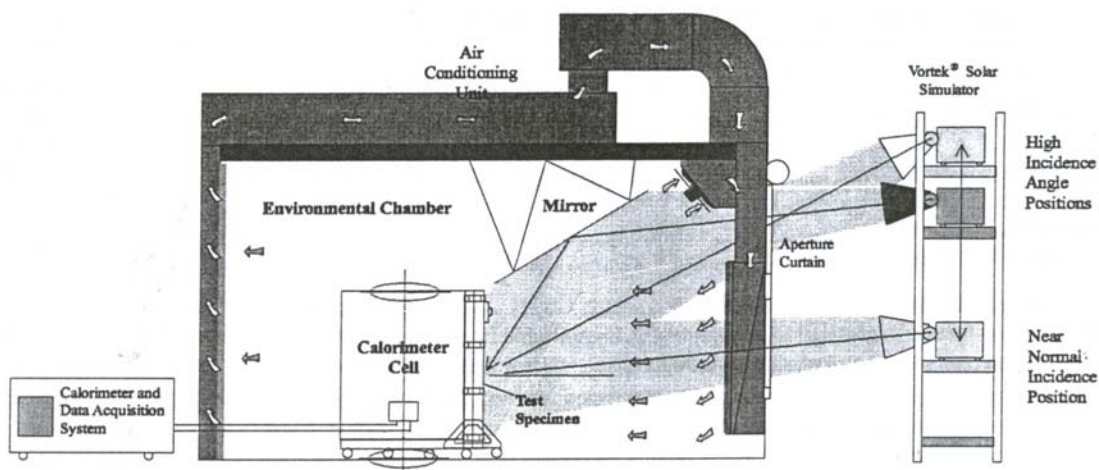


Figura 19. Variação angular da fonte de radiação. Fonte: HARRISON e VAN WONDEREN, 1998.

## 2.7.2 Métodos de medição em campo

### 2.7.2.1 UF-ASHRAE Solar calorimeter

O UF-ASHRAE Solar calorimeter é um equipamento utilizado para medir o ganho de calor solar através de aberturas. O nome origina-se do fato do equipamento ter sido doado pela ASHRAE para a University of Florida em 1961, onde ele foi instalado e recalibrado, entrando em funcionamento em 1962. Antes disso, o calorímetro já operava desde sua construção em 1945 no laboratório de pesquisas da ASHVE (American Society of Heating and Ventilating Engineers – como era conhecida a ASHRAE até 1954) em Cleveland, Ohio (SEECL, 2000).

TSENG e GOSWAMI (2001), realizaram um estudo utilizando o calorímetro solar para medir o SHGC de amostras de janelas fornecidas pela NFRC, onde o princípio de funcionamento do equipamento é descrito.

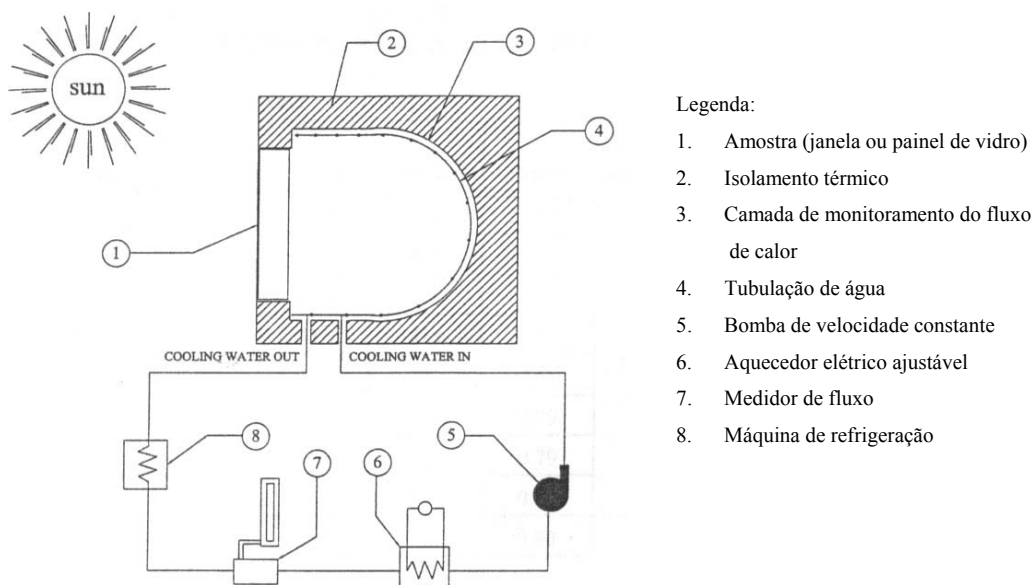
O calorímetro solar é constituído de um absorvedor cilíndrico cortado por um plano metálico com uma abertura para fixação da amostra. O sistema está montado sobre um sistema de eixos e rodas que permite a movimentação e rotação do equipamento (Figura 20).



**Figura 20.** UF - ASHRAE Solar calorimeter. Fonte: SEECL, 2000.

O calorímetro conta com um sistema de circulação de água para remover o calor transmitido para o interior da câmara isolada termicamente. Durante a medição, a temperatura e a massa do fluxo de água são ajustados para remover o calor absorvido e manter a temperatura interna do calorímetro em um nível constante, preferencialmente igual à temperatura ambiente.

A tubulação de circulação de água é soldada a uma placa de cobre, que forma a superfície de absorção, e ambas são pintadas com tinta preta. As paredes da câmara também são de cobre escurecido. Já as laterais e a parte posterior são altamente isoladas por uma camada de 4 polegadas de espuma de isocianeto injetado. A face externa do isolamento é coberta por alumínio pintado de branco. Para determinar o calor residual perdido através do isolamento, uma placa de poliestireno rígido de condutividade conhecida e com sensores para verificar a diferença de temperatura, é colocada entre o metal de absorção e o isocianeto (Figura 21).



- Legenda:
1. Amostra (janela ou painel de vidro)
  2. Isolamento térmico
  3. Camada de monitoramento do fluxo de calor
  4. Tubulação de água
  5. Bomba de velocidade constante
  6. Aquecedor elétrico ajustável
  7. Medidor de fluxo
  8. Máquina de refrigeração

**Figura 21. Esquema do sistema de funcionamento do calorímetro.** Fonte: TSENG e GOSWAMI, 2001.

O ganho de calor solar ( $Q_{SHG}$ ) através da abertura no calorímetro pode ser estimado pela soma dos quatro termos apresentados na Equação (6), os quais são detalhados a seguir:

$$Q_{SHG} = Q_{out} + Q_{sp} + Q_w + Q_{walls} \tag{6}$$

Sendo:

$Q_{out}$  = quantidade de calor removida pela circulação de água (W);

$Q_{sp}$  = fluxo de calor através do painel frontal (W);

$Q_w$  = fluxo de calor através da abertura ou janela (W);

$Q_{walls}$  = fluxo de calor através das paredes da célula do calorímetro (W).

Já o calor removido pelo sistema de circulação de água ( $Q_{out}$ ) pode ser calculado através Equação (7):

$$Q_{out} = m.C_p.\Delta T \tag{7}$$

Onde:

$m$  = massa de água no sistema (kg);

$C_p$  = calor específico da água (W/kg°C);

$\Delta T$  = diferença de temperatura entre a água que entra e sai do calorímetro (°C).



O fluxo de calor através do painel frontal ( $Q_{sp}$ ) é então calculado pelo uso da Equação (8):

$$Q_{sp} = A_{sp} \cdot (T_{sp,in} - T_{sp,out}) / R_{sp} \quad (8)$$

Onde:

$A_{sp}$  = área do painel ( $m^2$ );

$T_{sp,in}$  = temperatura do lado interno do painel ( $^{\circ}C$ );

$T_{sp,out}$  = temperatura do lado externo do painel ( $^{\circ}C$ );

$R_{sp}$  = resistência térmica do painel ( $m^2^{\circ}C/W$ ).

O terceiro componente do ganho de calor solar é o fluxo de calor através de abertura ( $Q_w$ ), que em condições de regime permanente, pode ser obtido pela Equação (9):

$$Q_w = U_{fen} \cdot A_w \cdot (T_{enc} - T_{amb}) \quad (9)$$

Onde:

$U_{fen}$  = coeficiente de transmitância térmica total da abertura ( $W/m^2^{\circ}C$ ).

$A_w$  = área da abertura ( $m^2$ ).

$T_{enc}$  = temperatura no interior da câmara ( $^{\circ}C$ ).

$T_{amb}$  = temperatura externa ( $^{\circ}C$ ).

Também para condições de regime permanente, o fluxo de calor transmitido através das paredes laterais da célula do calorímetro ( $Q_{walls}$ ), é dado pela Equação (10):

$$Q_{walls} = \left( \frac{k}{\delta} \right) \cdot \sum (A_x \cdot \Delta T_x) \quad (10)$$

Onde:

$k$  = condutividade térmica do material ( $W/m^{\circ}C$ );

$\delta$  = espessura do isolamento (m);

$A_x$  = área de uma parede “x” da célula ( $m^2$ );

$\Delta T$  = diferença de temperatura entre o lado interno e externo de uma parede “x” da célula ( $^{\circ}C$ ).

### 2.7.2.2 MoWiTT (Mobile Window Thermal Test Facility)

O MoWiTT (Mobile Window Thermal Test Facility) é um dispositivo criado na University of California pelos pesquisadores do Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL), para verificar e estudar o desempenho de janelas, vidros, e dispositivos de sombreamento, sob condições reais de utilização (KLEMS e WARNER, 1992; KLEMS e KELLEY, 1996; KLEMS et al., 1996; LBNL, 1996; LBNL, 2003;)

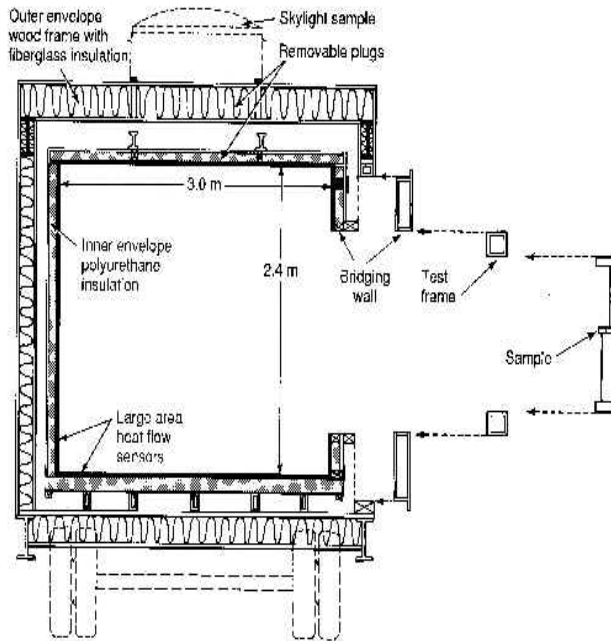
O sistema caracteriza o fluxo líquido de energia em função do tempo, medidas de temperatura, incidência de radiação solar, e das condições de vento às quais estão expostas as amostras. O MoWiTT é composto por um par de calorímetros, instalados em tipo de “container” sobre rodas, o que possibilita sua movimentação.

Trata-se de um equipamento baseado em transdutores de fluxo de calor, que medem a energia transmitida através da abertura, operando em escala real. O sistema é composto de duas grandes câmaras, cobertas por fluxímetros, dispostas lado a lado, onde são fixadas a abertura a testar e uma abertura de referência (Figura 22, Figura 23 e Figura 24). A abertura de referência é composta apenas por um vidro simples com espessura de 3mm.



**Figura 22. Sistema MoWiTT mostrando as duas câmaras operando de forma independente.**

Fonte: <http://windows.lbl.gov/>



**Figura 23. Corte transversal das câmaras do MoWiTT.**

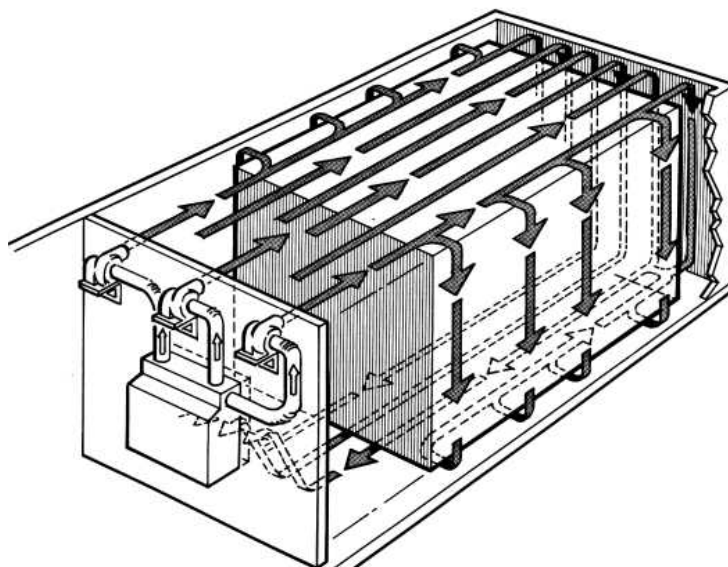
Fonte: <http://windows.lbl.gov/>



**Figura 24. Interior de uma das câmaras.**

Fonte: <http://windows.lbl.gov/>

Cada cavidade tem sua superfície externa mantida à temperatura constante por um complexo sistema de circulação de ar ao redor das câmaras de teste, conforme mostrado na Figura 25.



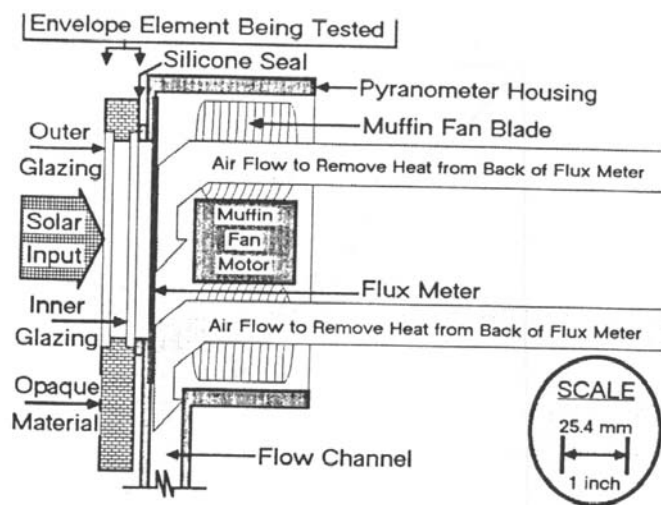
**Figura 25. Sistema de controle da temperatura de uma das câmaras do MoWiTT.**

Fonte: <http://windows.lbl.gov/>

### 2.7.2.3 Fenestration Radiometer

PEREIRA (1991, 1992), tendo por base o dispositivo proposto por BAUMAN et al. (1986), chamado de Integrating Window Pyranometer (IWP), desenvolveu um sistema experimental de medição da radiação solar transmitida através de aberturas em modelos com escala reduzida.

Este dispositivo (IWP), consiste basicamente em um medidor de fluxo de calor na forma de uma placa pintada de preto e posicionada atrás da janela. Um ventilador é instalado atrás desta placa, resfriando e forçando a passagem do calor através do sensor (Figura 26).



**Figura 26. Integrating Window Pyranometer (IWP).** Fonte: BAUMAN et al., 1986.

O IWP apresenta características positivas tais como: a medição da radiação solar transmitida sobre a área inteira da janela; sendo um dispositivo térmico é espectralmente independente; facilidade de instalação, operação e menor custo de produção. Porém, existem também algumas limitações, como por exemplo: a baixa precisão para medições com radiação menor que  $250 \text{ W/m}^2$  (o que significa menor desempenho para situações sem sol direto, condições de céu nublado e ângulos de incidência elevados – maiores que  $70^\circ$ ); tempo de resposta longo (maior que 1 minuto); e variabilidade de sinal de resposta (PEREIRA, 1991 e 1992).

O sensor utilizado no IWP era do tipo termopilha, e possuía uma inércia térmica elevada. PEREIRA (1991, 1992) realizou algumas modificações no IWP, empregando um novo sensor. Este novo sensor é baseado na integração de múltiplas junções termoeletricas sobre uma fina folha condutora, e consiste basicamente em uma camada de constantan de  $25\mu\text{m}$  coberta por uma camada de cobre de  $1\mu\text{m}$ . Através da técnica de circuito impresso, usada no processo de eletrodeposição, foi possível produzir em torno de 1.400 termopares numa área de  $0,01\text{m}^2$ . O

novo sensor, associado a um ventilador mais potente, apresentou melhores resultados, medindo fluxos radiantes menores que  $100 \text{ W/m}^2$  e reduzido o tempo do sinal de resposta.

Por ser um dispositivo térmico, o novo sistema gera um sinal de saída proporcional à diferença de temperatura, sendo sensível à radiação em onda curta e onda longa. Além disso, o dispositivo mede a radiação solar transmitida diretamente e retransmitida (calor absorvido) pelos vidros, sendo a soma destes valores igual ao ganho de calor solar. Este aparelho é classificado como um radiômetro, e por isso foi chamado de Fenestration Radiometer – Figura 27 (PEREIRA, 1991 e 1992).



**Figura 27. Fenestration Radiometer.**

Fonte: PEREIRA, 1992.

### 2.7.3 Análise dos métodos

De maneira geral, nota-se que todos os métodos descritos nos itens 2.7.1 e 2.7.2 (medição em laboratório e em campo) têm como principal preocupação o controle do ângulo de incidência da radiação, as condições ambientais e a quantidade de calor transmitido através da amostra. Isto se justifica uma vez que estes parâmetros variam ao longo do tempo e têm influência direta no cálculo do Coeficiente de Ganho de Calor Solar (Fator Solar).

Os sistemas apresentados têm como objetivo proporcionar a comparação entre a energia incidente sobre a amostra e a energia que cruza a mesma. Para tal, o princípio básico de medição consiste em dois pontos principais:

- Submeter o elemento analisado à radiação solar (real ou artificial), segundo um determinado ângulo de incidência e condições ambientais específicas;
- Quantificar o ganho de calor que cruza a abertura através do balanço térmico (calorímetros) ou sinais elétricos (fluxímetros), com o auxílio de um sistema de resfriamento.

Os sistemas de resfriamento utilizados para retirar o calor que cruza a amostra são um aspecto importante dos equipamentos. No caso do sistema com circulação de um líquido (água), observa-se um maior controle da temperatura sob a placa absorvedora, porém este exige uma

---

maior complexidade para construção e operação. Já o sistema com resfriamento através de insuflamento de ar, utilizado com os fluxímetros, é de mais fácil aplicação, mas apresenta dificuldades em manter constante a temperatura da superfície que está sendo resfriada.

## 2.8 Processos de cálculo

Desenvolver procedimentos de cálculos para modelar a transferência de calor através de janelas, principalmente quando existem sistemas de proteção solar ou de aproveitamento da iluminação natural, têm sido uma tarefa bastante difícil para engenheiros, arquitetos e pesquisadores. Por isso, grande parte das pesquisas nesta área foram direcionadas para procedimentos experimentais (medições). Atualmente, com o auxílio de computadores, alguns processos de cálculos já vêm sendo implementados.

O LBNL (Lawrence Berkeley National Laboratory) tem sido um dos pioneiros em desenvolver modelos matemáticos para verificar o fluxo de calor através de janela. Na década de 80, ARASTH et al. (1989) apresentaram equações para o cálculo de transferência de calor na área total da janela, através da soma do fluxo no centro do vidro, na borda do vidro e na esquadria. Após isso, KLEMS e WARNER (1992) e KLEMS (1993) apresentaram um novo método para determinar o ganho de calor solar em janelas com proteções solares não especulares. Um processo de cálculo matemático, que considera inter-reflexões, é utilizado para determinar as propriedades de transmissão e a absorção da radiação entre as camadas (vidros). Estas propriedades são combinadas com as medições das frações de fluxo de calor emitidas pelos elementos das proteções, resultando assim no valor do SHGC. Os resultados do método foram comparados com os valores de medições diretas realizados através do MoWiTT, com o mesmo sistema de abertura, mostrando haver uma boa concordância entre eles (SHGC calculado igual a  $0,33 \pm 0,04$ , e SHGC medido com o MoWiTT igual a  $0,36 \pm 0,04$ ).

Depois disso, KLEMS (2002), dando continuidade aos trabalhos anteriormente desenvolvidos, apresenta uma formulação que é aplicada a algoritmos computacionais para o cálculo do ganho de calor solar de sistemas de aberturas contendo proteções solares. Embora muitas das equações necessitem de dados provenientes de medições das propriedades dos materiais, as quais nem sempre estão disponíveis, é possível que os cálculos sejam realizados por meio de simplificações através de suposições teóricas. Mesmo assim, há grande dificuldade para caracterizar aberturas e representar matematicamente a transmissão da radiação através delas, principalmente quando estas apresentam múltiplas camadas de vidros e diferentes configurações

---

de proteções solares. Para sistemas de abertura apenas com panos envidraçados (sem sombreamento) o SHGC pode ser calculado pela fórmula simplificada da Equação (11):

$$SHGC(\theta) = T(\theta) + \sum_{k=1}^L N_k \cdot A_k(\theta) \quad (11)$$

Onde,  $T$  representa a transmitância total do sistema (para um determinado ângulo de incidência) e  $A_k$  representa a absortância de cada camada, sendo  $L$  o número de camadas. Já as frações de fluxo para o interior ( $N_k$ ) representam a energia absorvida por cada camada que alcança o interior do ambiente. No caso de sistemas complexos, os quais contém elementos de proteções solar, a equação do SHGC é definida de maneira análoga, porém sofrendo influência do ângulo azimutal de direção de incidência ( $\phi$ ). Isso ocorre porque muitos sistemas não são simétricos em relação à direção normal ao plano da abertura – Equação (12).

$$SHGC(\theta, \phi) = T(\theta, \phi) + \sum_{k=1}^L N_k \cdot A_k(\theta, \phi) \quad (12)$$

Onde,  $L$  representa agora também o total de camadas, incluindo as proteções solares. Os cálculos e aproximações descritos no trabalho de KLEMS (2002), serviram de base para a atualização das equações de ganho de calor solar em janelas com proteções solares apresentadas pela ASHRAE, no Handbook - Fundamentals 2001.

Também COLLINS (2002) apresenta um estudo numérico da transferência de calor através de um modelo de janela envidraçada com venezianas internas. O modelo de cálculo utilizado é bidimensional e considera a janela como uma placa vertical aquecida lateralmente junto a venezianas rotacionáveis. Leva-se em consideração os efeitos da convecção, radiação e condução. São analisadas seis variáveis para verificar os efeitos da transferência de calor no sistema: ângulo, distância, emissividade e absortividade das lâminas (venezianas), temperatura e emissividade da placa. Através de procedimentos experimentais foi examinada a transferência de calor por convecção no sistema, a qual mostrou resultados próximos aos encontrados pelo processo numérico. Como resultado, foi desenvolvido um procedimento de cálculo para estimativa do fluxo de calor através da janela, sendo este usado para estimar o SHGC e a transmitância térmica. Os valores calculados foram comparados a medições utilizando um calorímetro solar, e apresentaram uma boa concordância.

## 2.9 Normatização

A NFRC (National Fenestration Rating Council) apresenta um conjunto de normas voltadas para a determinação do SHGC e a aplicação deste índice na certificação de janelas. As normas da NFRC referenciam documentos técnicos e normas internacionais (ASTM, ASHRAE e ISO), além de apresentarem outras recomendações para a realização dos cálculos e dos testes com os produtos analisados.

Os documentos NFRC que tratam do ganho de calor solar através de aberturas são a NFRC 200 - 2002 – Procedure for determining fenestration product solar heat gain coefficient and visible transmittance at normal incidente; e a NFRC 201 - 2003 – Interim Standard Test Method for Measuring the Solar Heat Gain Coefficient of Fenestration Systems Using Calorimetry Hot Box Methods.

A NFRC 200 especifica um método para determinar o SHGC e a VT (transmitância de luz visível) através de aberturas, segundo procedimentos da norma ISO 15099 - 2001 – Thermal performance of windows, doors and shading devices - Detailed calculations – para um conjunto de condições ambientais ajustadas e apenas ângulo de incidência normal. O valor do SHGC total é composto pelo somatório dos SHGC dos diversos componentes do produto (no centro e nas bordas do vidro, nos divisores e nas suas bordas, e nas esquadrias, ponderados em função das suas áreas). A norma traz uma ressalva, mencionando que a radiação solar raramente penetra no ambiente na direção normal, mas os valores de SHGC e VT em ângulos de incidência menores do que 30° são normalmente similares aos do ângulo de incidência normal. Para outros ângulos de incidência, os índices medidos na direção normal, podem ser utilizados como indicadores da grandeza do ganho de calor solar e da transmissão de luz visível nesta direção.

A NFRC 200 também apresenta a descrição dos tipos de produtos aos quais a norma pode ser aplicada e também produtos que não são cobertos pela mesma. Não são avaliados pela NFRC 200, em relação ao SHGC, os seguintes tipos de produtos:

- Aberturas com sistemas de sombreamento aplicados sobre a superfície interna ou externa;
  - Portas de garagens, com ou sem vidros;
  - Aberturas com seletividade angular;
  - Materiais cromogênicos, cujas propriedades variam;
  - Dutos de luz.
-



Alguns tipos de aberturas não cobertos pela NFRC 200 são avaliados através dos procedimentos da NFRC 201. São estes:

- Aberturas com sistema de sombreamento entre os panos envidraçados;
- Elementos com propriedades não especulares;
- Aberturas utilizando vidros que não são paralelos, tais como vidros curvos, ondulados, entre outros.

A NFRC 200 estabelece que programas computacionais autorizados pela NFRC poderão ser utilizados para determinar o SHGC e VT no centro do vidro, e também para calcular a transferência de calor através das esquadrias e de outros componentes da janela.

Já na NFRC 201, é apresentado um método de teste com diversas instruções para a realização de medições de ganho de calor solar e para determinar o SHGC de sistemas de aberturas através do uso de um calorímetro. São analisados aspectos que podem ser aplicados tanto a calorímetros expostos diretamente a radiação solar (em campo), e também a calorímetros utilizados em laboratório, submetidos à radiação artificial (lâmpadas especiais que simulam o espectro solar). A norma apresenta o conceito básico de funcionamento do calorímetro, e também a instrumentação que necessita ser instalada para medir o ganho de calor solar. São dadas recomendações para calibração dos instrumentos e a precisão necessária nos resultados de cada sensor. São abordados procedimento e cuidados que devem ser observados durante a medição, relacionados à instalação da amostra e às condições gerais do teste. Também são descritos os cálculos matemáticos necessários para determinar o SHGC através do balanço de calor na célula.

## **2.10 Programas computacionais**

Os programas de simulação computacional têm sido uma grande ferramenta para a análise de desempenho energético de janelas, e estão sob contínuo desenvolvimento. Em países como os EUA e o Canadá, parte do processo de avaliação dos produtos é realizada através de simulações computacionais. Entre os principais softwares utilizados estão:

---

- WINDOW5

O WINDOW5 é um programa desenvolvido pelo LBNL que tem como objetivo avaliar o comportamento térmico e óptico de janelas através do cálculo de índices de desempenho como a transmitância térmica total, coeficientes de ganho de calor solar, Coeficiente de Sombreamento, e transmitância de luz visível. O programa atende as exigências da NFRC para o seu uso na certificação de aberturas, além disso pode ser utilizado como ferramenta de auxílio didático no estudo de transferência de calor em janelas, e como suporte na elaboração de normas relacionadas ao consumo de energia em edificações. A atual versão do WINDOW5 utiliza bases de dados internacionais e bibliotecas com valores das propriedades dos materiais aplicados aos componentes da janela. O programa é capaz de avaliar produtos montados com diversas combinações de vidros, esquadrias, aplicações de gás de baixa condutividade, diferentes condições ambientais e inclinação. Os resultados obtidos pelo programa podem ser utilizados por outros softwares de simulação energética como o DOE 2.1E e o EnergyPlus (LBNL, 2004).

- Optics5

O programa Optics5 também foi desenvolvido pelo LBNL, para realizar análise das propriedades ópticas de sistemas envidraçados. O programa contém uma base de dados internacionais de vidros (International Glazing Database - IGDB) que está sob constante atualização. O programa possibilita a composição de um sistema envidraçado conjugando diferentes tipos de matérias (vidros e películas) e verificando as propriedades ópticas (transmitância e refletância) do novo conjunto (LBNL, 2004).

- THERM

O THERM é outro software do pacote de programas desenvolvidos pelo LBNL, e tem como objetivo permitir a modelagem bidimensional de transferência de calor em diversos componentes da edificação (janelas, portas, paredes, fundações, telhados e outros). Para o processo de cálculo da condução o programa utiliza os métodos dos elementos finitos. Os resultados do THERM podem ser utilizados pelo WINDOW para determinar a transmitância térmica total e o Coeficiente de Ganho de Calor Solar em janelas. Pretende-se fazer da última versão do programa (THERM 5.2) um módulo da próxima geração da série WINDOW que está sendo desenvolvida pelo LBNL: o WINDOW+5 (LBNL, 2004).

---

- FRAMEplus

O FRAMEplus é a nova versão de um programa computacional para análise térmica de janelas, portas e outros componentes, desenvolvido através de uma parceria entre a empresa Enermodal Engineering e o governo do Canadá (University of Waterloo e Natural Resources Canada). O programa utiliza equações de transferência de calor que permitem determinar diferentes propriedades dos sistemas de abertura, tais como a transmitância térmica, SHGC, transmitância de luz visível e resistência à condensação. O FRAMEplus atende os padrões exigidos pelo governo canadense e também da NFRC para o uso na certificação de produtos (FRAMEplus, 2004). O programa é composto de três módulos: o primeiro para análise do produto completo, combinando os resultados individuais dos componentes; o segundo determina as propriedades térmicas e ópticas dos vidros; e uma terceira interface é utilizada para uma avaliação bidimensional da transferência de calor através das esquadrias.

## 2.11 Certificação de aberturas

A certificação de janelas e aberturas já é uma realidade em alguns países. Um exemplo disso é o caso da NFRC, que é uma organização sem fins lucrativos, de parceria pública e privada, criada para auxiliar na certificação de produtos junto à indústria dos EUA. Esta organização tem como objetivo principal, fornecer informações de desempenho energético de janelas, portas e aberturas. A NFRC começou a atuar a partir de 1989, realizando a certificação de desempenho de aberturas residenciais. Atualmente já existem mais de 81 mil produtos cadastrados no programa (NFRC, 2003).

A NFRC estabeleceu um sistema nacional voluntário de avaliação e selagem. Este sistema avalia as seguintes propriedades: transmitância térmica; Coeficiente de Ganho de Calor Solar (SHGC); transmitância de luz visível; e infiltração de ar. Além da avaliação básica, determinados produtos também podem receber avaliação em relação às propriedades ópticas, resistência à condensação, entre outras.

Não é realizada uma separação entre produtos (superior e inferior), e nem são estabelecidos padrões mínimos de desempenho energético. O funcionamento da certificação obedece às seguintes etapas:

- Desenvolvimento de padrões (normas) para que as avaliações dos produtos ocorram de maneira uniforme;
-

- Avaliação e aprovação de ferramentas computacionais e procedimento de testes;
- Listagem de laboratórios qualificados para realização de testes e simulações a fim de determinar o desempenho dos produtos;
- Os resultados são fornecidos para um agente independente avaliar, rever a documentação, conduzir inspeções e aprovar o processo;
- Licenciamento dos fabricantes para utilizarem os selos de certificação em seus produtos.

O selo da NFRC é aplicado a todos os produtos certificados, e este tem a função de ajudar a determinar qual produto apresenta melhor desempenho em relação às características energéticas avaliadas. Com isso é possível comparar os produtos e tomar a melhor decisão na hora da compra.

A Figura 28 apresenta uma ilustração do selo que é aplicado aos produtos certificados. Este selo tem um formato padrão onde é apresentada a marca da NFRC, a descrição do produto, a empresa fabricante do produto, o nome da agência independente de fiscalização do processo de certificação, e os índices das propriedades avaliadas.

Energy Rating Factors		Ratings		Product Description
		Residential	Nonresidential	
U-Factor <small>Determined in Accordance with NFRC 100</small>		0.40	0.38	Model 1000 Casement Low-e = 0.2 0.5" gap Argon Filled
Solar Heat Gain Coefficient <small>Determined in Accordance with NFRC 200</small>		0.65	0.66	
Visible Light Transmittance <small>Determined in Accordance with NFRC 300 &amp; 301</small>		0.71	0.71	
Air Leakage <small>Determined in Accordance with NFRC 400</small>		0.20	0.21	

*NFRC ratings are determined for a fixed set of environmental conditions and sizes and may not be appropriate for directly determining seasonal energy performance. For additional information contact:*

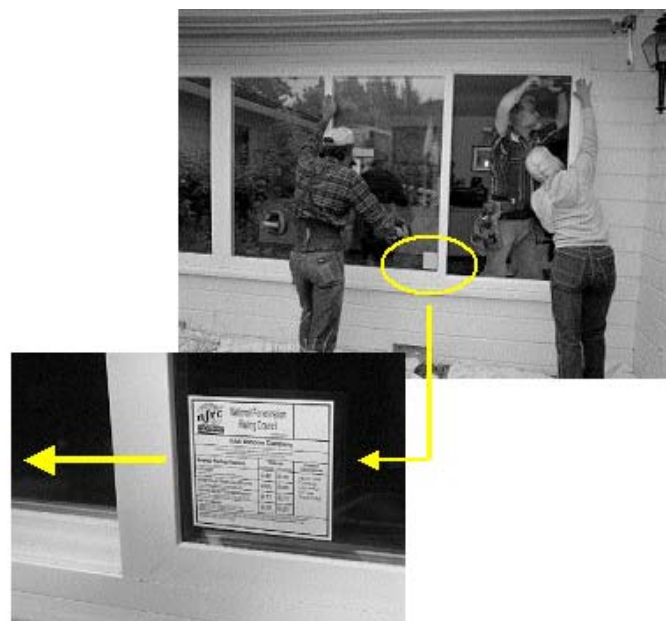


Figura 28. Selo de certificação NFRC.

## 2.12 Síntese geral do capítulo

Inicialmente, este capítulo apresentou os principais mecanismos de transferência de energia através de uma janela, tendo como destaque o ganho de calor devido à radiação solar com incidência direta sobre o sistema de abertura. Foi possível observar, por meio de diversos estudos

científicos, que o ângulo de incidência da radiação é um fator determinante sobre os valores das propriedades ópticas de materiais transparentes, como o vidro.

Também foram discutidos alguns aspectos a respeito dos índices de desempenho energético utilizados para classificar as aberturas quanto a sua capacidade de ganhar ou reter o calor solar. Observou-se que ainda hoje existem dificuldades de entendimento tanto na definição, quanto na utilização destes índices.

Na seqüência, foram apresentados alguns métodos experimentais utilizados para medir o ganho de calor solar através de janelas. Devido ao grande número de variáveis envolvidas nos processos de cálculo, as medições utilizando sistemas de aberturas reais têm sido uma solução, uma vez que modelar matematicamente o fluxo de energia total que atravessa a abertura torna-se, em muitos casos, algo extremamente complexo. Apesar dos constantes esforços de melhoramento, todos os equipamentos utilizados nas medições têm apresentando algum tipo de limitação relacionada ao funcionamento, precisão dos resultados, praticidade de uso, ou custos de fabricação e manutenção. Observa-se que um dos pontos onde normalmente surgem dificuldades é o sistema de resfriamento, o qual precisa ser capaz de retirar a maior parte do calor transmitido através da abertura.

O capítulo é encerrado com uma visão geral a respeito dos programas de certificação de produtos. Neste ponto, nota-se fundamentalmente que todos os estudos relacionados aos fluxos de energia ou o desenvolvimento de materiais para janelas, estão direcionados para um objetivo maior, que é avaliar e melhorar o seu desempenho, proporcionando maior qualidade, maior conforto ao usuário, e redução no consumo de energia das edificações.

---

## **3. MATERIAIS E MÉTODOS**

### **3.1 Introdução**

Durante a execução de um trabalho experimental surgem inúmeras circunstâncias e desafios que precisam ser superados através de tentativas e desacertos. Mesmo assim, na maioria dos casos, organização e os métodos de pesquisa são decisivos para o sucesso em alcançar as respostas desejadas. Neste capítulo serão apresentadas as diferentes etapas e os procedimentos dos testes, adotados para verificar o funcionamento e melhorar o desempenho do Radiômetro de Abertura em desenvolvimento na UFSC.

As etapas de trabalho podem ser divididas em três partes. A primeira parte está relacionada à calibração e instalação de sensores, e também com algumas modificações na estrutura do equipamento. A segunda, mostra a realização de duas fases de medição, onde serão utilizados dois diferentes sistemas de resfriamento para dissipar o calor ganho através da abertura ou amostra de material a ser testada. Por fim, a terceira parte destaca a realização de uma análise analítica da passagem do fluxo de calor através do equipamento e as incertezas existentes nos resultados das medições.

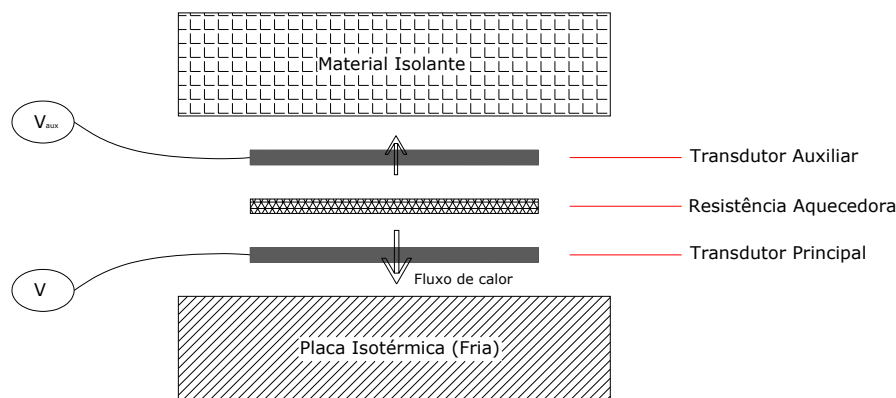
### **3.2 Calibração de sensores e outras modificações no equipamento**

#### **3.2.1 Fluxímetros**

Neste trabalho optou-se por realizar uma nova calibração dos fluxímetros em uso no Radiômetro, através da aplicação do método do transdutor auxiliar.

O método do transdutor auxiliar consiste basicamente no uso de uma resistência aquecedora colocada na superfície do transdutor que será calibrado (principal) e de um transdutor já calibrado (auxiliar) posicionado sobre esta resistência, todos com a mesma dimensão. A resistência aquecedora gera uma potência conhecida, dissipando calor entre os dois transdutores. Determina-se então a fuga de calor (energia que não está sendo absorvida pelo transdutor a ser calibrado) através do transdutor auxiliar, e admite-se que o restante da energia é transmitida através do transdutor principal (Figura 29).

---



**Figura 29. Esquema de calibração: método do transdutor auxiliar.**

Buscando melhorar a sensibilidade à radiação solar dos sensores, foi inicialmente aplicada sobre a superfície dos mesmos uma camada de tinta com alta absorvidade.

O contato do fluxímetro (transdutor) e da resistência aquecedora foi realizado com o uso de um gel de pH neutro, visando melhorar a condutividade e aumentar a passagem do fluxo de calor na direção do transdutor principal.

No processo de calibração foram supostas duas densidades de potência ideais, de  $1500\text{W/m}^2$  e  $2000\text{W/m}^2$ . Proporcionalmente para uma área de  $0,01\text{m}^2$  (área de superfície do transdutor) adotou-se as potências de  $15\text{W}$  e  $20\text{W}$ . Para gerar esta potência a partir de uma resistência aquecedora, com valor de resistência elétrica igual a  $63,92\ \Omega$ , calcula-se a corrente necessária através da Equação (13):

$$P = R \cdot I^2 \quad (13)$$

Onde:

$P$  = potência (W);

$R$  = resistência elétrica (Ohm);

$I$  = corrente elétrica (A).

Como resultado, foram encontrados valores de correntes iguais a  $0,4844\text{A}$  e  $0,5594\text{A}$ , respectivamente. A aplicação destes valores a partir de uma fonte de corrente ligada à resistência aquecedora produz as potências desejadas. Esta potência é então dissipada na forma de calor. Os transdutores produzem um sinal de resposta em mV (milivolts), proporcional ao fluxo de calor que está sendo transmitido, sendo este sinal registrado por um multímetro digital.

Utilizando a Equação (14) é então possível determinar as constantes para os demais transdutores:

$$C_{\text{trans\_prin}} = \frac{(P_{\text{dissip}} - C_{\text{trans\_aux}} \times U_{\text{trans\_aux}})}{U_{\text{trans\_prin}}} \quad (14)$$

Onde:

$C_{\text{trans\_prin}}$  = constante de calibração do transdutor principal (W/mV);

$P_{\text{dissip}}$  = potência dissipada pela resistência aquecedora (W);

$C_{\text{trans\_aux}}$  = constante de calibração do transdutor auxiliar (W/mV);

$U_{\text{trans\_aux}}$  = sinal resposta da passagem de calor pelo transdutor auxiliar (mV);

$U_{\text{trans\_prin}}$  = sinal resposta da passagem de calor pelo transdutor principal (mV).

Para verificar a incerteza existente nos valores finais das constantes, foi realizada uma seqüência de medições com a aplicação de diferentes valores de correntes (gerando potências aproximadas de 5W, 10W, 15W e 20W na resistência aquecedora).

### 3.2.2 Termopares

Através da instalação de termopares, pretende-se verificar a diferença de temperatura entre alguns componentes do Radiômetro e o ar, causada pela incidência de radiação ao longo das medições. Deste modo, foram instalados termopares do tipo T (cobre-constantan) em pontos considerados importantes para verificar o aquecimento provocado pelo fluxo de calor que penetra através da abertura do Radiômetro. Os pontos definidos para a instalação dos termopares são:

- na superfície externa do vidro, que está posicionado acima dos fluxímetros da abertura principal do Radiômetro;
- na câmara de ar, formada entre o vidro e a superfície dos fluxímetros;
- na fase posterior da chapa metálica que serve de suporte para os fluxímetros.

Previamente à instalação dos termopares, estes foram submetidos a um processo de calibração, com o objetivo de determinar as suas curvas características, na faixa de temperatura adequada ao funcionamento do Radiômetro. Para tal, foram seguidos cuidados básicos de

---



laboratório e outras recomendações apresentadas pela EAL (1997) para calibração de termopares.

### 3.2.3 Piranômetro

Como parâmetro dos valores de densidade de radiação solar, medidos através dos fluxímetros, foram utilizados os resultados fornecidos através de dois piranômetros.

Na primeira etapa de testes foi utilizado um piranômetro da marca Li-cor (Figura 30) modelo LI-200SA (cedido pelo LabCon – Laboratório de Conforto Ambiental / Departamento de Arquitetura da UFSC). Este piranômetro apresenta as seguintes características técnicas (LI-COR, 2003):

- Percentual de erro: geralmente inferior a  $\pm 5\%$  ;
- Linearidade: desvio máximo de 1% até  $3000 \text{ W/m}^2$ ;
- Estabilidade: variação menor que  $\pm 2\%$  para período acima de 1 ano;
- Tempo de resposta:  $10 \mu\text{s}$ ;
- Dependência à temperatura: máximo de 0,15% por  $^{\circ}\text{C}$ ;
- Correção do efeito cosseno: até ângulos de incidência menores que  $80^{\circ}$ ;
- Temperatura de operação:  $-40$  até  $+65^{\circ}\text{C}$ .

Na segunda etapa de testes foi utilizado um piranômetro Eppley, modelo PSP (Figura 31), pré-calibrado, de propriedade do Laboratório de Energia Solar (LABSOLAR) vinculado ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Este modelo apresenta as seguintes características técnicas (EPPLEYLAB, 2004):



Figura 30. Piranômetro Li-cor.



Figura 31. Piranômetro Eppley PSP.

- Percentual de erro: geralmente inferior  $\pm 3-4\%$ ;
- Linearidade: desvio máximo de  $\pm 0,5\%$  até  $2800 \text{ W/m}^2$ ;
- Tempo de resposta: 1s;
- Dependência à temperatura:  $\pm 1\%$  num intervalo de  $-20$  até  $+40^\circ\text{C}$ ;
- Efeito cosseno:  $\pm 1\%$  para ângulos de  $0-70^\circ$  e  $\pm 3\%$  para ângulos de  $70-80^\circ$ ;

Foi necessário utilizar os dois piranômetros, uma vez que na primeira etapa de testes o piranômetro Eppley não estava disponível para uso, sendo substituído pelo piranômetro Li-cor.

Em função do tempo decorrido desde a aquisição do piranômetro Li-cor, foi necessário obter uma constante de correção para os valores medidos por este sensor, sendo esta calculada através de uma calibração simplificada. Como padrão para a calibração foi utilizado o piranômetro Eppley mencionado acima. Esta calibração consiste na aquisição de dados de radiação através de ambos os equipamentos, sob as mesmas condições ambientais, e o posterior cálculo de uma constante de correção, proporcional à razão entre os valores registrados pelos mesmos.

### **3.2.4 Outras modificações**

Durante as etapas de calibração foram realizadas algumas modificações na estrutura física do Radiômetro. Estas modificações têm o objetivo de melhorar o funcionamento e desempenho do equipamento. Três questões construtivas foram analisadas:

- contato da amostra (vidro) com a superfície do Radiômetro;
- área para circulação de ar (entrada e saída);
- suporte para o piranômetro utilizado durante os testes.

## **3.3 Sistemas de resfriamento**

### **3.3.1 Introdução**

Durante a medição utilizando o Radiômetro, a passagem do fluxo de calor através dos fluxímetros resulta no aquecimento da chapa de suporte dos mesmos. Como a transferência de energia entre a superfície dos sensores e a superfície da chapa de suporte ocorre pelo processo de

---

condução, o aumento da temperatura da chapa reduz o fluxo de calor, gerando erros nos resultados medidos. Para forçar a passagem de fluxo de calor através dos fluxímetros é necessário dissipar o calor que chega até a chapa de suporte.

Inicialmente o Radiômetro foi projetado com um sistema de resfriamento a ar (MACEDO, 2002). Este sistema força a passagem do ar em alta velocidade pela face posterior da chapa, elevando o coeficiente de trocas (convecção forçada). Neste trabalho foi testado outro tipo de sistema de resfriamento, utilizando circulação de água. O sistema de circulação de água busca transferir a energia que chega na chapa de suporte para a água, a qual tem a sua temperatura controlada em um banho termostático.

Em ambos os sistemas de resfriamento, o objetivo é que a temperatura da chapa de suporte seja mantida muito próxima a temperatura do ar ambiente ( $\Delta T$  próximo a zero). Assim, além de forçar a passagem do calor através dos sensores, o fluxo gerado devido à diferença de temperatura (que é função da transmitância térmica dos componentes) entre a chapa e o ar será nulo, e apenas o ganho térmico por radiação é medido pelos fluxímetros.

### 3.3.2 Sistema de resfriamento com insuflamento de ar

Na realização dos testes com resfriamento por insuflamento de ar, foi mantido o mesmo sistema já utilizado no Radiômetro, que é composto por dois ventiladores de potência nominal igual a 20W. Os ventiladores estão posicionados lado-a-lado (Figura 32), insuflando ar diretamente na face posterior da chapa de suporte, e direcionados para o centro da área dos fluxímetros. O primeiro ventilador dissipa o calor transmitido através da abertura principal (maior área =  $0,04\text{m}^2$ ), e o segundo ventilador dissipa o calor que passa através da abertura de referência (menor área =  $0,01\text{m}^2$ ).



Figura 32. Posição dos ventiladores.

### 3.3.3 Sistema de resfriamento com circulação de água

Para os testes com o sistema de circulação de água, foi utilizado um banho termostático digital modelo MQBMP - 01 (Figura 33), produzido pela empresa MicroQuimica Ltda. O equipamento permite a seleção digital da temperatura da água com uma resolução de  $0,1^{\circ}\text{C}$ , num intervalo de trabalho entre  $-20^{\circ}\text{C}$  e  $+150^{\circ}\text{C}$ . A água é armazenada em uma cuba com capacidade para 9 litros, e a circulação ocorre por meio de uma bomba com uma vazão de aproximadamente 6 litros/min, permitindo uma boa homogeneização da temperatura do líquido.

A água com temperatura controlada sai do banho termostático, sendo conduzida através de mangueiras até uma placa de circulação (Figura 34), que está termicamente isolada. A placa apresenta dimensões iguais à  $30\text{cm} \times 30\text{cm}$ , e toda a sua área superficial será mantida em contato com a face posterior da chapa de suporte dos fluxímetros.



Figura 33. Banho termostático.



Figura 34. Placa de circulação de água.

## 3.4 Procedimentos de teste

### 3.4.1 Local de medição e condições gerais

As medições de ganho de calor solar utilizando o Radiômetro, foram realizadas durante a primeira etapa na cobertura do Bloco A do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC (Figura 35). Neste local atualmente está em funcionamento uma unidade de monitoramento do LABSOLAR (Laboratório de Energia Solar). Esta área apresenta poucas obstruções, reduzindo assim influência da energia irradiada ou refletida pelo entorno. Porém, os testes utilizando o resfriamento por circulação de água foram realizados nos arredores do prédio, devido à impossibilidade de montagem e transporte de alguns equipamentos até a cobertura.

---



**Figura 35. Local das medições  
(Bloco A do Departamento de Engenharia  
Mecânica da UFSC).**

Como condição geral para os testes, em todas as medições foi utilizada uma amostra de vidro simples, incolor, plano, com 3mm de espessura. Este tipo de vidro é comumente utilizado como padrão de comparação com outros materiais e em calibrações de dispositivos de medição de ganho de calor solar (ASHRAE, 2001a; LBNL, 2003). Também, simultaneamente aos testes com o Radiômetro, foi monitorada a intensidade de radiação solar através do uso de um piranômetro, para que fosse estabelecida uma base de comparação com os valores medidos.

As medições ocorreram em intervalos de tempo de 10 a 45 minutos durante diferentes meses do ano, sempre entre o período diário das 12:00 às 16:30 horas. Neste período a intensidade da radiação solar direta é bastante elevada, submetendo o Radiômetro a condições extremas de uso, para melhor verificar o desempenho dos sistemas de resfriamento.

### **3.4.2 Medições utilizando resfriamento com insuflamento de ar**

As medições (testes) utilizando o resfriamento a ar, por meio de ventiladores, foram divididas em duas partes. Na primeira parte (testes iniciais), foi realizada uma medição de ganho de calor solar aplicando aos fluxímetros as mesmas constantes de calibração encontradas por Macedo (2002), e nenhuma modificação na estrutura do equipamento foi realizada. Durante estes testes iniciais o ângulo de incidência variou durante a medição. Na segunda parte foram realizados testes após as calibrações dos sensores e da execução das modificações na estrutura do equipamento, propostas no item 3.2. Durante esta segunda parte o ângulo de incidência foi mantido constante (incidência normal), com o equipamento acompanhando a trajetória solar.

A variação da temperatura nos componentes do Radiômetro (conforme descrito no item 3.2.2) foi verificada através de termopares.

Em ambas as etapas de teste foram realizadas medições simultâneas de intensidade de radiação solar incidente, utilizando o piranômetro Li-cor modelo LI-200SA apresentado no

item 3.2.3. Nesta fase de medições (resfriamento com ar insuflado pelos ventiladores) a aquisição de dados foi realizada através de leituras diretas dos valores medidos pelos sensores. Para o monitoramento dos sinais de saída dos fluxímetros e dos termopares foi utilizado um multímetro digital (HP, modelo 34401A, resolução 0,001mV). Já os valores de radiação solar medidos foram observados através de um medidor de leitura instantânea Li-cor (tipo LI-250 Light Meter, cedido pelo LabCon – Laboratório de Conforto Ambiental / Departamento de Arquitetura da UFSC), conectado ao piranômetro.

### **3.4.3 Medições utilizando resfriamento com circulação de água**

Três seqüências de testes foram realizadas utilizando o sistema de resfriamento com circulação de água (banho termostático). Todas as seqüências de medição foram sujeita à variação do ângulo de incidência, uma vez que o equipamento foi mantido com uma posição fixa.

Na primeira seqüência de teste, o controle de temperatura do banho é ajustado para manter a temperatura da água aproximadamente igual à temperatura do ar ( $\Delta T$  igual a zero em relação ao ar). Durante a segunda seqüência, a temperatura da água é mantida a uma temperatura abaixo da temperatura do ar ( $\Delta T$  negativo em relação ao ar). Já na terceira seqüência de teste, a temperatura da água é elevada até uma determinada temperatura acima da temperatura do ar ambiente, gerando um  $\Delta T$  positivo em relação ao ar.

Durante os testes foram utilizados termopares para monitorar a variação de temperatura que ocorreria: na chapa de suporte dos fluxímetros, na câmara de ar, na superfície do vidro, no ar externo, e no reservatório (cuba) de água do banho termostático. Para verificar as variações da intensidade de radiação solar durante as medições foi utilizado o piranômetro Eppley, modelo PSP, apresentado no item 3.2.3. Nesta fase de teste todos os sensores foram ligados a um módulo de aquisição de dados – datalogger (HP, modelo 3852A) – conectado a um micro computador.

## **3.5 Modelo analítico e análise paramétrica**

Para realizar uma verificação dos resultados encontrados nas medições de ganho térmico, foi desenvolvido um modelo matemático unidimensional simplificado para dois casos de resfriamento da chapa de suporte (insuflamento de ar e circulação de água), com uso do vidro claro de 3mm. Através do modelo analítico foi possível examinar também a influência que

---

alterações nas variáveis causariam sobre os resultados de fluxo de calor e das temperaturas dos componentes do equipamento (vidro, câmara de ar, chapa de suporte).

O primeiro caso representa a situação inicial do protótipo (Figura 36), onde é utilizado um ventilador (insuflamento de ar) para dissipar o calor da chapa de suporte dos fluxímetros. Já o segundo caso representa o funcionamento do sistema de resfriamento por circulação de água (Figura 37).

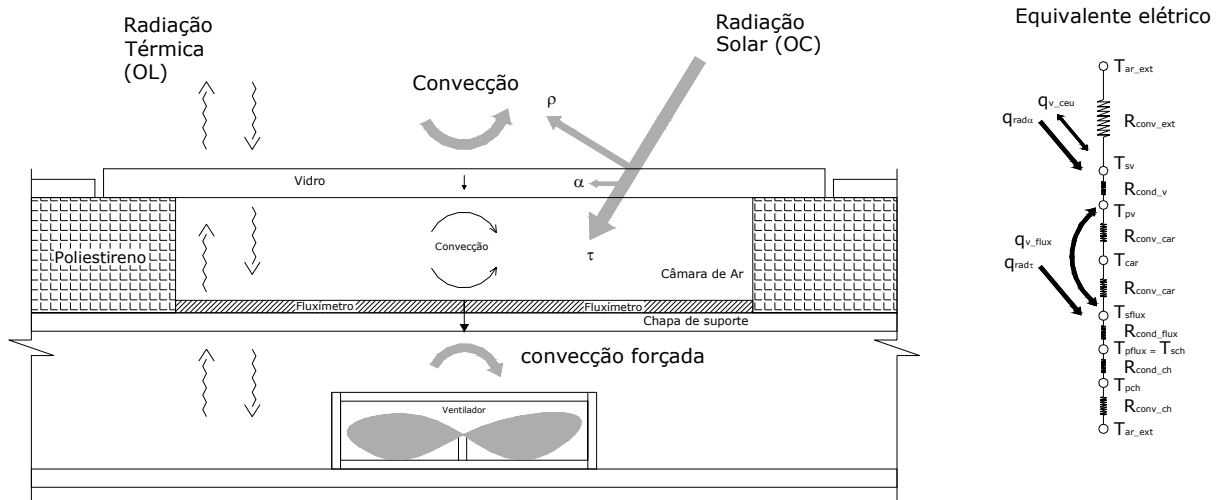


Figura 36. Corte transversal do Radiômetro – resfriamento com insuflamento de ar (sem escala).

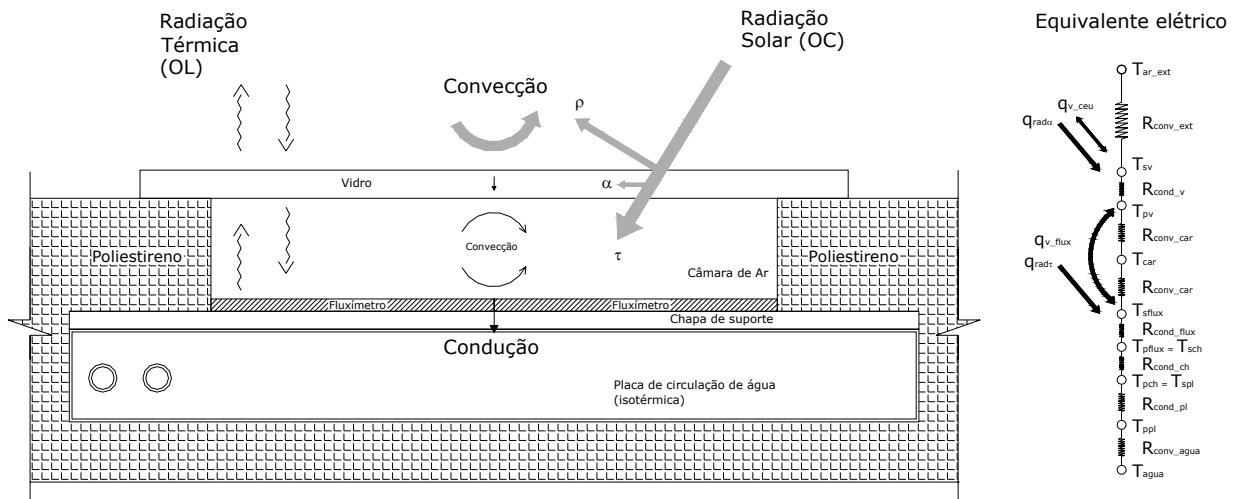


Figura 37. Corte transversal do Radiômetro – resfriamento por circulação de água (sem escala).

Os termos apresentados no esquema de equivalência elétrica da Figura 36 e Figura 37 são listados a abaixo:

$T_{ar\_ext}$	= Temperatura do ar externo ( $^{\circ}C$ );
$R_{conv\_ext}$	= Resistência térmica superficial externa ( $m^2K/W$ );
$q_{v\_ceu}$	= Troca líquida de calor por radiação entre o vidro e o céu ( $W/m^2$ );
$q_{rad\alpha}$	= Densidade de fluxo de calor absorvido pelo vidro devido à incidência de radiação solar ( $W/m^2$ );
$T_{sv}$	= Temperatura na superfície do vidro ( $^{\circ}C$ );
$R_{cond\_v}$	= Resistência térmica do vidro ( $m^2K/W$ );
$T_{pv}$	= Temperatura na face posterior do vidro ( $^{\circ}C$ );
$R_{conv\_car}$	= Resistência térmica na câmara de ar ( $m^2K/W$ );
$T_{car}$	= Temperatura na câmara de ar ( $^{\circ}C$ );
$q_{v\_flux}$	= Troca líquida de calor por radiação entre o vidro e o fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_{radt}$	= Densidade de fluxo de calor transmitida através do vidro devido à incidência de radiação solar ( $W/m^2$ );
$T_{sflux}$	= Temperatura da superfície do fluxímetro ( $^{\circ}C$ );
$T_{pflux}$	= Temperatura da face posterior do fluxímetro ( $^{\circ}C$ );
$R_{cond\_flux}$	= Resistência térmica do fluxímetro ( $m^2K/W$ );
$T_{sch}$	= Temperatura da superfície da chapa ( $^{\circ}C$ );
$R_{cond\_ch}$	= Resistência térmica da chapa ( $m^2K/W$ );
$T_{pch}$	= Temperatura da face posterior da chapa ( $^{\circ}C$ );
$R_{conv\_ch}$	= Resistência térmica superficial na face posterior da chapa ( $m^2K/W$ );
$T_{spl}$	= Temperatura da superfície da placa de circulação de água ( $^{\circ}C$ );
$R_{cond\_pl}$	= Resistência térmica da placa de circulação de água ( $m^2K/W$ );
$T_{ppl}$	= Temperatura da face posterior da placa de circulação de água ( $^{\circ}C$ );
$R_{conv\_agua}$	= Resistência térmica superficial na face posterior da placa de circulação de água ( $m^2K/W$ );
$T_{agua}$	= Temperatura da água ( $^{\circ}C$ ).

Nos dois casos, o processo de transferência de calor envolverá trocas por condução, convecção e radiação. Para a radiação solar foi suposta a situação de um ângulo de incidência normal à superfície do vidro. De maneira sucinta, o primeiro caso (insuflamento de ar) utiliza em seu equacionamento os seguintes processo de transmissão de energia:

- Convecção na superfície do vidro;
- Troca líquida por radiação (onda longa - OL) entre vidro e o céu;



- Radiação solar (onda curta - OC) transmitida e absorvida pelo vidro;
- Condução no vidro;
- Convecção natural na câmara de ar;
- Troca líquida de radiação (onda longa) entre a superfície do vidro e a dos fluxímetros;
- Condução através do fluxímetro;
- Condução através da chapa metálica;
- Convecção forçada na face posterior da chapa metálica.

A simbologia utilizada daqui para diante será adotada na construção do código do programa computacional empregado na resolução do sistema de equações, onde:

$h_{for}$	= Coeficiente de convecção forçada ( $W/m^2K$ );
$h_{ext}$	= Coeficiente de convecção externa ( $W/m^2K$ );
$h_{agua}$	= Coeficiente de convecção na interface água com a placa de circulação ( $W/m^2K$ );
$q_{rad}$	= Radiação global ( $W/m^2$ );
$q_1$	= Densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do vidro ( $W/m^2$ );
$q_{1a}$	= Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a superfície do vidro e o céu ( $W/m^2$ );
$q_{1b}$	= Densidade de fluxo de calor absorvida pelo vidro devido à incidência da radiação solar ( $W/m^2$ );
$q_2$	= Densidade de fluxo de calor total na superfície do vidro ( $W/m^2$ );
$q_3$	= Densidade de fluxo de calor por condução através do vidro ( $W/m^2$ );
$q_4$	= Densidade de fluxo de calor total na face posterior do vidro ( $W/m^2$ );
$q_5$	= Densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior do vidro ( $W/m^2$ );
$q_{5a}$	= Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_6$	= Densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_{6a}$	= Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_{6b}$	= Densidade de fluxo de calor absorvido pelo fluxímetro devido à radiação solar diretamente transmitida através do vidro ( $W/m^2$ );
$q_7$	= Densidade de fluxo de calor total na superfície no fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_8$	= Densidade de fluxo de calor por condução no fluxímetro ( $W/m^2$ );
$q_9$	= Densidade de fluxo de calor por condução na chapa ( $W/m^2$ );

---

$q_{10}$	= Densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior da chapa ( $W/m^2$ );
$q_{11}$	= Densidade de fluxo de calor por condução na placa ( $W/m^2$ );
$q_{12}$	= Densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior da placa ( $W/m^2$ );
$R_{flux}$	= Resistência térmica do fluxímetro ( $m^2K/W$ );
$R_{car}$	= resistência térmica da câmara de ar ( $m^2K/W$ );
$R_v$	= Resistência térmica do vidro ( $m^2K/W$ );
$R_{ch}$	= Resistência térmica da chapa metálica ( $m^2K/W$ );
$R_{pl}$	= Resistência térmica da placa de circulação de água ( $m^2K/W$ );
$T_{ceu}$	= Temperatura do céu ( $^{\circ}C$ );
$T_{ar\_ext}$	= Temperatura do ar externo ( $^{\circ}C$ );
$T_{sv}$	= Temperatura na superfície do vidro ( $^{\circ}C$ );
$T_{pv}$	= Temperatura na face inferior do vidro ( $^{\circ}C$ );
$T_{car}$	= Temperatura na câmara de ar ( $^{\circ}C$ );
$T_{sflux}$	= Temperatura na superfície do fluxímetro ( $^{\circ}C$ );
$T_{pflux}$	= Temperatura na face inferior do fluxímetro ( $^{\circ}C$ );
$T_{sch}$	= Temperatura na superfície da chapa ( $^{\circ}C$ );
$T_{pch}$	= Temperatura na face inferior da capa ( $^{\circ}C$ );
$T_{agua}$	= Temperatura da água ( $^{\circ}C$ );
$\alpha_{oc\_v}$	= Absortância à radiação solar do vidro [adimensional];
$\tau_{oc\_v}$	= Transmitância à radiação solar do vidro [adimensional];
$\varepsilon_{ol\_v}$	= Emissividade do vidro [adimensional];
$\varepsilon_{ol\_flux}$	= Emissividade do fluxímetro [adimensional];
$\varepsilon_{ol\_ceu}$	= Emissividade do céu [adimensional];
$\alpha_{oc\_flux}$	= Absortância à radiação de onda curta do fluxímetro [adimensional];
$\sigma$	= Constante de Stefan-Boltzmann ( $W/m^2K^4$ );

A seguir, apresenta-se o balanço de energia em função da passagem do fluxo de calor para cada um dos nós do modelo proposto – Equação (15) até a Equação (35).

- **Nó  $T_{sv}$**

$$q_1 = h_{ext} \cdot (T_{ar\_ext} - T_{sv}) \quad (15)$$

$$q_{1a} = \frac{((\sigma \cdot (T_{ceu} + 273)^4 - (T_{sv} + 273)^4))}{\left( \left( \frac{1}{\varepsilon_{ol\_v}} \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon_{ol\_ceu}} \right) - 1 \right)} \quad (16)$$

$$q_{1b} = q_{rad} \cdot \alpha_{oc\_v} \quad (17)$$

$$q_2 = q_1 + q_{1a} + q_{1b} \quad (18)$$

$$q_2 = q_3 \quad (19)$$

$$q_3 = \frac{T_{sv} - T_{pv}}{R_v} \quad (20)$$

- **Nó  $T_{pv}$**

$$q_3 = q_4 \quad (21)$$

$$q_4 = q_5 + q_{5a} \quad (22)$$

$$q_5 = \frac{T_{pv} - T_{car}}{R_v} \quad (23)$$

$$q_{5a} = \frac{((\sigma \cdot (T_{pv} + 273)^4 - (T_{sflux} + 273)^4))}{\left( \left( \frac{1}{\varepsilon_{ol\_v}} \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon_{ol\_flux}} \right) - 1 \right)} \quad (24)$$

- **Nó  $T_{car}$**

$$T_{car} = \frac{T_{pv} + T_{sflux}}{2} \quad (25)$$

- **Nó  $T_{sflux}$**

$$q_6 = \frac{T_{car} - T_{sflux}}{\left(\frac{R_{car}}{2}\right)} \quad (26)$$

$$q_{6a} = q_{5a} \quad (27)$$

$$q_{6b} = q_{rad} \cdot \tau_{oc_v} \cdot \alpha_{oc\_flux} \quad (28)$$

$$q_7 = q_6 + q_{6a} + q_{6b} \quad (29)$$

$$q_7 = q_8 \quad (30)$$

$$q_8 = \frac{T_{sflux} - T_{pflux}}{R_{flux}} \quad (31)$$

- **Nó  $T_{pflux} = T_{sch}$**

$$q_8 = q_9 \quad (32)$$

$$q_9 = \frac{T_{sch} - T_{pch}}{R_{ch}} \quad (33)$$

- **Nó  $T_{pch}$**

$$q_9 = q_{10} \quad (34)$$

$$q_{10} = h_{for} \cdot (T_{psh} - T_{ar\_ext}) \quad (35)$$

No segundo caso (resfriamento por circulação de água), o equacionamento é similar ao primeiro, com exceção do último estágio da passagem do fluxo de calor, o qual é modelado pelo processo de convecção com o fluido em meio líquido (água) mantido com temperatura constante – Equação (36) até Equação (39).

- **Nó  $T_{pch} = T_{spl}$**

$$q_9 = q_{11} \quad (36)$$

$$q_{11} = \frac{T_{spl} - T_{ppl}}{R_{pl}} \quad (37)$$

- **Nó  $T_{ppl}$**

$$q_{11} = q_{12} \quad (38)$$

$$q_{12} = h_{agua} \cdot (T_{ppl} - T_{agua}) \quad (39)$$

Como limitações do modelo dois pontos devem ser destacados: o cálculo não leva em conta a parcela refletida pela superfície do fluxímetro e novamente absorvida pelo vidro; o valor da temperatura do ar na câmara é obtido a partir de uma simplificação, supondo está como igual à média entre a temperatura superficial do vidro e dos fluxímetros.

Nas equações do modelo são aplicadas diversas variáveis, sendo que algumas delas são resultados de medições em campo e outras são estimadas ou assumidas a partir de cálculos ou dados teóricos. As variáveis de entrada foram classificadas da seguinte forma:

- Variáveis obtidas em medições: radiação solar, temperatura do ar, velocidade do vento, velocidade na saída do ventilador (para o primeiro modelo), umidade relativa, espessura dos elementos, temperatura da água (para o segundo modelo);
- Variáveis estimadas (calculadas): coeficientes de convecção (na superfície do vidro, na câmara de ar, na chapa metálica, na placa de circulação de água), temperatura média (inicial) na câmara de ar; emissividade e temperatura média do céu, resistências térmicas, temperatura de bulbo úmido;
- Variáveis teóricas: propriedades dos materiais e constantes.

É importante destacar o procedimento utilizado para estimar o valor de algumas destas variáveis. No caso dos coeficientes de convecção ( $h$ ) na superfície externa do vidro, foi aplicada uma correlação apresentada por INCROPERA e DE WITT (1998). Os valores dos coeficientes

de convecção médios são dados através da relação entre os números de Nusselt, Prandlt e Reynolds em função das propriedades do fluido, temperatura, velocidade, tamanho da superfície e outros parâmetros. Esta correlação supõe uma placa plana com escoamento paralelo e fluxo de ar laminar – Equação (40) e Equação (41).

$$\overline{Nu} \equiv \frac{\bar{h}l}{k} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (40)$$

$$Re = \frac{Vl}{\nu} \quad (41)$$

Onde:

$\overline{Nu}$  = Numero de Nusselt (adimensional);

$\bar{h}$  = Coeficiente médio de transferência de calor por convecção (W/m<sup>2</sup>K);

$l$  = Comprimento da superfície (m);

$k$  = Condutividade térmica do fluido (W/mK);

$Re$  = Número de Reynolds (adimensional);

$Pr$  = Número de Prandlt (adimensional);

$V$  = Velocidade do fluido (m/s);

$\nu$  = Viscosidade do fluido (m<sup>2</sup>/s).

Condições de validade:  $Re \leq 5 \cdot 10^5$  ;  $Pr \geq 0,6$ .

Já o coeficiente de convecção na câmara de ar foi calculado com base na Equação (42), proposta por YARBROUGH (1983) apud ASHRAE (2001b), para espaços de ar menores do que 12,5mm. A temperatura média ( $tm$ ) na câmara para feito de inicialização do cálculo de “ $h$ ” foi suposta como sendo igual à temperatura do ar externo.

$$h_{car} = \frac{21,8 \cdot (1 + 0,00274 \cdot tm)}{l} \quad (42)$$

Sendo:

$h_{car}$  = Coeficiente de convecção na câmara de ar (W/m<sup>2</sup>K);

$tm$  = Temperatura média na câmara (K);

$l$  = Espessura da câmara de ar (mm).

Para o cálculo da troca líquida por radiação em onda longa entre a superfície do vidro e o céu, é necessário estimar a radiação emitida pela abóbada celeste. LAMBERTS (1989) apresenta um apanhado de pesquisas que relacionam a temperatura do céu com a temperatura do ar, e mostram a existência de uma forte influência do vapor de água sobre a radiação emitida pelo céu. Dentre estas pesquisas são citados estudos realizados pelo LBNL que correlacionam a emissividade do céu ( $\varepsilon_s$ ) com a temperatura de bulbo úmido ( $t_{dp}$  em °C) através da Equação (43).

$$\varepsilon_s = 0,711 + 0,56 \left( \frac{t_{dp}}{100} \right) + 0,73 \left( \frac{t_{dp}}{100} \right)^2 \quad (43)$$

Para uma condição de céu claro, a qual foi assumida no modelo teórico, uma vez que é a mais recomendada para medições de ganho de calor solar, a Equação (43) pode ser utilizada na sua forma original. A partir disso, a radiação emitida pelo céu ( $I_s$  em  $W/m^2$ ) pode ser calculada pela Equação (44), sendo a temperatura do céu assumida igual à temperatura do ar externo:

$$I_s = \varepsilon_s \sigma T_a^4 \quad (44)$$

Onde:

$\varepsilon_s$  = Emissividade do céu (adimensional);

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$ );

$T_a$  = Temperatura do ar (K).

A situação do insuflamento de ar através do ventilador foi representada por meio de um arranjo composto por um jato de ar saindo de um orifício circular e colidindo perpendicularmente sobre uma superfície plana, cuja correlação é apresentada por INCROPERA e DE WITT (1998) – Equação (45); Equação (46); Equação (47). Para a aplicação no cálculo do coeficiente de convecção, foi necessário determinar a velocidade na saída do ar do ventilador. O valor encontrado, através do uso de um anemômetro digital, junto à borda da grelha de proteção do aparelho, foi de 9,39m/s.

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0,42}} = \left( \frac{D}{r} \cdot \frac{1 - 1,1.D/r}{1 + 0,1(H/D - 6).D/r} \right) \cdot (2 Re^{1/2} \cdot (1 + 0,5 Re^{0,55})^{1/2}) \quad (45)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}D}{k} \quad (46)$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (47)$$

Sendo:

$\overline{Nu}$  = Numero de Nusselt (adimensional);

Pr = Número de Prandlt (adimensional);

D = Diâmetro de saída do orifício (m);

r = Comprimento da superfície (m);

H = Distância da saída do jato até a superfície (m);

Re = Número de Reynolds (adimensional);

$\overline{h}$  = Coeficiente médio de transferência de calor por convecção (W/m<sup>2</sup>K);

k = Condutividade térmica do fluido (W/mK);

V = Velocidade de saída do fluido (m/s);

$\nu$  = Viscosidade do fluido (m<sup>2</sup>/s)

Condições de validade:  $2000 \leq Re \leq 400000$  ;  $2 \leq H/D \leq 12$  ;  $2,5 \leq r/D \leq 7,5$ .

Para modelo com resfriamento por circulação de água, foi necessário estimar o coeficiente de troca convectiva entre a água e a placa de circulação. Para tal, foram utilizadas correlações apresentadas por INCROPERA e DE WITT (1998) para o caso de circulação forçada de líquidos no interior de tubos não-circulares. Inicialmente foi utilizado um modelo proposto por GNIELINSKI (1976) apud INCROPERA e DE WITT (1998) para atender a condição de turbulência estimando-se  $Nu$  (Numero de Nusselt) através da Equação (48).

$$\overline{Nu} = \frac{(f/8).(Re-1000).Pr}{1+12,7.(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (48)$$

Onde:

$\overline{Nu}$  = Numero de Nusselt (adimensional);

Re = Número de Reynolds (adimensional);

Pr = Número de Prandlt (adimensional);

$f$  = Fator de atrito (adimensional).



Condições de validade:  $3000 \leq Re \leq 5.10^6$ ;  $0,5 \leq Pr \leq 2000$ .

Também foi testada uma correlação que supõe a ocorrência de escoamento laminar completamente desenvolvido, com a aplicação de um fluxo térmico superficial uniforme, onde  $Nu$  é uma constante. A partir da interpolação dos valores apresentados por KAYS e CRAWFORD (1980) apud INCROPERA e DE WITT (1998), para as dimensões da placa de circulação de água, tem-se a relação para o cálculo do coeficiente de convecção conforme as equações a seguir – Equação (49) e Equação (50):

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}D_h}{k} = 3,87 \quad (49)$$

$$D_h = \frac{4A_{sr}}{P} \quad (50)$$

Sendo:

$\overline{Nu}$  = Numero de Nusselt (adimensional);

$D_h$  = Diâmetro hidráulico (m);

$\overline{h}$  = Coeficiente médio de transferência de calor por convecção ( $W/m^2K$ );

$k$  = Condutividade térmica do fluido ( $W/mK$ );

$A_{sr}$  = Área da seção reta do escoamento ( $m^2$ );

$P$  = Perímetro molhado (m).

Na resolução dos sistemas de equações foi utilizado o programa computacional EES (Engineering Equation Solver), versão 6.883-3D. Este programa possibilita a solução de sistemas de equações com grande rapidez, e também permite a realização de cálculos paramétricos entre as variáveis.

Através do uso do modelo teórico foram realizadas análises da influência de alterações nas variáveis de entrada sobre os resultados de fluxo de calor medido pelo equipamento, e também sobre a temperatura dos seus componentes. Em relação ao primeiro caso as seguintes análises paramétricas foram desenvolvidas:

- Fluxo de calor e temperatura da chapa de suporte x Variação da intensidade de radiação;

- Fluxo de calor e temperatura da chapa de suporte x Variação do coeficiente de convecção forçada na face posterior da chapa de suporte;
- Fluxo de calor, perdas através do vidro, e temperatura do vidro x Variação do coeficiente de convecção externo.

Para o segundo caso (resfriamento por circulação de água) o modelo matemático foi aplicado para a análise da influência da variação da temperatura da água sobre a temperatura da chapa de suporte e do fluxo de calor que atravessa os fluxímetros.

### 3.6 Análise das incertezas nas medições

A medição é um processo experimental utilizado para a determinação de grandezas físicas, representadas através de unidades estabelecidas como padrão. O resultado de uma medição é sempre acompanhado de incertezas, que indicam uma faixa de dúvida neste resultado. Esta faixa de dúvida é provocada por erros do sistema de medição (sensores e outros equipamentos utilizados). Neste estudo foram investigadas as principais fontes de erros que possam gerar imprecisões nos valores finais das medições.

Na medição de ganho de calor solar utilizando o Radiômetro três tipos de sensores são utilizados: fluxímetro, piranômetro e um sistema de aquisição (multímetro digital). Cada um destes equipamentos apresenta um grau de incerteza no seu resultado.

Sendo o Fator Solar calculado a partir de outros valores, ou seja, representado por uma medição indireta, as incertezas individuais de cada componente do resultado final têm seus efeitos combinados. Em termos práticos o Fator Solar (FS) pode ser definido como sendo a razão entre o ganho de calor solar que penetra através de uma abertura, que é medido com os fluxímetros, pela radiação solar incidente sobre esta mesma abertura, que é medida com o piranômetro – Equação (51).

$$FS = \frac{q_{flux}}{q_{rad}} \quad (51)$$

Onde:

$q_{flux}$  = Densidade de fluxo de calor medida através dos fluxímetros ( $W/m^2$ );

$q_{rad}$  = Densidade de radiação solar incidente medida através do piranômetro ( $W/m^2$ ).

---

Quando se tratam de grandezas de entrada estatisticamente independentes entre si, ou seja, as quais não guardam nenhuma forma de sincronismo, são pequenas as chances de que as variações aleatórias, associadas a cada grandeza de entrada, conduzam a uma combinação em que todos os valores extremos sejam atingidos ao mesmo tempo. Nestes casos, pode-se utilizar uma forma mais apropriada para combinar estes efeitos (GONÇALVES, 2002).

Existe uma expressão genérica que possibilita uma estimativa da incerteza combinada para o caso geral, onde, seja uma determinada grandeza “G”, calculada em função de diversas outras grandezas de entrada (ex.:  $G = f(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots)$ ). A incerteza combinada de G pode então ser estimada pela Equação (52):

$$u^2(G) = \left( \frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_3} u(x_3) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_4} u(x_4) \right)^2 + \dots \quad (52)$$

Sendo:

$u(G)$  = a incerteza padrão da grandeza G;

$u(x_1), u(x_2), u(x_3), u(x_4)$  = as incertezas padrão associadas às grandezas de entrada  $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots$  respectivamente.

Com a Equação (52) podem ser deduzidos casos particulares de combinação de incertezas. Para a situação onde “G” é a grandeza de interesse, calculada por multiplicações e/ou divisões de várias grandezas de entrada (ex.:  $G = (x_1)^{\pm 1} \cdot (x_2)^{\pm 1} \cdot (x_3)^{\pm 1} \cdot \dots$ ), a incerteza relativa combinada pode ser estimada pela Equação (53):

$$\left( \frac{u(G)}{G} \right)^2 = \left( \frac{u(x_1)}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{u(x_2)}{x_2} \right)^2 + \left( \frac{u(x_3)}{x_3} \right)^2 + \dots \quad (53)$$

Assim, a partir das incertezas individuais dos sensores aplicadas à Equação (53) é então possível estimar a incerteza combinada no valor do Fator Solar.

### 3.7 Descrição geral do experimento

Inicialmente foram realizadas medições com o Radiômetro, mantendo-se a mesma estrutura do equipamento e as mesmas constantes de calibração obtidas por MACEDO (2002). Após isso, os sensores (fluxímetros, termopares e o piranômetro) foram submetidos a um

cuidadoso processo de calibração. Algumas modificações estruturais também foram realizadas, e o Radiômetro passou a ser novamente testado em campo. Nestes testes foi mantido o sistema original de resfriamento da chapa de suporte dos fluxímetros (ventiladores). Simultaneamente às medições de ganho de calor solar, foram monitorados os valores de radiação solar global incidente e temperatura dos componentes do equipamento.

Uma segunda fase de testes foi desenvolvida visando testar um sistema de resfriamento por circulação de água mantida em um banho termostático. Novamente, durante esta etapa de testes, a radiação solar e a temperatura dos elementos (vidro, câmara de ar, chapa de suporte, temperatura do ar e temperatura da água) são monitoradas. Todos os testes foram realizados no período das 12:00 às 16:30 horas, sendo utilizada sobre a abertura principal do Radiômetro uma amostra de vidro simples, incolor, com 3mm de espessura.

O modelo analítico desenvolvido é utilizado em comparações com os resultados reais e em análises paramétricas, empregadas na verificação da influência de algumas variáveis sobre os resultados de fluxo de calor e da temperatura da chapa de suporte do equipamento.

Finalmente são discutidos e analisados os dados das diferentes fases de teste, sendo apresenta uma estimativa da incerteza no resultado do Fator Solar obtido a partir das medições.

---

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

### **4.1 Introdução**

Na primeira parte deste capítulo será verificado o desenvolvimento e os resultados das calibrações, instalação de sensores, e de outras modificações realizadas no equipamento (Radiômetro). Após isso, serão apresentados os resultados das medições e testes realizados em campo.

A partir do desenvolvimento de um modelo analítico, para representar a passagem do calor através do Radiômetro, inicia-se uma investigação dos fatores que podem causar erros de medição, e quais as variáveis que precisam ser controladas durante o processo. Ao final do capítulo, busca-se através de uma discussão, trazer a atenção para os problemas encontrados e o que pode ser feito para possibilitar o melhor uso do equipamento.

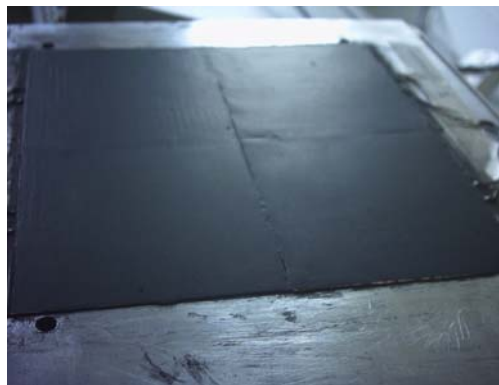
### **4.2 Calibração de sensores e outras modificações no equipamento**

#### **4.2.1 Pintura e calibração dos fluxímetros**

Originalmente os fluxímetros apresentam coloração metálica devido aos seus componentes (cobre-constantan). Na construção do protótipo utilizado por Macedo (2002), os fluxímetros utilizados foram submetidos à aplicação de uma pintura na cor preta (teoricamente a cor com maior absorvidade), no entanto não se tinha conhecimento das propriedades desta tinta. Foi então realizada uma repintura dos sensores com a aplicação de uma tinta de alta absorvidade produzida na Alemanha, a qual tem como principal finalidade o uso em dispositivos de aquecimento de água (coletores solares). As propriedades desta tinta foram determinadas através de testes laboratoriais realizados na Universität Stuttgart, e constam em relatório técnico (MÜLLER-STEINHAGEN, 2002), sendo os fatores de absorvidade e emissividade apresentados iguais a 0,95 e 0,86, respectivamente.

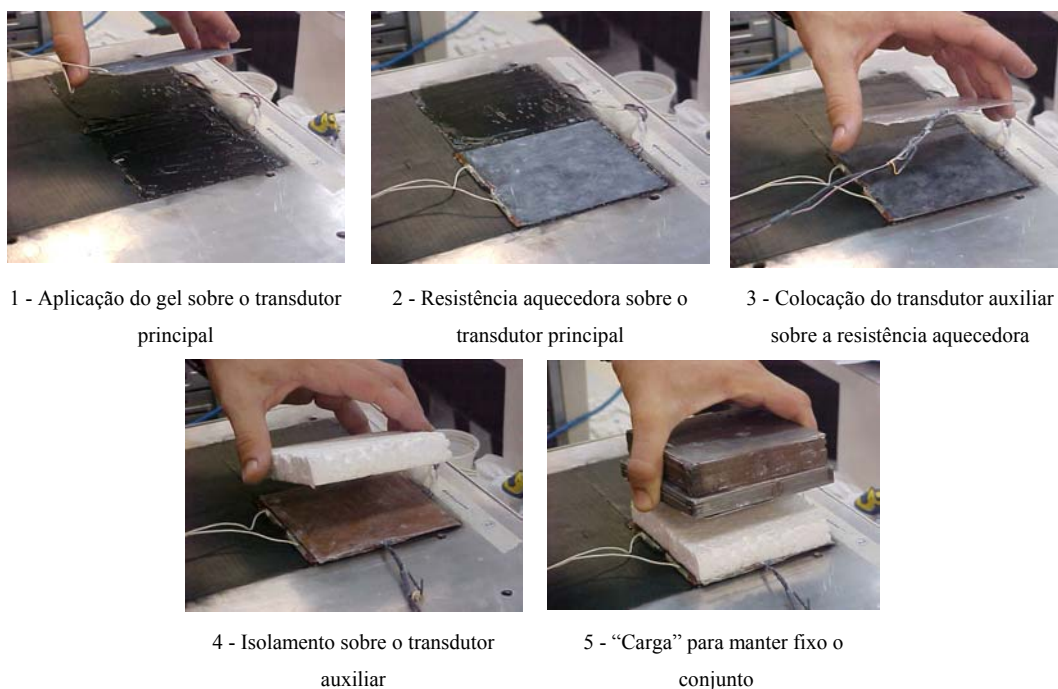
---

Previamente à aplicação da nova pintura, a tinta já existente foi removida, e após isso foram aplicados duas demãos do novo produto, com o auxílio de uma “pistola de pressão”. A Figura 38 mostra o acabamento final na superfície dos fluxímetros.



**Figura 38. Acabamento da superfície dos fluxímetros.**

Antes do início da calibração dos transdutores principais, foi realizada uma verificação da constante de calibração apresentado pelo transdutor auxiliar. Este apresentou uma variação inferior a 4% entre a constante atual e a recalculada. Desta forma, optou-se por manter a constante de calibração inicial (0,293 W/mV), visto que a mesma é obtida previamente sob maiores cuidados. A Figura 39 apresenta a seqüência de montagem dos componentes utilizados para a calibração dos transdutores.



**Figura 39. Seqüência do processo de calibração dos fluxímetros.**

A Tabela 2 apresenta os valores das constantes calculadas em função dos sinais medidos a partir das potências dissipadas de 15W e 20W.

**Tabela 2. Novas constantes de calibração.**

Transdutor N <sup>o</sup>	Constantes (W/mV)		
	Calibração 1 (potência dissipada = 15W)	Calibração 2 (potência dissipada = 20W)	Média
1	0,437	0,435	0,436
2	0,356	0,356	0,356
3	0,214	0,216	0,215
4	0,338	0,334	0,336
5	0,212	0,211	0,211

Para verificação da incerteza dos valores finais das constantes, foi realizada uma seqüência de medições com a aplicação de diferentes valores de correntes. A Tabela 3 apresenta os valores das constantes obtidas em quatro séries, segundo a aplicação das correntes indicadas.

**Tabela 3. Séries de medições para determinação da incerteza.**

Série de Medições	Corrente (A)	Constante (W/mV)
1 <sup>o</sup>	0,280	0,436
	0,395	0,438
	0,484	0,432
	0,559	0,432
2 <sup>o</sup>	0,280	0,435
	0,396	0,444
	0,484	0,439
	0,559	0,439
3 <sup>o</sup>	0,280	0,440
	0,396	0,454
	0,485	0,435
	0,560	0,435
4 <sup>o</sup>	0,280	0,440
	0,396	0,454
	0,484	0,435
	0,560	0,435

Através de uma análise estatística dos 16 valores medidos, foi encontrado um valor médio da constante igual a 0,439W/mV, com desvio padrão de 0,007W/mV. Aplicando o fator “t” de *Student* para 95% da confiança (GONÇALVES, 2002), o qual corresponde a um valor de 2,131, tem-se um desvio de 0,014W/mV, o que em termos percentuais significa uma incerteza relativa

de 3,30% no valor das constantes calculadas. Esta análise foi realizada para apenas um dos transdutores (transdutor número 1), sendo o mesmo valor da incerteza assumido para os demais.

A Tabela 4 apresenta uma comparação entre os valores das constantes de calibração adotados por Macedo (2002) e as novas constantes determinadas.

É possível notar que a variação entre os valores das constantes está situada numa faixa entre 10% e 16%. Esta variação pode ser atribuída inicialmente a duas razões principais: em primeiro lugar ao tempo decorrido entre os dois processos de calibrações (aproximadamente 2 anos); em segundo, a aplicação do gel de contato.

Normalmente, neste tipo de calibração, utiliza-se uma pasta térmica de alta condutividade, mas devido a sua baixa viscosidade, esta não consegue preencher os vazios entre linhas do circuito impresso que formam a superfície do transdutor. Com isso, formam-se espaços de ar entre a fonte de calor (resistência aquecedora) e o transdutor. Observou-se durante processo de calibração, que a não aplicação do gel produzia um sinal de resposta em média 4,5% menor. Isso demonstra que a utilização do gel melhora a transmissão de calor entre a resistência e o transdutor, uma vez que este preenche melhor o vazio formado entre as linhas do circuito impresso.

#### 4.2.2 Calibração e instalação de termopares

Para verificar a diferença de temperatura entre alguns dos componentes do Radiômetro e o ar, causada pela incidência de radiação ao longo das medições, foram instalados 4 termopares do tipo T (cobre-constantan). Previamente, os termopares passaram por um processo cuidadoso de calibração para garantir maior precisão aos valores medidos.

A Figura 40 e a Figura 41 mostram os gráficos com as curvas de calibração encontradas através de um ajuste polinomial. Analisando o resultado do parâmetro estatístico  $R^2$ , nota-se ótima correlação entre as duas variáveis (variação de temperatura versus diferença de potencial).

**Tabela 4. Variação das constantes de calibração.**

Transdutor N <sup>o</sup>	Constantes (W/mV)		
	Novas	Macedo (2002)	Variação (%)
1	0,436	0,369	15,4
2	0,356	0,311	12,5
3	0,215	0,191	11,2
4	0,336	0,301	10,4
5	0,211	0,188	11,0



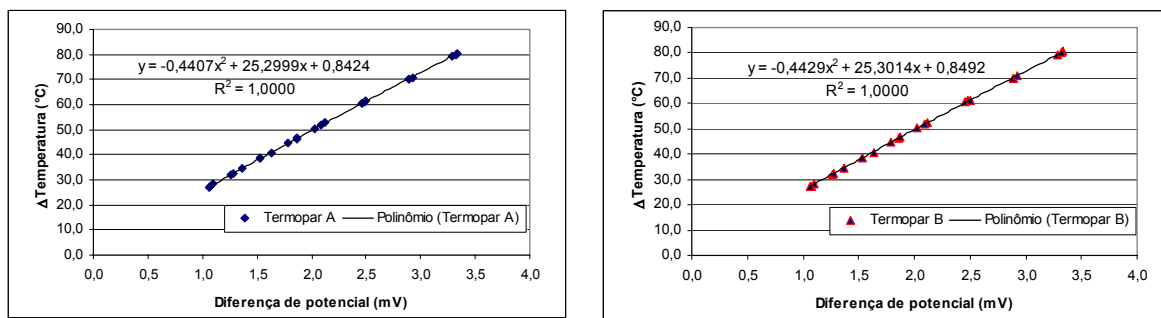


Figura 40. Curvas de calibração (termopares A e B).

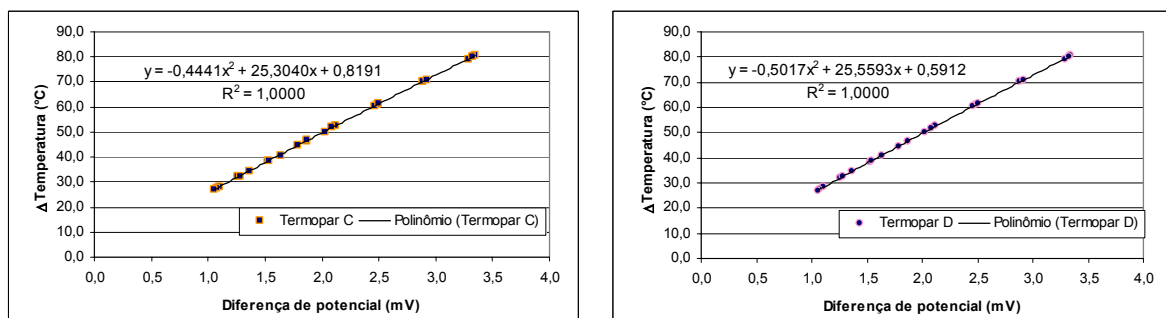


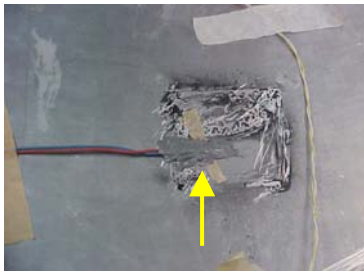
Figura 41. Curvas de calibração (termopares C e D).

Para obter a faixa de dispersão em que o erro aleatório esteja situado, com uma probabilidade de 95%, é aplicado o coeficiente “t” de Student, que é função do grau de confiança e do tamanho da amostra (GONÇALVES, 2002). Neste caso para um total de 24 medições e probabilidade de 95%, “t” é igual a 2,069. Através da multiplicação do valor de “t” pelo valor do erro padrão é encontrada a faixa de incerteza do valor medido pelo sensor (Tabela 5) .

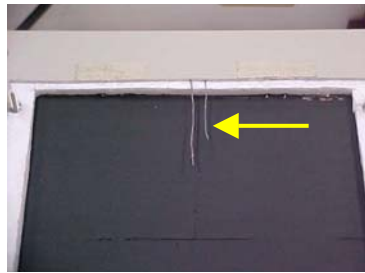
Tabela 5. Incerteza na medição de diferença de temperatura.

Termopar	Erro (°C)
A	± 0,21
B	± 0,22
C	± 0,20
D	± 0,22
Média	± 0,22

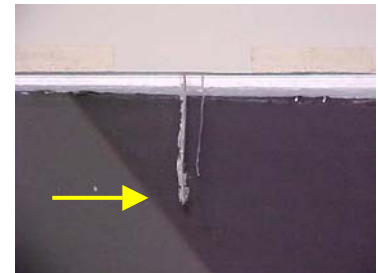
Após a calibração os termopares foram instalados nos pontos de monitoramento da variação de temperatura durante as medições, são estes: nas costas da chapa metálica que suporta os transdutores (Figura 42); na câmara de ar formada entre o vidro e os transdutores (Figura 43); e na superfície do vidro a ser testado (Figura 44).



**Figura 42.** Termopar fixado nas costas da chapa metálica de suporte dos transdutores.



**Figura 43.** Termopar na câmara de ar formada entre o vidro e os transdutores.



**Figura 44.** Termopar na superfície do vidro.

Para manter a temperatura de maneira homogênea na junção de referência dos termopares, esta foi introduzida em um tubo de cobre, o qual foi fixado na entrada de um dos ventiladores (Figura 45). Com isso, a temperatura das junções pode ser considerada como sendo praticamente a mesma do ar no momento da medição.



**Figura 45.** Junção de referência dos termopares na entrada do ventilador.

Para o teste com o sistema de resfriamento por circulação de água (banho termostático), a junta de referência dos termopares foi mantida imersa em um volume de água depositado em um recipiente isolado termicamente. Esta precaução impede que ocorram oscilações da temperatura da junção durante a medição. Considera-se, neste caso, que a temperatura da junção seja a mesma do líquido (água) no interior do recipiente.

#### **4.2.3 Calibração do piranômetro**

Para possibilitar a aplicação dos valores do piranômetro Li-cor como parâmetro para os resultados das medições com o Radiômetro de Abertura, foi necessário realizar uma calibração deste equipamento. Esta calibração consiste na comparação entre os valores medidos simultaneamente entre o piranômetro Li-cor e o piranômetro Eppley durante um período de tempo (Figura 46).



Figura 46. Piranômetros Eppley e Li-cor posicionados lado-a-lado para a calibração.

Observou-se com isso, a existência de uma diferença média de 5,2% entre os valores de radiação medidos com dois sensores (Figura 47). A partir destes resultados foi calculado um fator de correção médio para os valores do piranômetro Li-cor, o qual corresponde ao valor de 0,9507.

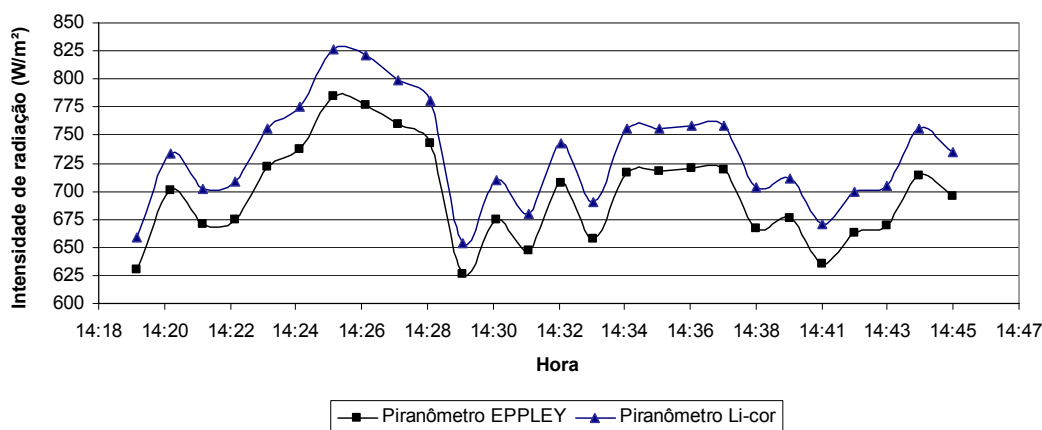


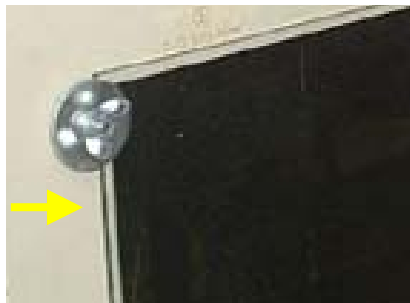
Figura 47. Variação das medidas de intensidade de radiação solar entre os dois piranômetros.

#### 4.2.4 Outras modificações

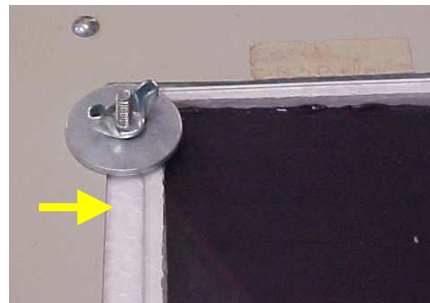
##### 4.2.4.1 Contato do vidro

Originalmente o contato entre a amostra (vidro) e a estrutura do Radiômetro acontecia diretamente sobre a superfície metálica (alumínio) da estrutura do equipamento (Figura 48). Visando reduzir possíveis perdas de calor por condução entre o vidro e a estrutura, o perímetro

das aberturas sobre os fluxímetros foi aumentado. Com isso, a amostra de vidro pôde então ser fixada diretamente sobre a camada de poliestireno (Figura 49), melhorando o isolamento da câmara de ar e reduzindo fugas de calor que não são quantificadas.



**Figura 48. Contato do vidro diretamente com a estrutura do Radiômetro.**

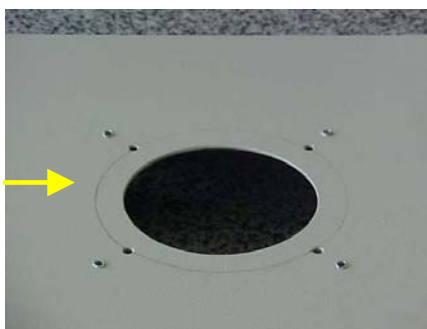


**Figura 49. Contato do vidro com o poliestireno (após a modificação).**

#### 4.2.4.2 Circulação de ar

Buscando aumentar a vazão de ar para o interior do equipamento e melhorar o resfriamento da chapa metálica que suporta os fluxímetros, foi ampliada a área de abertura existente na entrada dos ventiladores.

Inicialmente o equipamento foi fabricado com duas aberturas circulares na face posterior, com 8,6cm de diâmetro ( $58,09\text{cm}^2$ ). Porém, devido ao modelo dos ventiladores utilizado, parte da área de sucção estava obstruída. Para corrigir este problema, foi retirado um anel perimetral da abertura circular existente (Figura 50), aumentando o seu diâmetro para aproximadamente 11,5cm ( $103,87\text{cm}^2$ ). A Figura 51 mostra o resultado do corte na estrutura.



**Figura 50. Marcação do corte.**



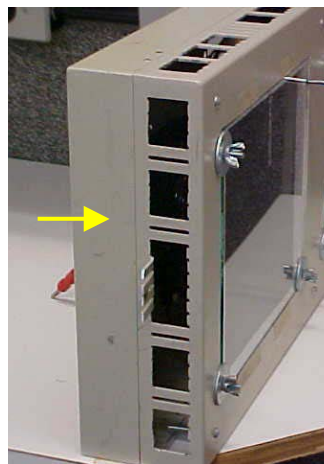
**Figura 51. Nova abertura.**

Também a área de saída de ar nas laterais do equipamento foi ampliada. Com isso, melhorou-se a circulação de ar no interior do Radiômetro, permitindo que o ar aquecido pelo

contato com a chapa de suporte dos fluxímetros seja mais rapidamente dissipado (Figura 52 e Figura 53).



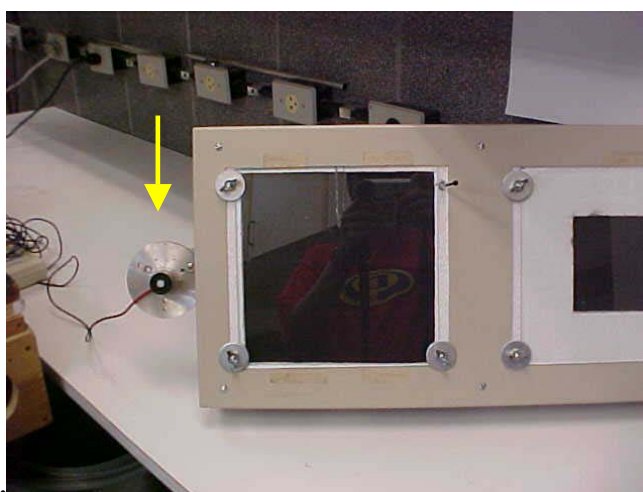
**Figura 52. Aberturas laterais  
(antes da modificação).**



**Figura 53. Maiores aberturas laterais  
(após a modificação).**

#### 4.2.4.3 Suporte para o Piranômetro

Para possibilitar uma boa comparação entre os resultados do piranômetro e do Radiômetro, é necessário manter os dois equipamentos na mesma posição (voltados para a mesma orientação e inclinação). Para tal, foi desenvolvido um suporte para fixar o piranômetro na própria estrutura do equipamento, como mostra a Figura 54.



**Figura 54. Piranômetro fixado na lateral do Radiômetro.**

### 4.3 Medições utilizando resfriamento com insuflamento de ar

#### 4.3.1 Testes iniciais

Previamente às modificações e calibrações dos sensores descritas nos itens anteriores, foram realizadas algumas medições para verificar o desempenho do Radiômetro. Especificamente na medição realizada no dia 11/11/2003, o Radiômetro e o piranômetro Li-cor foram posicionados horizontalmente, lado a lado, durante um período de 25 minutos, sendo as leituras dos sensores realizadas a cada 5 minutos.

A Figura 55, mostra os resultados obtidos durante a medição. São apresentados os valores de densidade de fluxo de calor medidos pelos 4 fluxímetros que estão sob a abertura principal do Radiômetro. O chamado “Valor base”, representa o ganho de calor obtido pela multiplicação da densidade de radiação medida com o piranômetro pelo Fator Solar teórico da amostra de vidro.

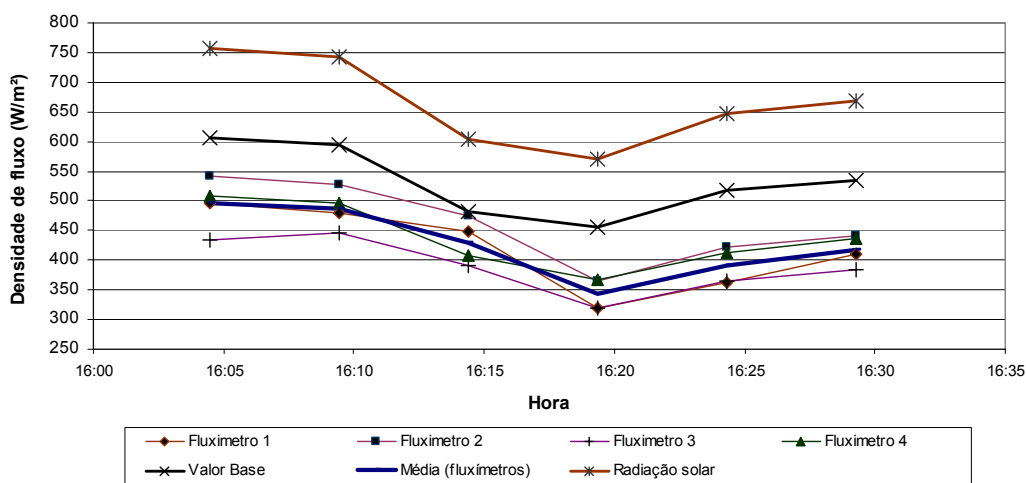


Figura 55. Resultados de ganho de calor solar na primeira medição.

Para o horário entre as 16:00h e 16:30h, durante o mês de novembro, fazendo-se uso de uma carta solar com latitude próxima a da cidade de Florianópolis, é possível determinar a altura solar no momento da medição, a qual corresponde a aproximadamente 35°. No caso em questão (superfície horizontal) o ângulo de incidência da radiação será igual a 90° menos a altura solar ( $\gamma$ ). Este cálculo resulta em um ângulo de incidência igual a 55°, formado entre o sol e o centro do plano de medição. Para este ângulo de incidência, utilizando os valores apresentados pela ASHRAE (2001a), no caso do vidro incolor 3mm, é possível estimar um Coeficiente de Ganho de Calor Solar de aproximadamente 0,80.

Inicialmente na Figura 55, nota-se uma queda acentuada da intensidade da radiação após decorrido algum tempo desde o início da medição. Este fato é explicado em função da existência de nebulosidade durante o intervalo de medição, mas percebe-se que todos os sensores mantiveram a mesma tendência.

Também é possível observar que o “Valor base”, calculado encontra-se sempre acima dos valores medidos pelos fluxímetros. Em média observou-se uma diferença entre os resultados dos fluxímetros e dos valores base, em cada ponto de leitura, variando num intervalo entre aproximadamente 10,8% e 25,0%. Também a dispersão dos resultados dos fluxímetros em torno da média é elevada, com um desvio padrão variando numa faixa entre 6,4% e 9,0%, dependendo do momento de medição.

Analisando os resultados em termos do Fator Solar, tendo como parâmetros o ganho de calor medido pelos fluxímetros e a radiação incidente medida pelo piranômetro – Equação (51), chega-se a um Fator Solar médio calculado de 0,64. Se comparado este valor com o valor teórico, de aproximadamente 0,80 no período de medição, observa-se uma variação média de aproximadamente 20% (Tabela 6).

**Tabela 6. Variação entre o resultado do Fator Solar (FS) teórico e medido nos testes iniciais**

<b>Hora</b>	<b>FS teórico</b>	<b>FS medido</b>	<b>Variação (%)</b>
16:05	0,80	0,65	18,3%
16:10	0,80	0,66	17,8%
16:15	0,80	0,71	10,8%
16:20	0,80	0,60	25,0%
16:25	0,80	0,60	24,5%
16:30	0,80	0,62	21,9%
<b>Média</b>	<b>0,80</b>	<b>0,64</b>	<b>19,7%</b>

Embora a aquisição de dados tenha sido realizada de maneira simplificada através de leituras diretas dos sinais de resposta dos sensores, o que aumenta a incerteza dos valores medidos, é possível ainda assim notar a existência de problemas com o funcionamento do equipamento, uma vez que grande parte do fluxo de calor que penetra através do vidro não está sendo quantificado.

### 4.3.2 Testes após as calibrações e modificações

Após terem sido desenvolvidas as calibrações e modificações descritas no item 4.2, foi então realizada uma nova medição de ganho de calor solar utilizando o Radiômetro. Esta medição ocorreu no dia 22/06/2004 durante o período da tarde, sob uma condição de céu claro com pouca nebulosidade.

Neste teste, o Radiômetro foi posicionado de maneira a receber a incidência de radiação em um ângulo normal ao plano da amostra (vidro). Para variar a inclinação e orientação do sistema foi utilizado um tripé de uso fotográfico e uma haste metálica fixada perpendicularmente ao plano frontal do equipamento. Quando a sombra produzida pela haste é nula, isto significa que a haste encontra-se paralela à direção dos raios solares, e conseqüentemente o ângulo de incidência na superfície do Radiômetro é igual a zero. Desta forma, devido à movimentação relativa do sol foi necessário corrigir algumas vezes o posicionamento do sistema em relação à incidência da radiação durante o tempo de medição. Paralelamente, foram realizadas medições com o piranômetro Li-cor fixado no suporte lateral do Radiômetro, estando este posicionado na mesma inclinação e orientação do conjunto.

Na Tabela 7 são apresentados os valores de ganho de calor medidos pelos quatro fluxímetros da abertura principal do Radiômetro. É possível observar que os valores apresentados pelo fluxímetro 3 são bastante distintos dos demais (aproximadamente 9,2% menores do que a média dos fluxímetros 1, 2 e 4), o que leva a crer que algum problema possa ter ocorrido com o sensor durante a medição ou na remontagem dos mesmos após a calibração. Por isso, neste teste os valores medidos através do fluxímetro 3 serão desconsiderados para a comparação com os resultados do piranômetro.

**Tabela 7. Resultados das medições de ganho de calor após a calibração.**

Hora	Densidade de Fluxo (W/m <sup>2</sup> )			
	Fluxímetro 1	Fluxímetro 2	Fluxímetro 3	Fluxímetro 4
14:45	688,5	675,2	618,5	679,5
14:50	667,2	657,9	606,2	680,0
14:55	655,0	631,5	590,9	651,6
15:00	650,1	636,7	584,5	647,2
15:05	609,6	615,9	558,4	609,4
15:10	615,9	605,2	561,2	625,2
15:15	618,8	605,1	545,2	611,1



A Figura 56 apresenta um gráfico com os resultados da medição, onde pode ser observada a radiação solar incidente, os “valores base” (que são iguais a densidade de radiação solar medida pelo piranômetro multiplicada pelo Fator Solar teórico do vidro), e o ganho de calor medido pelos fluxímetros 1, 2 e 4.

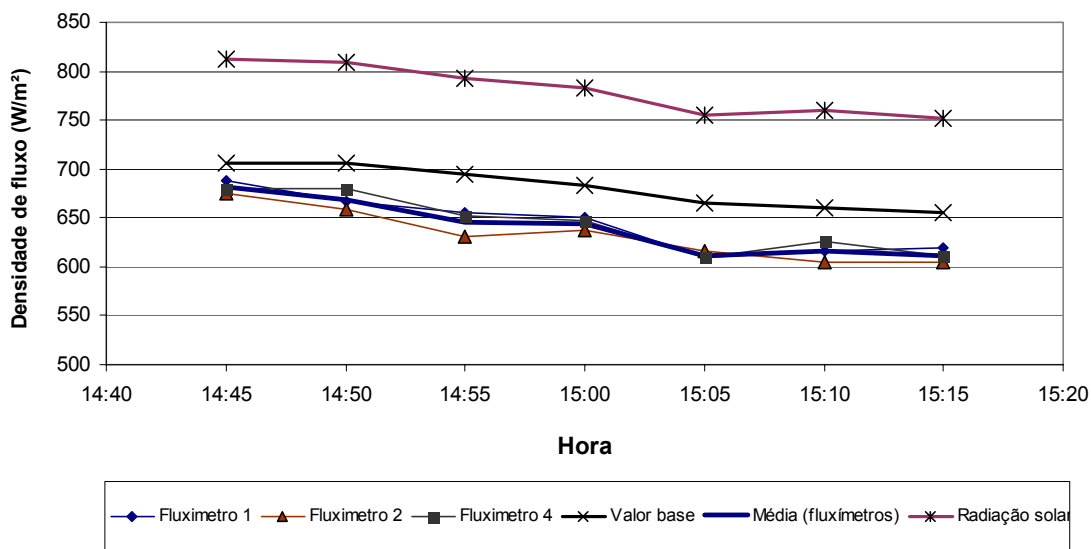


Figura 56. Resultados de ganho de calor solar após a nova calibração dos fluxímetros.

Nesta medição, a dispersão dos resultados dos fluxímetros em torno da média foi reduzida, ficando o desvio padrão calculado em cada momento de leitura em uma faixa entre 0,6% e 2,0%. Também a diferença entre a média dos fluxímetros e os valores base caíram para um intervalo de 3,7% a 6,9%. Analisando em relação ao Fator Solar da amostra, os resultados da medição levaram um valor médio igual a 0,82, que se comparado ao valor teórico para o mesmo material (0,87), resulta em um erro de aproximadamente 5,8%.

Estes resultados demonstram que as modificações no equipamento e a calibração dos sensores surtiram efeito positivo em relação à primeira etapa de medição, uma vez que a variação existente entre o ganho de calor solar medido e o ganho teórico esperado diminuiu. Porém, o equipamento ainda não atingiu um desempenho satisfatório para quantificar o ganho térmico devido à radiação e caracterizar o Fator Solar de diferentes materiais.

Durante o intervalo de medição, foi realizado em alguns pontos da estrutura do Radiômetro, o monitoramento da diferença de temperatura em relação à temperatura do ar. Quatro termopares foram utilizados, conforme a seqüência descrita a seguir:

- Termopar A: sob a chapa metálica, atrás do fluxímetro 5 (abertura de referência);
- Termopar B: na superfície externa do vidro;
- Termopar C: na câmara de ar formada entre o vidro e os fluxímetros 1-4;
- Termopar D: sob a chapa metálica, atrás dos fluxímetros 1 a 4 (abertura principal);

A Tabela 8 apresenta os valores de diferença de temperatura obtidos a partir dos sinais dos termopares. Ao longo da medição a temperatura ambiente foi verificada e manteve-se estável, próxima aos 22,5°C.

**Tabela 8. Diferença de temperatura medida com os termopares.**

Hora	$\Delta T$ (°C)			
	Termopar A	Termopar B	Termopar C	Termopar D
14:45	3,5	7,9	10,5	11,5
14:50	3,6	7,0	10,3	11,5
14:55	3,4	6,6	10,1	11,2
15:00	3,5	6,9	10,0	11,1
15:05	3,3	6,2	9,0	10,6
15:10	3,5	6,6	9,6	11,0
15:15	3,2	6,5	9,5	10,9
<b>Média</b>	<b>3,4</b>	<b>6,8</b>	<b>9,9</b>	<b>11,1</b>

Observando os valores médios de variação de temperatura registrada, podem ser discutidas algumas questões. Primeiramente, observa-se que a variação registrada pelo termopar A é menor do que no termopar D, o que leva a crer que o ventilador instalado atrás do fluxímetro 5, consegue dissipar uma parcela maior de calor transmitido do que o outro ventilador. Isso ocorre por que o fluxo que passa através da abertura de referência é menor (área de 0,01m<sup>2</sup>) do que o fluxo através da abertura principal (área de 0,04m<sup>2</sup>), mas a área de troca convectiva é igual para as duas aberturas. Porém, embora a diferença de temperatura entre os dois pontos em questão (termopar A e D) seja de aproximadamente 7,7°C, isso não se refletiu de modo significativo no resultado do fluxo de calor medido pelo fluxímetro 5, o qual manteve-se apenas ligeiramente acima da média dos demais (Tabela 9).

**Tabela 9. Comparação entre os resultados de densidade de fluxo.**

Hora	Densidade de Fluxo (W/m <sup>2</sup> )		
	Média Fluxímetros 1-2-4	Fluxímetro 5	Variação
14:45	681,0	701,6	3,0%
14:50	668,4	669,2	0,1%
14:55	646,0	668,3	3,4%
15:00	644,7	649,1	0,7%
15:05	611,6	624,1	2,0%
15:10	615,4	620,3	0,8%
15:15	611,7	619,0	1,2%
<b>Média</b>	-	-	<b>1,6%</b>

No caso do vidro, a variação de temperatura encontra-se nos padrões normais de comportamento para o material. RIVERO (1985) apresenta uma estimativa da temperatura máxima da superfície externa do vidro comum exposto ao sol, que é representada pela Equação (54), sendo o valor resultante deste cálculo (29,5°C) muito próximo do estimado com auxílio dos termopares (29,3°C).

$$t_s = t_a + 7 \quad (54)$$

Onde:

$t_s$  = Temperatura superficial máxima do vidro comum exposto ao sol (°C);

$t_a$  = Temperatura do ar externo (°C).

Na câmara de ar, a elevação da temperatura ocorre devido ao contato do ar com superfícies aquecidas (vidro e fluxímetros), e também em função das trocas radiantes.

Já a elevada diferença entre a temperatura da chapa e o ar externo (11,1°C), registrada pelo termopar D, revela um problema no funcionamento do equipamento: o ar insuflado pelo ventilador não consegue remover todo o calor que cruza os fluxímetros da abertura principal. PEREIRA (1992) cita que após modificações em seu experimento, este alcançou diferenças de temperatura na face posterior do suporte dos transdutores, abaixo de 2°C, o que foi considerado satisfatório. Deste modo, a elevação da temperatura na face posterior da chapa metálica conduz a erros nos resultados medidos de ganho de calor, pois o fluxo através dos sensores é reduzido.

## 4.4 Medições utilizando resfriamento com circulação de água

### 4.4.1 Montagem do sistema

Inicialmente, a placa de circulação de água foi posicionada horizontalmente sobre uma bancada com a superfície isolada por uma camada de poliestireno (isopor). Sobre esta placa foi ajustada a chapa metálica de suporte dos fluxímetros utilizada no Radiômetro. Para proporcionar um bom ajuste da chapa com os fluxímetros sobre a placa de circulação de água, a chapa foi serrada, possibilitando que toda a área se mantivesse em contato com o sistema de circulação de água, e evitando possíveis pontos de fuga de calor. Na interface das duas superfícies foi aplicada uma pasta térmica de alta condutividade, para facilitar a passagem do fluxo de calor.

Após isso, toda a área de superfície metálica foi isolada com poliestireno, ficando exposta apenas à área dos fluxímetros (20x20cm). Sobre a abertura dos fluxímetros foi posicionada a amostra de vidro, apoiada diretamente no isolamento. Para monitorar as temperaturas da chapa metálica, da câmara de ar (formada entre o vidro e os fluxímetros), e da superfície do vidro foram instalados termopares. Outros dois termopares também foram utilizados para verificar a temperatura do ar externo e a temperatura da água do banho térmico. Todos estes sensores foram então ligados ao sistema de aquisição de dados.

O banho termostático é ajustado para atingir uma determinada temperatura da água e mantê-la constante, com uma precisão de  $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$ . A água na saída e no retorno do banho termostático é conduzida até a placa de circulação por meio de mangueiras termicamente isoladas. Durante a medição em campo, o piranômetro Eppley é posicionado ao lado da área dos fluxímetros – Figura 57.

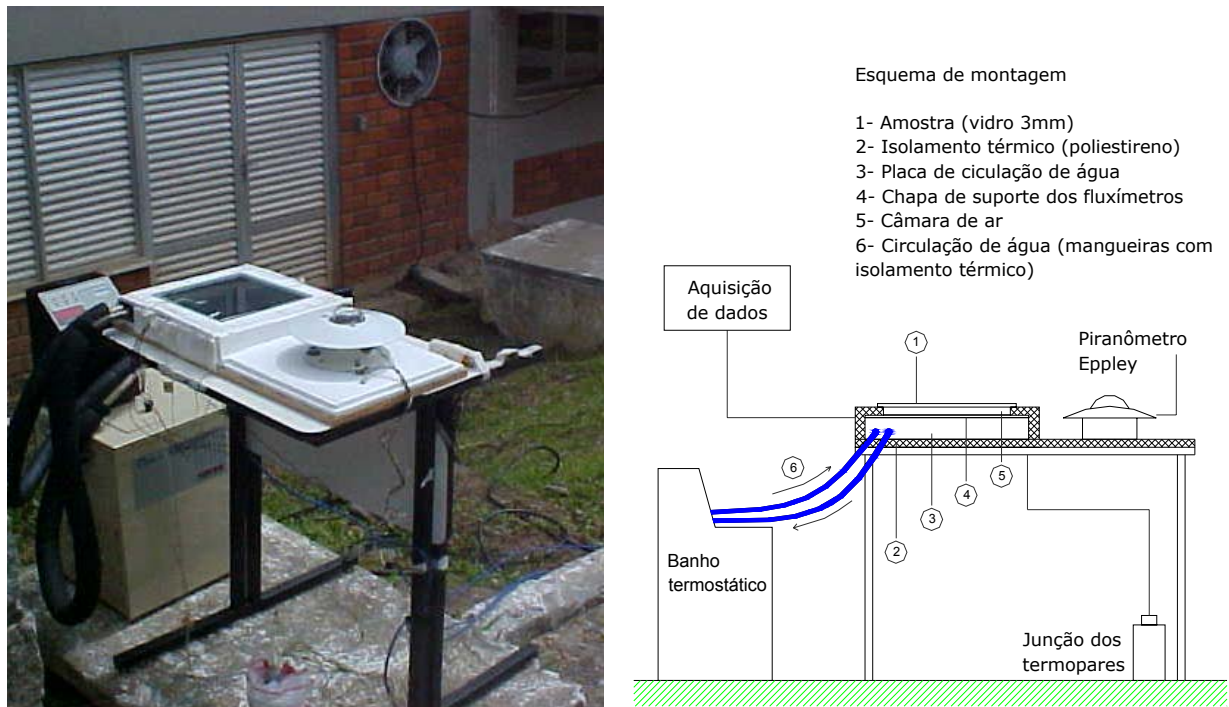


Figura 57. Configuração geral do sistema durante a medição em campo.

#### 4.4.2 Testes em campo

##### 4.4.2.1 Resultados da primeira medição

No dia 15/10/2004 foram realizados os primeiros testes externos utilizando o resfriamento com circulação de água. Este dia apresentava condição de céu claro com poucas nuvens. O sistema realizou aquisição de dados no intervalo das 13:00h às 16:00h. Durante este período, foram realizadas três seqüências de medição em função da temperatura de controle da água que circula no sistema. Na primeira medição, a temperatura da água foi ajustada em 26,0°C (mesmo valor da temperatura do ar no momento de início da medição). Para a segunda medição, a temperatura da água foi ajustada em 14,0°C, resultando em uma diferença de temperatura de 12,0°C entre a água e o ar. Já na terceira medição, a mesma diferença de temperatura foi aplicada (12,0°C), porém agora acima da temperatura do ar, ou seja, com a temperatura da água fixa em 38,0°C.

O primeiro teste teve início às 13h25min, mantendo o sistema exposto à radiação solar direta durante um intervalo de 13 minutos. A Figura 58 apresenta a variação da média das densidades de fluxos de calor medida pelos fluxímetros sobrepostos pela amostra de vidro, e também a radiação solar incidente, medida com o piranômetro. Observa-se que os fluxímetros demonstram uma boa sensibilidade, respondendo às variações de radiação no momento em que elas são registradas pelo piranômetro. Um exemplo claro é observado no intervalo entre 9 e 11

minutos, onde a radiação incidente cai bruscamente devido à presença de nuvens, e simultaneamente a densidade de fluxo medida pelos fluxímetros segue a mesma tendência. Já através da Figura 59 é possível observar a variação da temperatura registrada nos 5 pontos de monitoramento (câmara de ar, chapa metálica de suporte dos fluxímetros, ar externo, banho (água), superfície do vidro).

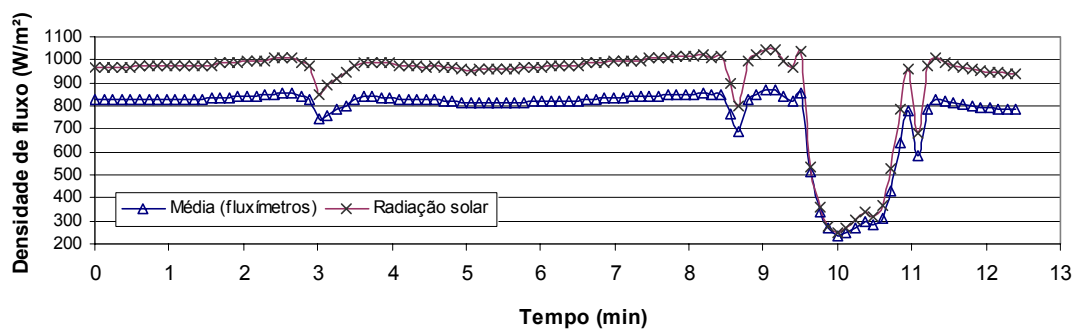


Figura 58. Variação de densidade de fluxo durante a primeira seqüência de medição.

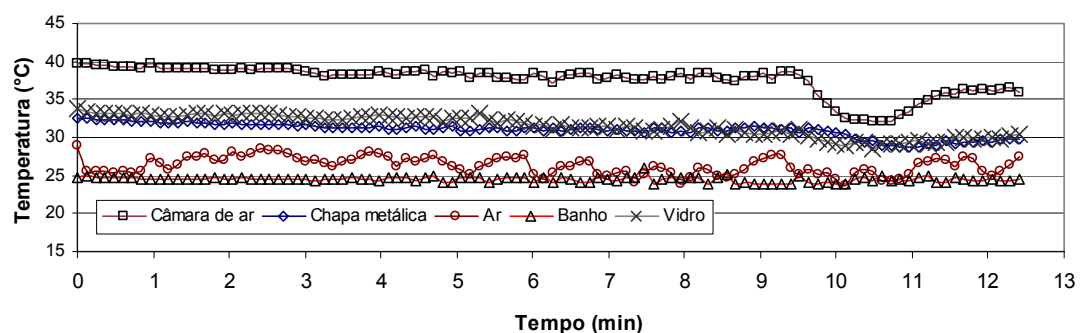
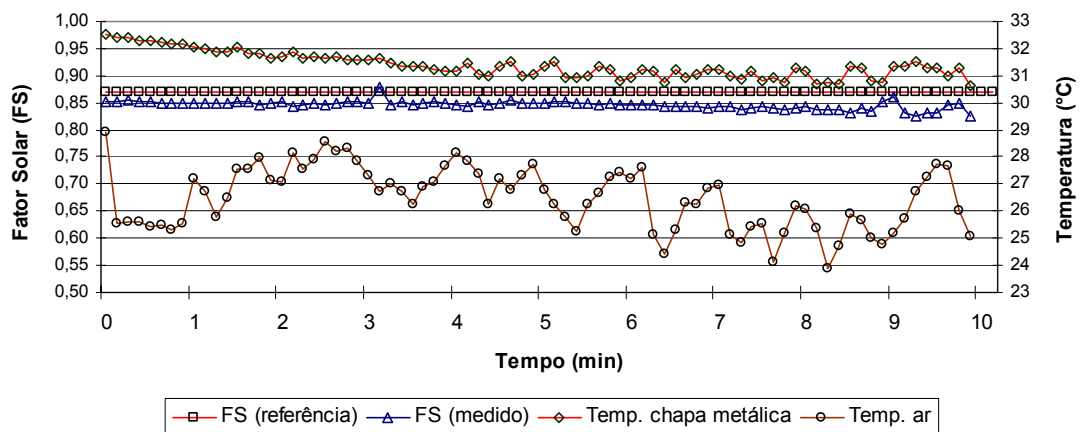


Figura 59. Variação da temperatura durante a primeira seqüência de medição.

Analisando os resultados da Figura 59 durante os 10 minutos iniciais (antes da presença de nuvens), observa-se que embora a temperatura do banho térmico tenha sido ajustada para 26,0°C, a temperatura da água medida pelo termopar no interior do reservatório (cuba), varia em uma faixa próxima aos 25,0°C. Esta diferença pode ser resultado do ponto (local) do monitoramento da temperatura ser diferente em cada um dos sensores (termopar e termostato do banho). Já a temperatura do ar, apresentou uma certa flutuação, mas mantendo-se em média nos 26,5°C. É possível notar que as temperaturas do vidro e da chapa metálicas mantiveram uma linha estável com médias de 32,1°C e 31,4°C, respectivamente. Na câmara de ar, a temperatura registrada manteve-se acima de todas as demais, chegando próxima dos 40°C.

Durante o período desta medição (com início as 13:25 horas), o ângulo de incidência da radiação solar calculado foi de aproximadamente 25°. Segundo a ASHRAE (2001a), a influência da variação angular sobre o resultado do Fator Solar é pequena para ângulos de incidência abaixo

de 40°, por isso é possível assumir o valor do Fator Solar para este ângulo de incidência igual ao valor apresentado para um ângulo de incidência normal. A Figura 60 apresenta um gráfico com escalas de Fator Solar e temperatura ao longo do intervalo de tempo dos 10 minutos iniciais da medição, no restante do intervalo a presença de nebulosidade prejudicou os resultados. Neste gráfico são comparados os valores de Fator Solar calculados a partir das medições, frente ao valor de referência da amostra (0,87).



**Figura 60. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a primeira seqüência de medição.**

Através dos valores de temperatura, também apresentados na Figura 60, é possível notar que a temperatura da chapa manteve-se sempre acima da temperatura do ar, resultando em uma diferença média de 4,9°C. Isto demonstrou, que sob as condições do teste, talvez o banho não consiga manter a temperatura da chapa metálica no mesmo patamar da temperatura de controle da água que circula no sistema. Já os valores de Fator Solar, encontrado a partir da medição de fluxo de calor e radiação, apresentaram resultados bastante próximos ao valor de referência, sendo a média obtida igual a 0,85 (variação de -2,7% em relação ao valor de referência).

A segunda seqüência de medição foi iniciada às 14h15min. Neste momento o controle de temperatura do banho foi ajustado para que a temperatura da água atingisse um  $\Delta T$  negativo de 12,0°C em relação a temperatura do ar no início da primeira seqüência de medição (26,0°C), resultando em uma temperatura de controle da água de aproximadamente 14,0°C. Na Figura 61 é possível observar a variação da temperatura em cada ponto de monitoramento. Os trinta minutos iniciais da medição foram necessários para que o banho retirasse calor da água até que esta atingisse a temperatura requerida. Após isso, a água foi mantida em um patamar de temperatura estável.

Com a redução da temperatura da água, a temperatura dos demais componentes (chapa metálica, câmara de ar e vidro) também passa a diminuir. Analisando o intervalo durante os 10

minutos finais da seqüência de medição, a média da temperatura da água na cuba, obtida através dos resultados dos termopares, é de 11,4°C. Já a temperatura da chapa metálica ficou próxima dos 17,4°C, resultando em uma diferença média de 6,0°C em relação à água no banho. Já as temperaturas na câmara de ar e na superfície do vidro apresentam valores médios próximos à temperatura do ar externo, sendo estes respectivamente de 25,8°C e 26,5°C.

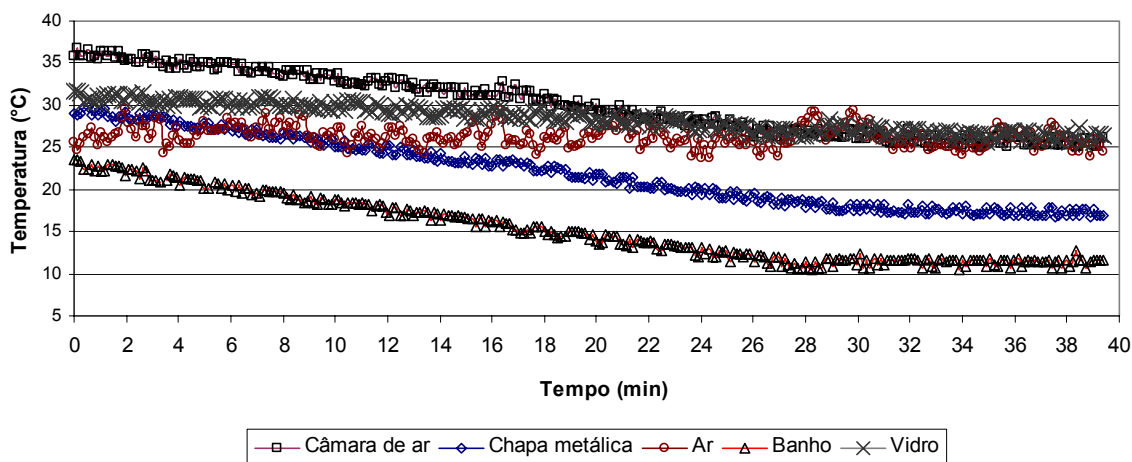


Figura 61. Variação da temperatura durante a segunda seqüência de medição.

A Figura 62 apresenta a densidade de fluxo de calor média obtida pelos fluxímetros sobrepostos pela amostra de vidro, e a intensidade de radiação solar medida com o piranômetro ao longo da segunda seqüência da medição. É possível notar que o intervalo entre as duas curvas tende a ser reduzindo conforme o tempo de medição cresce, e durante os 10 minutos finais mantêm-se de modo mais regular. Isto significa que o fluxo de calor através dos fluxímetros aumenta no decorrer do teste. Este aumento do fluxo ocorre devido ao ganho de calor causado pela diferença de temperatura entre o ar externo e a chapa de suporte dos fluxímetros.

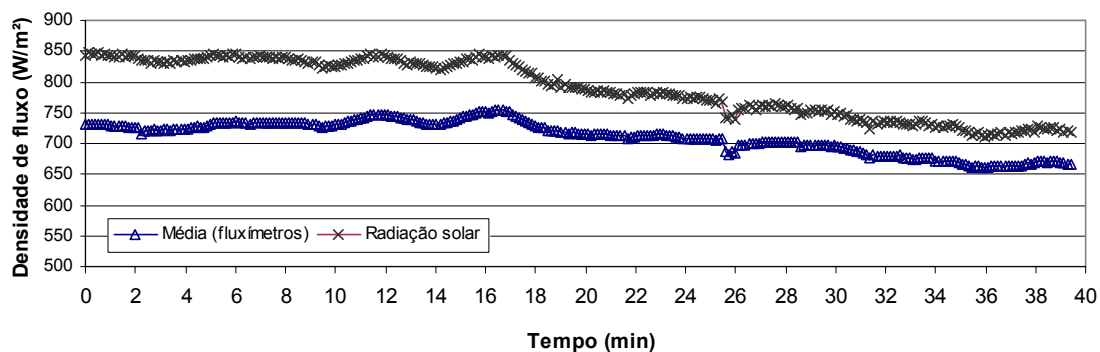
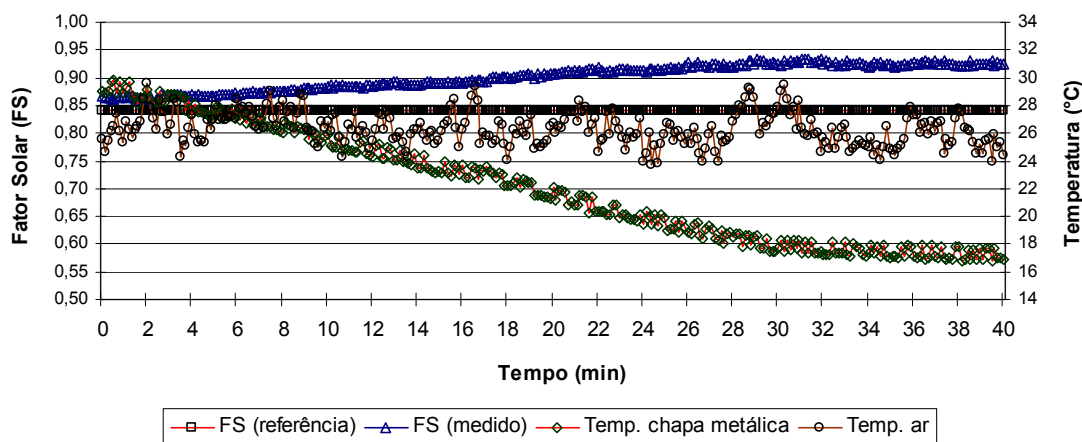


Figura 62. Variação de densidade de fluxo durante a segunda seqüência de medição.



A influência da temperatura da chapa de suporte sobre o ganho de calor pode ser observada mais claramente por meio de uma análise suposta em termos do Fator Solar. Através do cálculo da altura solar no período de medição, que corresponde a aproximadamente  $53^\circ$ , foi então determinado o ângulo de incidência em relação à superfície do vidro, sendo este por sua vez igual a  $37^\circ$ . A ASHRAE (2001a) apresenta, para o caso vidro simples 3mm sob um ângulo de incidência de  $40^\circ$ , um valor de referência do Fator Solar de 0,84. A Figura 63 apresenta a variação do Fator Solar calculado com os resultados da medição comparado ao valor de referência. Também estão plotados no mesmo gráfico os valores de temperatura do ar externo e temperatura da chapa metálica de suporte dos fluxímetros. É possível notar claramente o aumento do valor do Fator Solar em função da redução da temperatura da chapa.

A partir dos 30 minutos iniciais a temperatura da chapa passa a estabilizar em um valor médio de  $17,4^\circ\text{C}$ , resultando em uma diferença de temperatura de  $-8,4^\circ\text{C}$  em relação à temperatura média do ar ( $25,8^\circ\text{C}$ ). Já o Fator Solar, medido no período dos 10 minutos finais, foi em média de 0,93, o que representa um erro de aproximadamente 10,7% em relação ao valor de referência.



**Figura 63. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a segunda seqüência de medição.**

A terceira seqüência de medição foi iniciada às 15:00 horas. Neste teste, a temperatura da água do banho foi ajustada para manter-se  $12^\circ\text{C}$  acima da temperatura do ar verificada durante primeira seqüência medição ( $26,0^\circ\text{C}$ ). Desta forma, a temperatura de controle da água adotada foi igual a  $38,0^\circ\text{C}$ . Esta seqüência de medição estendeu-se por aproximadamente 46 minutos. Durante este período as condições do céu tornaram-se instáveis devido à presença de nebulosidade, o que prejudicou a aquisição de dados. A Figura 64 apresenta a variação da densidade de fluxo durante o intervalo do teste.

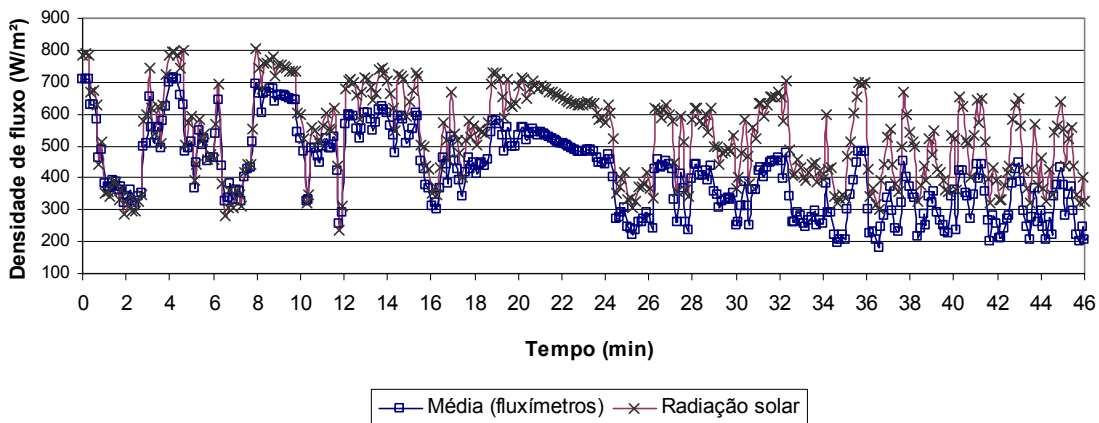


Figura 64. Variação de densidade de fluxo durante a terceira seqüência de medição.

A Figura 65 mostra os resultados de temperatura nos pontos de monitoramento dos termopares durante o tempo de medição. Observa-se que somente após 32 minutos do início do teste, o banho consegue atingir a temperatura de controle desejada para a água em circulação. No intervalo final deste teste (a partir dos 32 minutos), foi possível notar que em caso do uso do banho termostático para o aquecimento do líquido em circulação, a diferença média de temperatura (1,7°C) entre a chapa metálica e a água foi reduzida quando comparada a esta mesma diferença na primeira e na segunda seqüência de medição (4,9°C e 6,0°C, respectivamente).

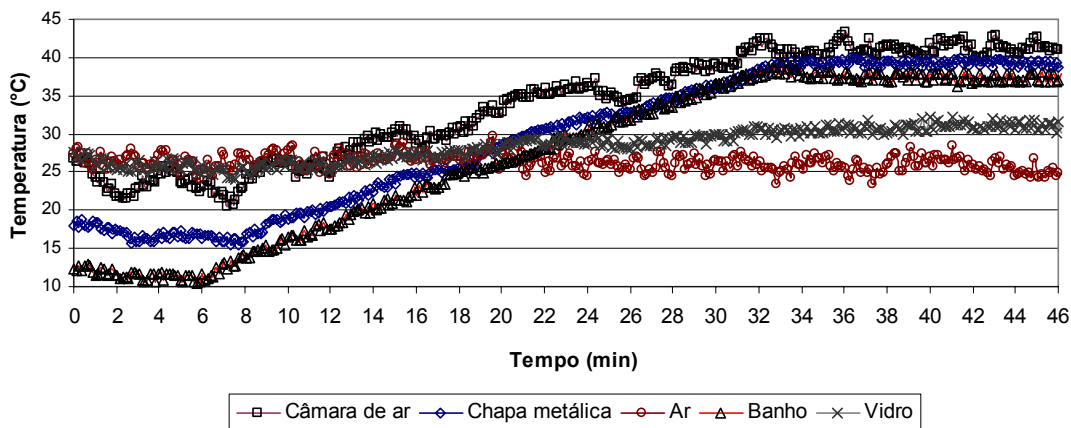


Figura 65. Variação da temperatura durante a terceira seqüência de medição.

Na Figura 66 novamente é realizada uma análise em função do Fator Solar (FS) e da diferença de temperatura entre o ar e a chapa de suporte dos fluxímetros. Neste caso, para um ângulo de incidência estimado próximo de 50°, foi adotado como Fator Solar de referência o valor de 0,82 (ASHRAE, 2001a). Embora a dispersão dos resultados do Fator Solar medido seja mais elevada do que nas demais medições, devido à presença de nuvens durante o teste, é

possível observar a tendência de decréscimo dos valores em função do aumento da temperatura da chapa metálica. Comparando-se a média dos valores do Fator Solar medido a partir dos 32 minutos (quando o banho atinge a temperatura de controle da água), que corresponde a 0,66, com o valor de referência (0,82), observa-se um erro de 19,5%. Já a diferença média de temperatura entre o ar e a chapa metálica no mesmo intervalo (a partir do minuto 32), ficou próxima dos 13,5°C.

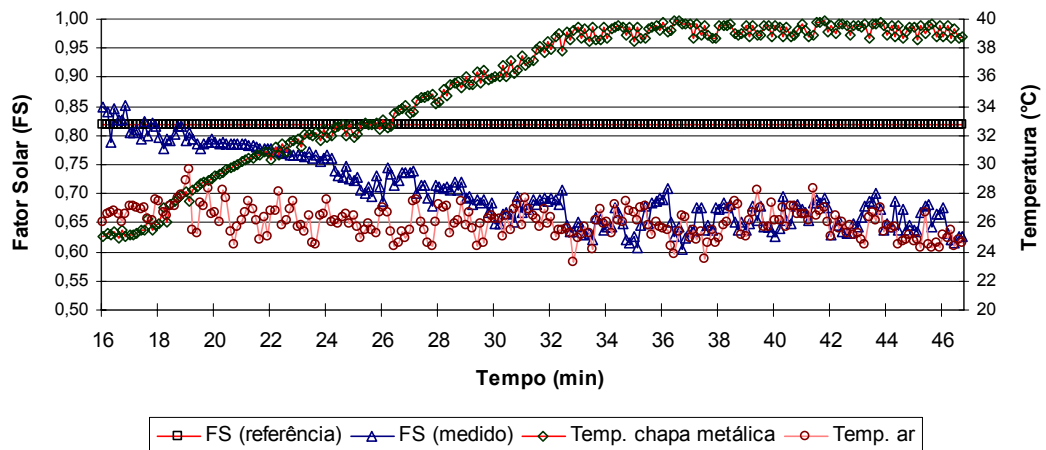


Figura 66. Variação do Fator Solar e da temperatura durante a terceira seqüência de medição.

#### 4.4.2.2 Resultados da segunda medição

Devido ao fato que ocorreu durante a primeira seqüência de medição descrita no item 4.4.2.1, onde observou-se que mesmo estando a temperatura de controle da água ajustada para a mesma temperatura do ar, ocorria uma diferença de temperatura de aproximadamente 4,9°C entre a chapa metálica de suporte dos fluxímetros e o ar externo. Inicialmente, era esperado que a chapa atingisse a mesma temperatura da água, o que na prática não aconteceu. Para explicar esta questão, duas possibilidades foram levantadas. Primeiro, a possibilidade do banho não estar conseguindo, sob as condições do teste, retirar todo o calor e manter a temperatura da chapa metálica no mesmo patamar da temperatura de controle da água. Segundo, a possibilidade da existência de uma resistência térmica entre a chapa metálica e a placa de circulação de água.

Embora a ocorrência da segunda possibilidade seja menor, já que foram tomados cuidados de ajuste e fixação dos dois elementos, tal como a aplicação da pasta térmica de alta condutividade, também um teste apenas com o banho termostático foi realizado para verificação. Este consiste na colocação da placa de circulação de água diretamente sob a incidência de radiação solar, ajustando o equipamento (banho termostático) para que mantenha a temperatura

da água constante, e sendo verificada simultaneamente a temperatura na superfície da placa. Para esta verificação de temperatura foi utilizado um termopar do tipo T.

A placa foi então submetida durante um período de vinte minutos a uma intensidade de radiação de em média de  $1032\text{W/m}^2$ . Através dos resultados do termopar instalado na superfície da placa de circulação de água, verificou-se a existência de uma diferença de temperatura média, entre a superfície da placa e a temperatura de controle da água, de  $3,8^\circ\text{C}$ , mas que em algumas leituras chegou até a  $5,2^\circ\text{C}$ . Desta forma, conclui-se que a diferença de temperatura observada na primeira seqüência de mediação do item 4.4.2.1, é resultado principalmente do coeficiente de troca de calor entre o líquido e a placa de circulação. Provavelmente este coeficiente não esteja possibilitando que todo o calor seja transferido para água, causando o aquecimento da chapa de suporte dos fluxímetros.

Após o teste com o banho termostático, foi então planejada uma segunda medição de campo utilizando o Radiômetro com o sistema de resfriamento por circulação de água. Devido ao fato observado, onde a temperatura da chapa mantém-se acima da temperatura da água do banho, para que a temperatura da chapa pudesse atingir um equilíbrio com a temperatura do ar externo, foi então aplicada uma temperatura de controle na água de  $5,0^\circ\text{C}$  abaixo da temperatura do ar.

Esta segunda medição em campo foi realizada no dia 16/12/2004, tendo início às 13:30 horas e se estendendo por um intervalo de pouco mais de 30 minutos. A Figura 67 e a Figura 68 apresentam, respectivamente, a variação da temperatura nos componentes e a densidade de fluxo medida. A temperatura de controle da água é atingida após 14 minutos de medição, sendo mantida estável por aproximadamente 16 minutos.

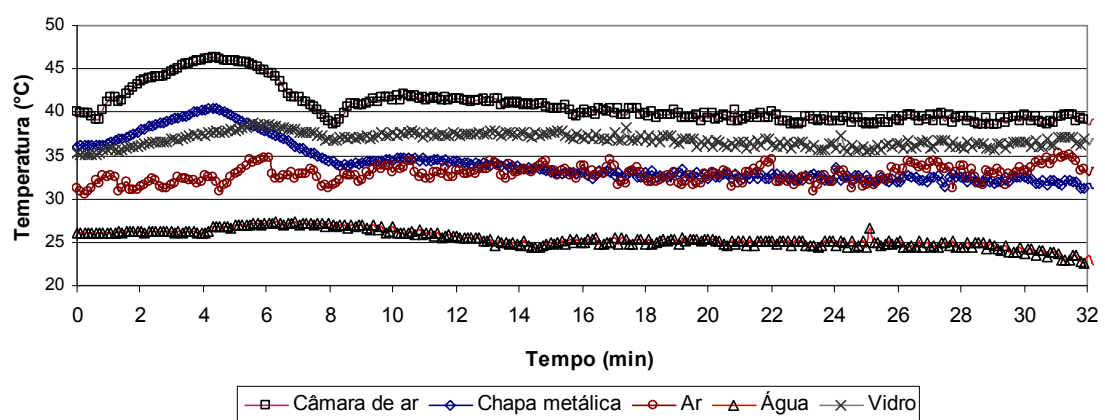
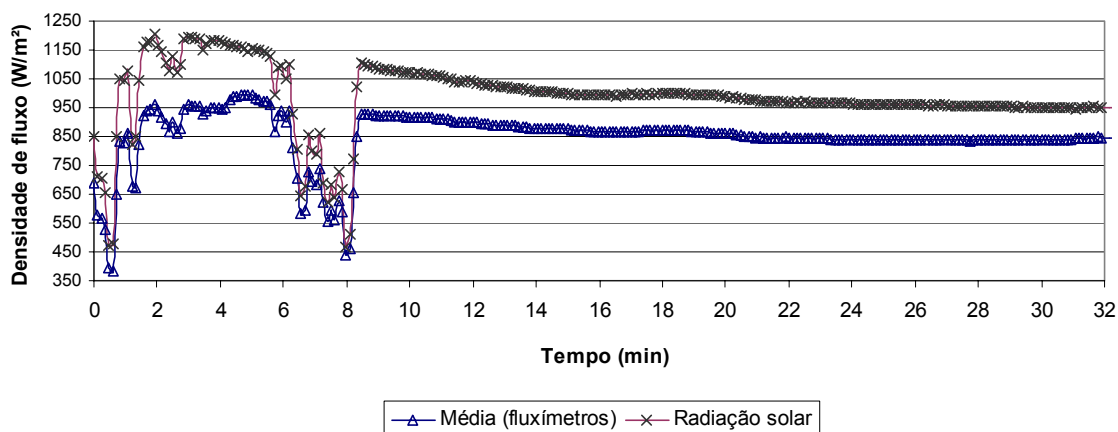


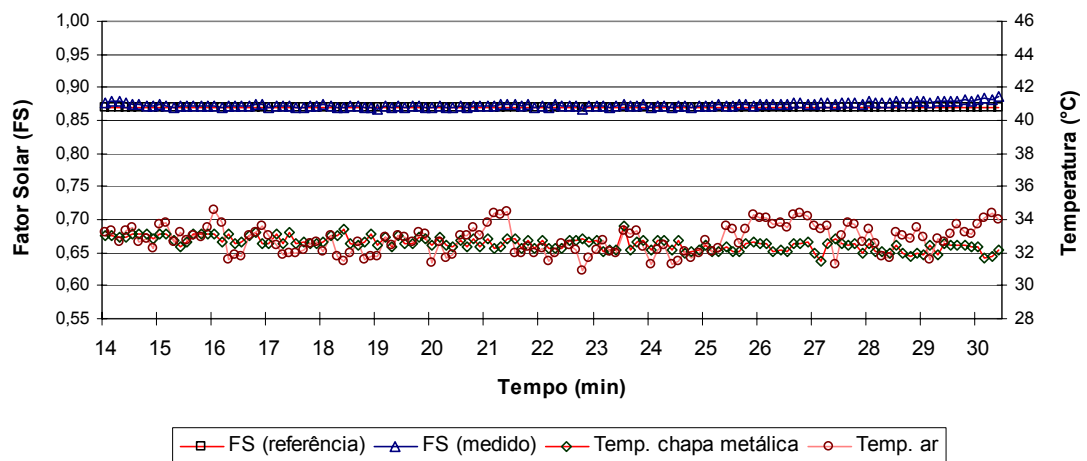
Figura 67. Variação na temperatura dos componentes na segunda medição.



**Figura 68. Resultados de densidade de fluxo durante a segunda medição.**

Embora a temperatura da água do banho tenha sido ajustada em  $5,0^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura do ar externo (que no momento do início da medição era de  $31,0^{\circ}\text{C}$ ), os termopares registraram uma diferença de temperatura de  $7,7^{\circ}\text{C}$  entre o ar e a água na cuba do equipamento.

Na Figura 69 é apresentada uma análise em termos do Fator Solar e da temperatura da chapa e do ar, para o intervalo de tempo no qual a temperatura da água foi mantida estável (entre o minuto 14 até o minuto 30). Pode-se perceber que os valores da temperatura da chapa e do ar mantêm-se muito próximos, sendo as médias de temperatura observadas iguais a  $32,6^{\circ}\text{C}$  e  $32,8^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Assim, chega-se a uma diferença de temperatura entre eles de aproximadamente  $0,2^{\circ}\text{C}$ , o que minimiza os efeitos de ganho de calor devido à diferença de temperatura. A redução deste efeito fica ainda mais clara ao observarmos os resultados em termos do Fator Solar da amostra, onde se verifica que a curva dos valores “medidos” sobrepõe de maneira regular a linha do valor de referência. Para o período de medição em questão, o ângulo de incidência da radiação solar sobre uma superfície horizontal está próximo dos  $23^{\circ}$ , sendo adotado como referência para o Fator Solar do vidro simples 3mm, o valor de 0,87. A média dos valores de Fator Solar obtido através da medição foi de 0,873 (com desvio padrão de 0,35%), o que representa um erro de apenas 0,4% em relação ao valor de referência.



**Figura 69. Resultados da variação do Fator Solar e da temperatura na segunda medição.**

A Tabela 10 apresenta um resumo dos resultados obtidos nas medições utilizando o sistema de resfriamento por circulação de água apresentadas nos itens 4.4.2.1 e 4.4.2.2. Nesta tabela é possível observar, através dos resultados médios da temperatura na câmara de ar, que talvez tenha ocorrido algum tipo de problema com o sensor (termopar) durante as seqüências 1 e 3 da primeira medição, e também durante a segunda medição. Embora não tenha sido registrada diretamente a temperatura da superfície do fluxímetro, devido a sua resistência térmica muito baixa, pode-se assumir que a sua temperatura superficial esteja ligeiramente acima, ou muito próxima da temperatura da chapa de suporte. A partir deste pré-suposto, teoricamente o resultado de temperatura na câmara de ar deveria estar situado em um valor intermediário entre a temperatura do vidro e da chapa, o que só ocorre na seqüência 2 da primeira medição. Nas demais medições, a temperatura do ar encontra-se fora deste intervalo, o que não seria possível uma vez que o aquecimento do ar é resultado do fenômeno convectivo em função do contato com as duas superfícies aquecidas (vidro e fluxímetros).

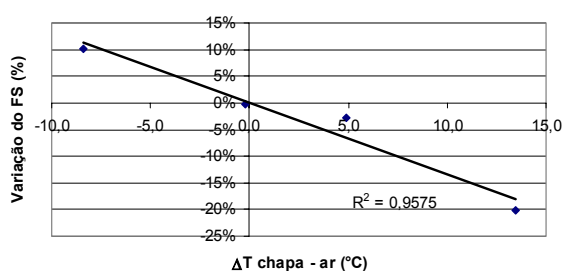
É difícil ter certeza da real causa deste problema, mas algumas hipóteses podem ser levantadas, tal como: algum tipo de interferência no sinal enviado ao sistema de aquisição; um contato acidental do termopar com alguma outra superfície aquecida após a montagem; aquecimento do termopar devido à incidência da radiação solar (embora este estivesse protegido por uma camada de baixa emissividade); mau funcionamento do termopar ou outro problema na junção de referência.

Ainda na Tabela 10 é possível notar claramente a influência da diferença de temperatura entre a chapa e o ar externo ( $\Delta T$  chapa - ar) sobre o resultado do Fator Solar (FS). Quanto maior é esta diferença, mais acentuada é a variação entre os resultados do Fator Solar de referência e do Fator Solar medido com o sistema.

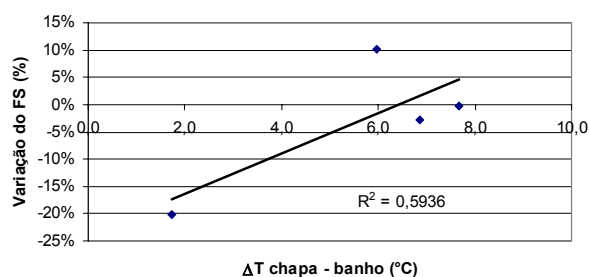
**Tabela 10. Tabela resumo – resultados das medições utilizando o sistema de resfriamento por circulação de água.**

Medição	Primeira medição (seqüência 1)	Primeira medição (seqüência 2)	Primeira medição (seqüência 3)	Segunda medição	
Data	15/10/2004	15/10/2004	15/10/2004	16/12/2004	
Hora de início	13:25	14:15	15:00	13:30	
Intervalo analisado (minutos)	10	10	14	16	
Média	Intensidade de radiação (W/m <sup>2</sup> )	978	727	461	974
	Fluxo de calor (W/m <sup>2</sup> )	828	673	304	850
	Temperatura do ar (°C)	26,5	25,8	25,7	32,8
	Temperatura no vidro (°C)	32,1	26,5	30,8	36,5
	Temperatura na câmara de ar (°C)	38,5	25,8	41,1	39,4
	Temperatura na chapa metálica (°C)	31,4	17,4	39,2	32,6
	Temperatura do banho (°C)	24,5	11,4	37,5	24,9
	$\Delta T$ Chapa - ar (°C)	4,9	-8,4	13,5	-0,2
	$\Delta T$ Chapa - banho (°C)	6,9	6,0	1,7	7,7
	FS (referência)	0,87	0,84	0,82	0,87
	FS (medido)	0,85	0,93	0,66	0,87
	Variação FS (referência) e FS (medido)	-2,7%	10,7%	-19,5%	0,4%

A Figura 70 e a Figura 71 apresentam a correlação encontrada entre a os valores médios da variação observada entre o FS de referência e o FS medido, em função da diferença de temperatura entre a chapa e o ar, e da diferença de temperatura entre a chapa e o banho, respectivamente.



**Figura 70. Correlação entre a variação do FS e  $\Delta T$  chapa - ar**



**Figura 71. Correlação entre a variação do FS e  $\Delta T$  chapa - banho**

## 4.5 Modelo analítico

### 4.5.1 Desenvolvimento do modelo

Na elaboração do modelo matemático descrito no capítulo anterior, foram aplicados os princípios fundamentais de transferência de calor através de trocas por condução, convecção e radiação. O primeiro caso representa a situação de funcionamento do Radiômetro utilizando o sistema de resfriamento por insuflamento de ar. Já no segundo caso é representada a situação de resfriamento por circulação de água. O *Anexo A* mostra o desenvolvimento do modelo matemático realizado através do programa EES (Engineering Equation Solver).

### 4.5.2 Comparação com os resultados das medições

A estimativa de coeficientes de troca de calor para fenômenos convectivos é quase sempre complexa, uma vez que surgem grandes dificuldades para representar matematicamente o caso real, estando envolvidos muitos fatores de difícil correlação. No caso de convecção forçada envolvendo gases, INCROPERA e DE WITT (1998) mencionam que valores comuns de coeficientes de transferência de calor estariam situados em um intervalo variando de  $25\text{W/m}^2\text{K}$  a  $250\text{W/m}^2\text{K}$ . Já para a utilização de líquidos, a faixa comum de valores vai de  $50\text{W/m}^2\text{K}$  a  $20000\text{W/m}^2\text{K}$ .

Aplicando a Equação (45), para o cálculo do coeficiente de convecção na superfície da chapa metálica, chegou-se a um valor de  $60,3\text{W/m}^2\text{K}$ . Também é possível estimar o coeficiente de convecção para este caso a partir dos dados obtidos durante a medição em campo. Com os resultados de fluxo de calor, obtidos pelos fluxímetros, e a diferença de temperatura, monitorada pelos termopares, aplicando a equação fundamental do cálculo do fluxo de calor por trocas convectivas (*Lei do resfriamento de Newton*:  $q'' = h \cdot (T_{\text{sup}} - T_{\infty})$ ), chega-se ao valor médio experimental de  $57,5\text{W/m}^2\text{K}$ . Sendo pequena a variação entre os resultados, em se tratando de coeficientes de transferência de calor por convecção (aproximadamente 5,0%), optou-se por manter o resultado calculado ( $60,3\text{W/m}^2\text{K}$ ) como valor aplicado ao modelo matemático, para o caso do sistema de resfriamento por insuflamento de ar.

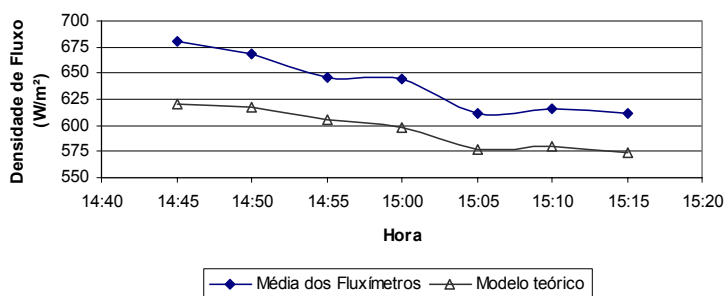
Após a aplicação do modelo matemático (primeiro caso - resfriamento por insuflamento de ar) para as mesmas condições de campo, alguns resultados de fluxo e temperatura foram comparados aos dados experimentais obtidos durante a medição realizada no dia 22/06/2004. A Tabela 11 juntamente com a Figura 72, mostram uma comparação entre os resultados



experimentais e os teóricos, em relação a densidade de fluxo registrada em cada instante da medição. A variação média observada do resultado experimental para o teórico, neste intervalo, foi de -6,7%.

**Tabela 11. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Densidade de Fluxo – W/m<sup>2</sup>).**

Hora	Média dos Fluxímetros	Modelo teórico	Variação
14:45	681,0	621,1	-8,8%
14:50	668,4	618,0	-7,5%
14:55	646,0	605,8	-6,2%
15:00	644,7	598,2	-7,2%
15:05	611,6	576,8	-5,7%
15:10	615,4	580,7	-5,6%
15:15	611,7	574,6	-6,1%
Média	-	-	-6,7%

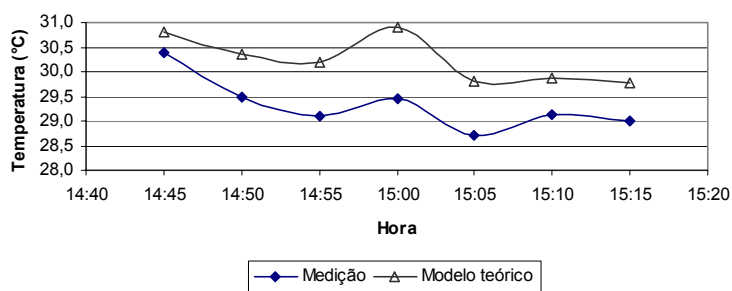


**Figura 72. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Densidade de Fluxo – W/m<sup>2</sup>).**

A seguir são apresentados os resultados comparativos para as temperaturas na superfície do vidro (Tabela 12 e Figura 73), no interior da câmara de ar formada entre a amostra de vidro e os fluxímetros (Tabela 13 e Figura 74), e na fase posterior da chapa metálica (Tabela 14 e Figura 75). Em todos os casos é possível observar que os valores calculados matematicamente encontram-se muito próximos dos resultados das medições (variação máxima de 5,0%). Desta forma, acredita-se que o modelo esteja representando de maneira bem aproximada o fenômeno físico que ocorre durante a situação real.

**Tabela 12. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura do vidro - °C).**

Hora	Medição	Modelo teórico	Variação
14:45	30,4	30,8	1,4%
14:50	29,5	30,3	2,9%
14:55	29,1	30,2	3,8%
15:00	29,4	30,9	4,9%
15:05	28,7	29,8	3,8%
15:10	29,1	29,9	2,5%
15:15	29,0	29,8	2,7%
Média	-	-	3,2%



**Figura 73. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura do vidro - °C).**

Tabela 13. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura na câmara - °C).

Hora	Medição	Modelo teórico	Variação
14:45	33,0	32,2	-2,4%
14:50	32,8	32,2	-1,8%
14:55	32,6	32,0	-1,8%
15:00	32,5	31,9	-2,1%
15:05	32,1	31,6	-1,6%
15:10	32,1	31,6	-1,4%
15:15	32,0	31,5	-1,5%
Média	-	-	-1,8%

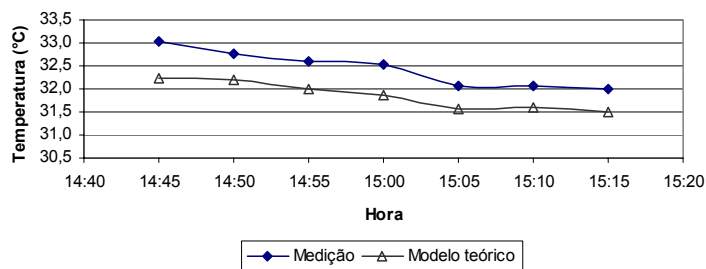


Figura 74. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura na câmara - °C).

Tabela 14. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura da chapa - °C).

Hora	Medição	Modelo teórico	Variação
14:45	34,0	32,8	-3,7%
14:50	34,0	32,8	-3,7%
14:55	33,7	32,6	-3,3%
15:00	33,6	32,4	-3,5%
15:05	33,4	32,1	-4,1%
15:10	33,5	32,1	-4,2%
15:15	33,4	32,0	-4,2%
Média	-	-	-3,8%

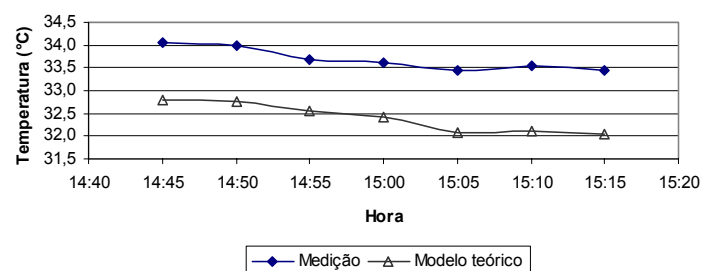


Figura 75. Comparação dos resultados teóricos e experimentais (Temperatura da chapa - °C).

Para realizar uma comparação com os resultados do modelo matemático desenvolvido, no caso do resfriamento por circulação de água, foram utilizados os dados obtidos durante o teste de campo executado no dia 16/12/2004.

Relacionado ao cálculo dos coeficientes de troca de calor, novamente foi realizada uma estimativa com valores experimentais, agora para verificar o coeficiente de convecção da água que circula pelo sistema. Em função dos valores médios da diferença de temperatura entre a água e a placa de circulação (7,7°C) e do fluxo de calor (850,2W/m<sup>2</sup>), aplicando a *Lei do resfriamento de Newton*, encontra-se o valor aproximado de 110,8W/m<sup>2</sup>K. Utilizando a correlação apresentada por GNIELINSKI (1976) apud INCROPERA e DE WITT (1998) para um regime turbulento, o resultado do coeficiente de troca convectiva encontrado foi de aproximadamente 386W/m<sup>2</sup>K. Este valor é mais do que o triplo do valor experimental, não representando bem a condição real do sistema. Este fato pode ser explicado uma vez que, embora esta correlação possa ser utilizada para a situação de um tubo retangular, o autor ressalta que ela foi desenvolvida para tubos circulares lisos. Além disso, o valor do número de Reynolds calculado para a situação real (≈5500) está contido na faixa de transição entre o regime laminar e turbulento (2300≤Re≤10<sup>4</sup>). É importante destacar que, para o caso de escoamento interno, o

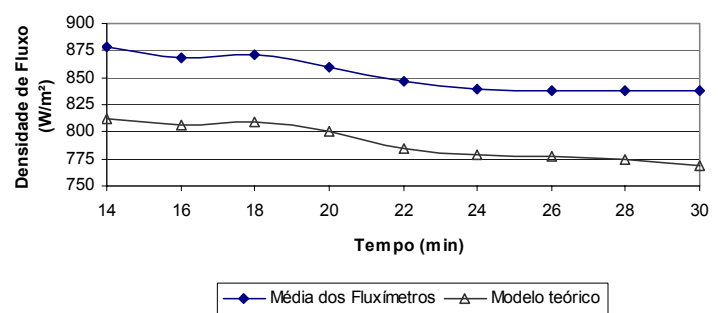
número de Reynolds ( $Re$ ) crítico, que corresponde ao surgimento de turbulência, é de aproximadamente 2300, embora números de Reynolds muito maiores ( $Re \approx 10^4$ ) sejam necessários para a obtenção de condições de completa turbulência. Se uma correlação for desenvolvida para condição completamente turbulenta ( $Re \geq 10^4$ ), ela pode ser usada como uma primeira aproximação para números de Reynolds menores, tendo-se em mente que o coeficiente de transferência de calor será, neste caso, superestimado (INCROPERA e DE WITT, 1998).

Desta forma, optou-se pela correlação proposta por KAYS e CRAWFORD (1980) apud INCROPERA e DE WITT (1998), apresentada através da Equação (49), que considera o líquido em escoamento laminar, uma vez que Reynolds ( $Re$ ) calculado para a situação real encontra-se na zona de transição. Com esta aproximação, chegou-se a um coeficiente de troca de calor por convecção próximo de  $127 \text{ W/m}^2\text{K}$  (variação de 14,6% em relação ao valor experimental). Este resultado foi considerado aceitável, uma vez que a determinação precisa de coeficientes de convecção é conhecidamente complexa, e com isso o valor foi aplicado como variável de entrada no modelo teórico.

Na comparação dos resultados de fluxo de calor ao longo do tempo de medição, observa-se que os valores teóricos, calculados pelo modelo matemático, mantiveram-se em média 7,4% abaixo da média dos fluxímetros (Tabela 15). Já na Figura 76, nota-se que, apesar da variação observada entre os valores de densidade de fluxo, a curva de resultados dos valores teóricos segue a mesma tendência observada com os resultados da medição.

**Tabela 15. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Densidade de Fluxo –  $\text{W/m}^2$ ).**

Tempo (min)	Média dos Fluxímetros	Modelo teórico	Variação
14	878,1	812,4	-7,5%
16	868,0	805,8	-7,2%
18	871,9	809,8	-7,1%
20	859,5	800,3	-6,9%
22	847,1	784,8	-7,4%
24	839,5	778,7	-7,2%
26	837,8	776,7	-7,3%
28	837,6	774,8	-7,5%
30	837,5	769,4	-8,1%
Média	-	-	-7,4%



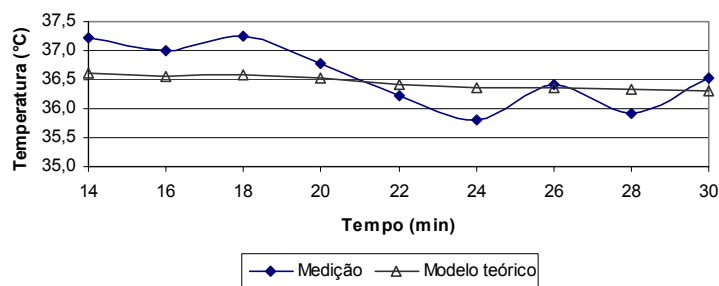
**Figura 76. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Densidade de Fluxo –  $\text{W/m}^2$ ).**

A Tabela 16 e a Figura 77 mostram os resultados dos cálculos da temperatura da superfície do vidro. Observa-se uma variação pequena em relação aos valores medidos, sendo que os valores experimentais apresentam uma oscilação maior, enquanto os resultados teóricos mantêm-

se em uma linha quase que constante. Isso ocorre porque os dados das medições sofrem influência direta do meio externo, onde há variações na velocidade do vento e no coeficiente de convecção externa em intervalos de tempo muito curtos, enquanto o modelo matemático assume médias constantes destes valores para todo o período.

**Tabela 16. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura do vidro - °C).**

Tempo (min)	Medição	Modelo teórico	Variação
14	37,2	36,6	-1,6%
16	37,0	36,6	-1,2%
18	37,3	36,6	-1,8%
20	36,8	36,5	-0,7%
22	36,2	36,4	0,5%
24	35,8	36,4	1,6%
26	36,4	36,4	-0,1%
28	35,9	36,3	1,2%
30	36,5	36,3	-0,6%
Média	-	-	(1,0%)



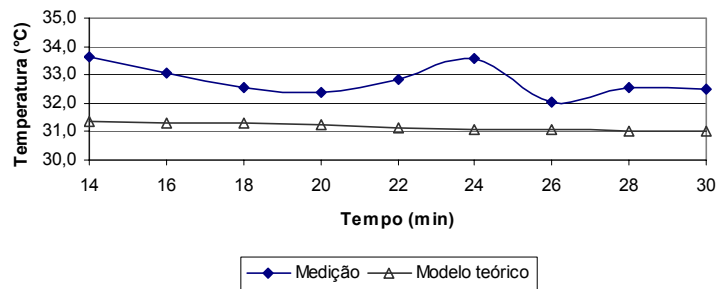
**Figura 77. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura do vidro - °C).**

Devido a problemas na medição realizada pelo termopar instalado no espaço entre o vidro e os fluxímetros, não foi possível realizar uma comparação entre os resultados experimentais e os resultados teóricos do modelo matemático neste ponto. Por isso foi assumida como incerteza nestes valores a mesma incerteza encontrada para o caso que utiliza o resfriamento por insuflamento de ar, que foi em média de -1,8%.

Já a Tabela 17 e a Figura 78, mostram a variação encontrada entre os resultados medidos e calculados de temperatura da chapa de suporte. Em média, ao longo do período de teste, esta variação foi de -5,0%.

**Tabela 17. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura da chapa - °C).**

Tempo (min)	Medição	Modelo teórico	Variação
14	33,6	31,3	-6,8%
16	33,1	31,3	-5,4%
18	32,6	31,3	-3,8%
20	32,4	31,2	-3,6%
22	32,8	31,1	-5,2%
24	33,6	31,1	-7,5%
26	32,1	31,1	-3,1%
28	32,6	31,0	-4,7%
30	32,5	31,0	-4,5%
Média	-	-	-5,0%



**Figura 78. Comparação dos resultados teóricos e experimentais para o segundo modelo (Temperatura da chapa - °C).**

É importante destacar ainda, que para todas as verificações de temperatura, o modelo teórico realiza um cálculo para uma condição instantânea, ou seja, não levando em consideração o momento anterior, o que não acontece na situação real. Na situação real, os componentes já estão a uma determinada temperatura, devido à passagem do fluxo no momento anterior, sendo que uma mudança rápida na intensidade do fluxo não produz um efeito instantâneo na variação da temperatura do componente. Além disso, o teste em campo está sujeito a variações dos fatores ambientais, que podem ocorrer até mesmo durante intervalos menores do que o tempo de leitura do sistema de aquisição de dados, enquanto que no modelo matemático estas variações não são consideradas. Também é sabido que existem pequenas perdas laterais de calor nos componentes, que embora sejam mínimas, devido ao uso do isolamento térmico, não são contempladas no modelo unidimensional. Todos estes fatores contribuem para o aumento do erro entre os resultados reais e do modelo.

Buscando aproximar os resultados encontrados através do modelo teórico e os resultados experimentais, foram calculados fatores de correção (Tabela 18 e Tabela 19), aplicados às variáveis para às quais foram realizadas as comparações anteriormente apresentadas (fluxo de calor, temperatura do vidro, temperatura da câmara de ar e temperatura da chapa).

Os fatores de correção são obtidos em função da variação média encontrada durante a seqüência de medição entre os resultados do modelo teórico e os valores experimentais (Tabela 11 até Tabela 17), e representam um tipo de “constante de calibração” para os valores calculados.

**Tabela 18. Fatores de correção para o primeiro caso do modelo teórico (insuflamento de ar).**

<b>Resultado</b>	<b>Fator de correção</b>	<b>Desvio padrão</b>
Fluxo de calor	1,077	1,40%
Temperatura do vidro	0,970	1,07%
Temperatura da câmara de ar	1,019	0,34%
Temperatura da chapa metálica	1,041	0,35%

**Tabela 19. Fatores de correção para o segundo caso do modelo teórico (circulação de água).**

<b>Resultado</b>	<b>Fator de correção</b>	<b>Desvio padrão</b>
Fluxo de calor	1,079	0,35%
Temperatura do vidro	1,010	0,58%
Temperatura da câmara de ar	1,019	0,34%
Temperatura da chapa metálica	1,052	1,46%

Apesar da existência de incertezas, observou-se que os casos teóricos mantiveram a mesma tendência dos valores das medições, demonstrando uma boa concordância entre os resultados. O modelo matemático desenvolvido não tem por objetivo quantificar valores de maneira extremamente precisa, mas sim, estimá-los de modo sistemático. Desta forma, embora os testes realizados não caracterizem uma validação completa, apenas considerou-se possível que o modelo seja utilizado no desenvolvimento de análises paramétricas, as quais serão apresentadas no próximo item.

#### **4.6 Análises paramétricas**

Utilizando os dois casos teóricos apresentados anteriormente, foram desenvolvidas análises paramétricas visando verificar as condições do equipamento em relação à passagem do fluxo de calor e em relação à temperatura dos componentes, quando são alteradas algumas das variáveis que aparentemente apresentam maior influência sobre os resultados.

Inicialmente foi utilizado o primeiro caso do modelo teórico, que descreve a situação de resfriamento por insuflamento de ar. Ajustou-se o modelo segundo as mesmas condições ambientais observadas durante a medição realizada no dia 22/06/2004, sob as quais haviam sido comparados os resultados do modelo aos resultados experimentais.

Na primeira análise, buscou-se verificar as mudanças nos resultados da temperatura da chapa de suporte e do Fator Solar (FS) da amostra, em função da variação da intensidade de

radiação incidente. Supunha-se que isto poderia ocorrer, já que para uma menor intensidade de radiação a chapa de suporte atinge temperaturas menores, e isso facilitaria o resfriamento. Porém, através da análise dos resultados de temperatura e fluxo em função da variação de radiação, para um intervalo de 200 W/m<sup>2</sup> a 1100W/m<sup>2</sup>, observou-se que a alteração nos valores do Fator Solar não foi significativa, quando mantidas as demais condições de contorno estáveis.

Isso ocorre porque, tanto o fluxo como a temperatura dos elementos, são dependentes da intensidade da radiação. No caso de uma menor intensidade de radiação, as temperaturas caem (Figura 79) e o fluxo de calor diminui, pois este é função da diferença de temperatura entre a superfície dos fluxímetros e a placa de suporte, e da diferença de temperatura entre placa de suporte e o ar. Mas a proporção entre o fluxo que cruza os sensores e a radiação incidente (Fator Solar ) mantém-se praticamente constante (Figura 80). Assim como nos resultados experimentais, os resultados do FS encontrados através do modelo (aproximadamente 0,82), não atingiram o valor de referência da amostra (0,87), devido à diferença de temperatura que existe entre a chapa metálica de suporte dos fluxímetros e o ar.

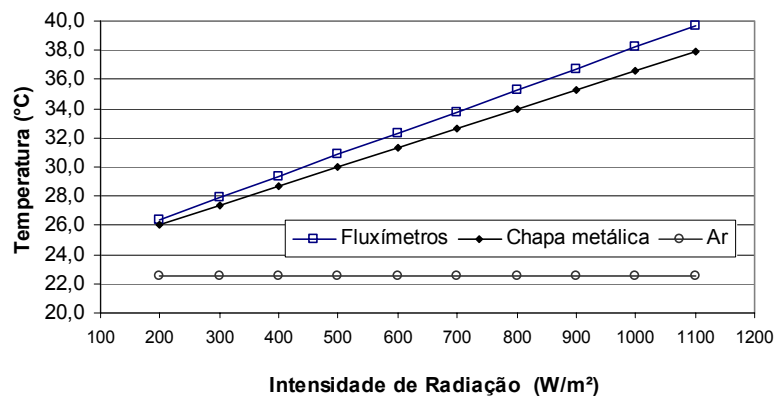


Figura 79. Variação da temperatura dos fluxímetros e da chapa metálica.

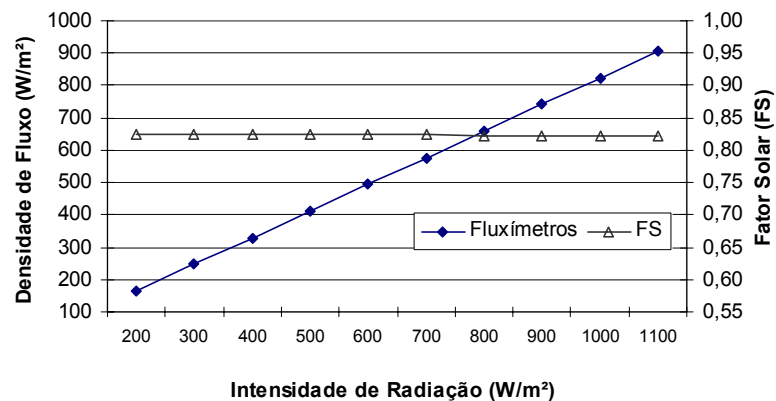


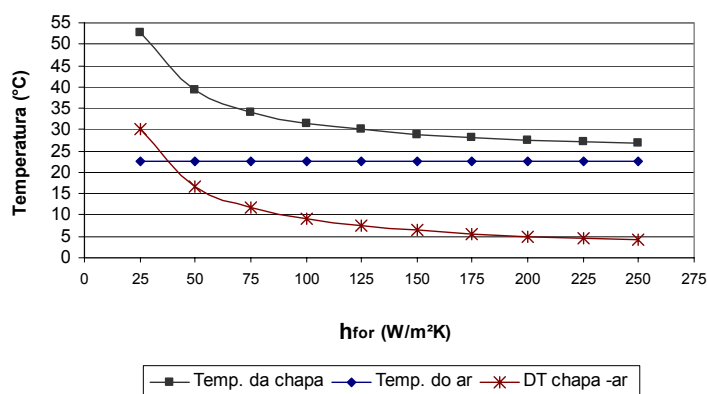
Figura 80. Resultados de densidade de fluxo e FS em função da intensidade de radiação.

Uma análise para verificar a alteração nos resultados de fluxo e temperatura foi realizada através da variação do coeficiente de troca de calor por convecção forçada na face posterior da chapa metálica de suporte. Para realizar esta verificação, foram mantidas as condições gerais existentes durante a medição do dia 22/06/2004, sendo fixado um valor da velocidade do vento em 2,0m/s (coeficiente de convecção externo de 7,1W/m<sup>2</sup>K) e intensidade de radiação igual a 1000W/m<sup>2</sup> (Obs.: Sabe-se que este nível de intensidade de radiação solar não ocorre para a data em questão, porém o objetivo da aplicação deste valor é maximizar os efeitos da radiação sobre o equipamento, e simular uma situação de uso sob condições extremas). Estabelecidas as condições iniciais, foram então aplicados ao cálculo os valores de coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ) variando de 25W/m<sup>2</sup>K a 250W/m<sup>2</sup>K.

A Figura 81 demonstra uma nítida redução da temperatura da chapa, que ocorre frente ao aumento do coeficiente de convecção. A redução é mais acentuada na faixa inicial dos valores, com  $h_{for}$  variando entre 25W/m<sup>2</sup>K e 200W/m<sup>2</sup>K. Para os valores acima de 200 W/m<sup>2</sup>K até 250W/m<sup>2</sup>K o efeito de  $h_{for}$  sobre o resfriamento é menor e a temperatura da chapa cai em apenas 0,8°C (Tabela 20).

**Tabela 20. Temperatura da chapa em função da variação do coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ).**

$h_{for}$ (W/m <sup>2</sup> K)	Temperatura da chapa (°C)	$\Delta T$ chapa - ar (°C)
25	52.6	30.1
50	39.1	16.6
75	34.1	11.6
100	31.6	9.1
125	30.0	7.5
150	28.9	6.4
175	28.1	5.6
200	27.6	5.1
225	27.1	4.6
250	26.8	4.3



**Figura 81. Temperatura da chapa em função da variação do coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ).**

Continuando a examinar a questão da temperatura, na Tabela 20, para valores acima de 200W/m<sup>2</sup>K, observa-se um  $\Delta T$  menor que 5,1°C entre a chapa e o ar (22,5°C). Nesta faixa de temperatura, gerada por valores de  $h_{for}$  superiores a 200W/m<sup>2</sup>K, nota-se que a densidade de fluxo através dos sensores quase não se altera (Figura 82), e conseqüentemente os resultados do Fator Solar obtido para cada valor de  $h_{for}$  são muito próximos, e também aproximam-se do valor de referência da amostra (erro inferior a 2%). Porém, para atingir este nível de coeficiente de



convecção, mantida a estrutura atual do Radiômetro, seriam necessários valores de velocidade do ar acima de 50m/s.

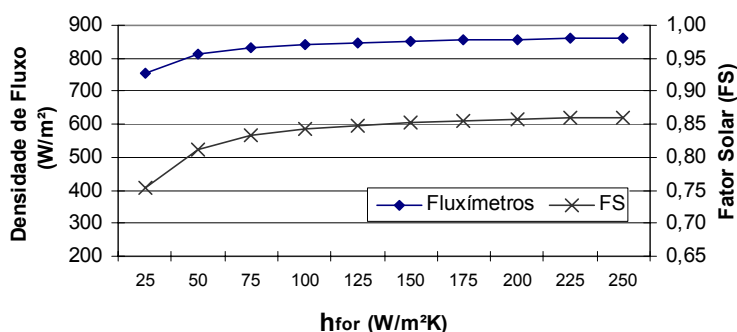


Figura 82. Resultados de densidade de fluxo e FS em função do coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ).

Outra análise paramétrica foi desenvolvida para verificar a influência do coeficiente de convecção externo ( $h_{ext}$ ) da superfície do Radiômetro, sobre o fluxo total através do sistema e da perda de calor pelo vidro. Também neste caso, foram mantidas as condições gerais do teste realizado no dia 22/06/2004, sendo fixados os valores da radiação incidente e do coeficiente de convecção forçada na face posterior da chapa de suporte, em  $1000W/m^2$  e  $60,3W/m^2K$ , respectivamente.

O aumento do coeficiente de convecção na superfície do Radiômetro, resulta em menores temperaturas na superfície do vidro (Figura 83), com isso as perdas de calor para o exterior aumentam, reduzindo o fluxo através dos fluxímetros, e conseqüentemente o valor do Fator Solar também diminui, como mostra a Figura 84.

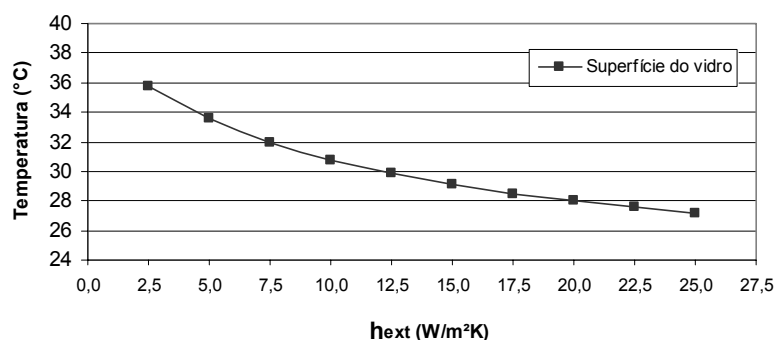


Figura 83. Temperatura do vidro em função da variação do coeficiente de convecção externo ( $h_{ext}$ ).

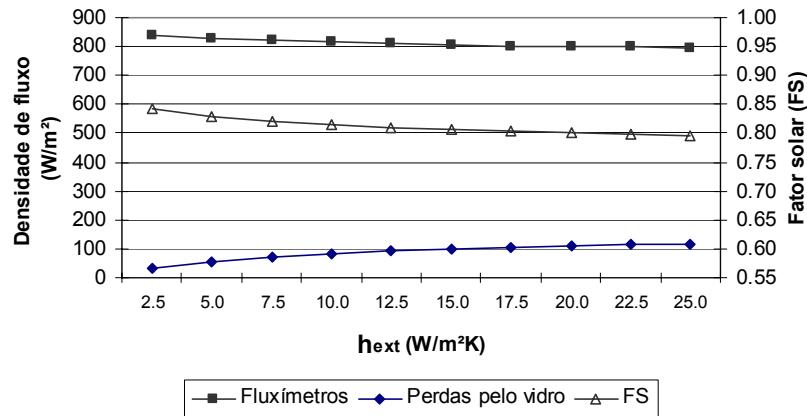


Figura 84. Densidade de fluxo e FS em função da variação do coeficiente de convecção externo ( $h_{ext}$ ).

Sendo este intervalo de coeficientes de convecção externos, de 2,5W/m²K até 25W/m²K, resultado de uma faixa de velocidades do ar entre 0,2m/s e 10m/s aplicadas na Equação (40), de maneira aproximada, pode-se estimar para esta faixa de velocidades, um valor percentual de perdas de calor e a conseqüente redução no FS. A Figura 85 e a Figura 86 mostram o percentual de redução sobre o FS em função do aumento do  $h_{ext}$ , para duas situações: a primeira com um coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ) próximo ao que ocorre utilizando o sistema atual de ventiladores; e uma segunda situação, para um coeficiente de convecção forçada elevado.

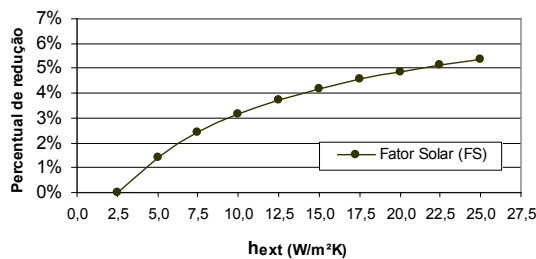


Figura 85. Redução do FS em função do coeficiente de convecção externo (Para  $h_{for} = 60$  W/m²K).

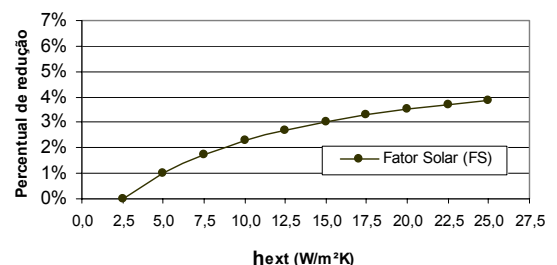


Figura 86. Redução do FS em função do coeficiente de convecção externo (Para  $h_{for} = 200$  W/m²K).

Através das análises do coeficiente de convecção externo é possível perceber, que as perdas devido ao movimento de ar na superfície do vidro são significativas em medições sujeitas a velocidades de vento mais elevadas (maiores valores de  $h_{ext}$ ), mesmo com o uso de um sistema de resfriamento eficiente que force a passagem da maior parte do calor solar através dos fluxímetros.

Através do segundo caso teórico, desenvolvido para a situação de resfriamento por circulação de água, realizou-se uma verificação das alterações dos resultados de fluxo de calor em função da variação da temperatura da água e da temperatura da chapa de suporte.

No sistema com resfriamento por circulação de água, a temperatura da chapa depende da temperatura do líquido. Para os resultados apresentados através da Tabela 21, aplicou-se valores de temperatura da água num intervalo entre 16,0°C e 36,0°C, sendo adotadas as condições gerais do teste realizado no dia 16/12/2004, sob uma incidência média de radiação de 1000W/m<sup>2</sup>. Neste intervalo é encontrado um  $\Delta T$  médio de 8,1°C entre a temperatura da água e da chapa. É possível observar que a elevação da temperatura da chapa causa redução no fluxo transmitido, subestimando o resultado do Fator Solar. Já por sua vez, a redução da temperatura da chapa, para um valor abaixo da temperatura ambiente (do ar), maximiza o resultado do Fator Solar. Este comportamento já havia sido verificado durante os testes experimentais utilizando o banho termostático, sendo necessário manter a temperatura da chapa com a menor diferença possível em relação ao ar, para que somente o ganho de calor devido à incidência de radiação solar seja quantificado. Ainda observando os resultados do modelo na Tabela 21, verificou-se que, para as condições da medição, a menor variação de temperatura entre a chapa e o ar ( $\Delta T$  entre -0,8°C e 3,3°C) aconteceu para temperaturas da água entre 24,0°C e 28,0°C, o que resultou em valores de Fator Solar muito próximos ao valor de referência (0,87).

**Tabela 21. Resultados de fluxo, temperatura e Fator Solar (FS) em função da temperatura da água.**

Temperatura (°C)			$\Delta T$ água – chapa (°C)	$\Delta T$ chapa – ar (°C)	$\Delta T$ ar – água (°C)	Densidade de fluxo através dos sensores (W/m <sup>2</sup> )	FS	Variação do FS em relação ao FS <sub>referência</sub>
Água	Chapa metálica	Ar						
16,0	23,9	32,8	7,9	-8,9	16,8	910,5	0,91	4,7%
18,0	25,9	32,8	7,9	-6,9	14,8	902,3	0,90	3,7%
20,0	27,9	32,8	7,9	-4,9	12,8	894,0	0,89	2,8%
22,0	30,0	32,8	8,0	-2,8	10,8	885,5	0,89	1,8%
24,0	32,0	32,8	8,0	-0,8	8,8	877,0	0,88	0,8%
26,0	34,1	32,8	8,1	1,3	6,8	868,2	0,87	-0,2%
28,0	36,1	32,8	8,1	3,3	4,8	859,4	0,86	-1,2%
30,0	38,1	32,8	8,1	5,3	2,8	850,4	0,85	-2,3%
32,0	40,2	32,8	8,2	7,4	0,8	841,2	0,84	-3,3%
34,0	42,2	32,8	8,2	9,4	-1,2	832,0	0,83	-4,4%
36,0	44,2	32,8	8,2	11,4	-3,2	822,6	0,82	-5,5%

#### 4.7 Análise das incertezas nas medições

No início deste capítulo, descreveu-se uma etapa de calibração de sensores, dentre os quais estão os fluxímetros utilizados no Radiômetro. Foi determinada através da análise da dispersão dos valores das constantes de calibração, o erro aleatório existente nos valores destas constantes. O valor relativo deste erro aleatório em torno da média, com 95% de confiança (incerteza expandida), foi igual a 3,3%.

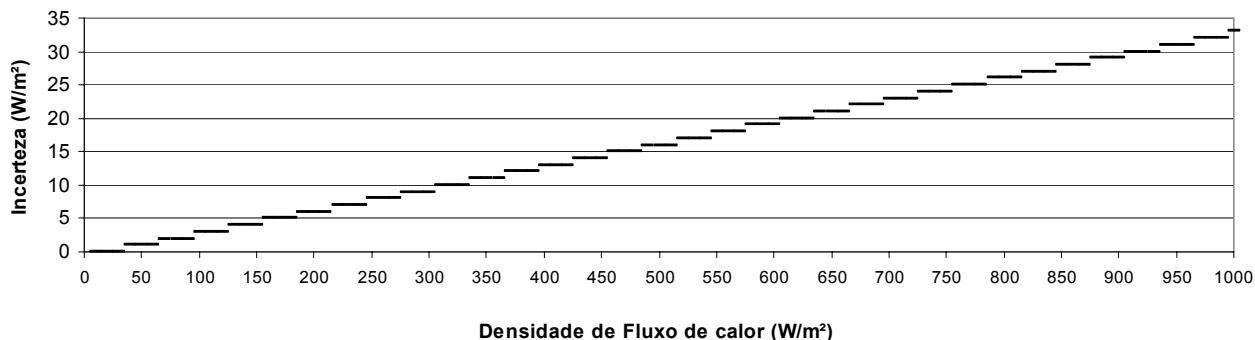
No caso do piranômetro, o valor da incerteza é fornecido diretamente pelo fabricante, onde para o piranômetro Eppley, modelo PSP, este valor é de máximo 4,0%.

Já o sistema de aquisição de dados, que realiza medições de sinais elétricos (tensão), apresenta uma imprecisão muito pequena devido à resolução do sistema digital, que é da ordem de 0,001mV. Para o modelo de sistema de aquisição (datalogger) utilizado durante o teste com resfriamento por circulação de água (HP, 3852A), o valor da incerteza relativa fornecido pelo fabricante é de 0,008%, para sinal em DCV (corrente-voltagem contínua).

Na realização da soma quadrática das incertezas, os menores valores tendem a ter a sua influência reduzida em relação ao valor final da incerteza combinada. Durante o processo de medição os resultados dos fluxímetros e do piranômetro são dados na forma de sinais elétricos ( $\mu\text{V}$ ) registrados através de um sistema de aquisição. Uma vez que a incerteza do sistema de aquisição (inferior a 0,01%) é muito menor que a incerteza dos sensores, o acréscimo de erro devido ao sinal pode ser desprezado para o cálculo da incerteza combinada no Fator Solar .

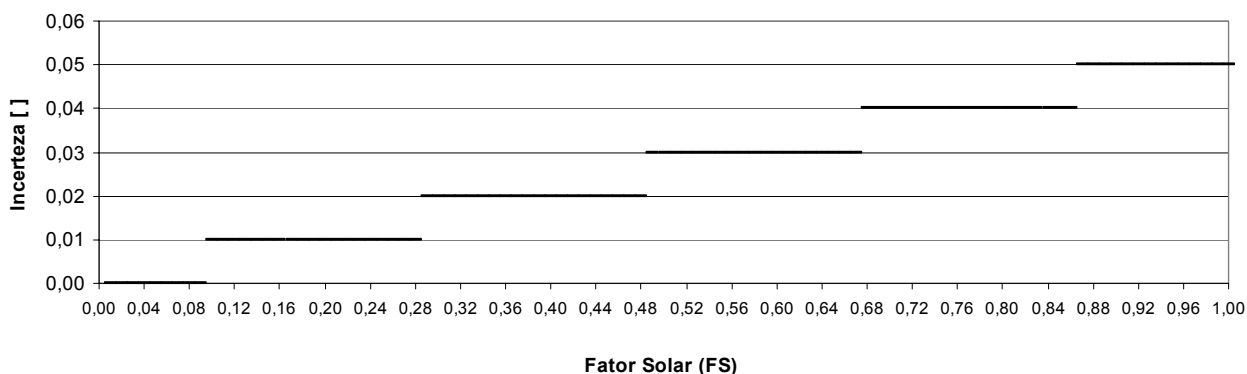
Desta forma, aplicando os valores relativos de incerteza existente nos fluxímetros (3,3%) e do piranômetro (4,0%), e substituindo na Equação (53), apresentada no item 3.6, chega-se a um resultado combinado para a incerteza relativa no valor do Fator Solar, igual a 5,2%.

A partir das incertezas relativas é possível realizar uma análise em termos absolutos para uma faixa de valores. Sendo a incerteza dos fluxímetros (3,3%) diretamente transmitida ao valor absoluto do fluxo de calor medido, pode-se verificar para uma faixa de 0 a  $1000\text{W}/\text{m}^2$  os patamares de erros encontrados, como mostra a Figura 87.



**Figura 87. Incerteza em termos absolutos para os valores de densidade de fluxo de calor.**

Já no caso dos resultados do Fator Solar (FS), cujo erro relativo combinado de medição foi estimado em 5,2%, pode-se verificar que as incertezas em termos absolutos estão divididas em seis faixas de erros, onde, para valores de FS muito baixos (inferiores a 0,10), a incerteza observada é de aproximadamente zero. Já para valores de FS acima de 0,86, o valor da incerteza é aproximadamente de 0,05 (Figura 88).



**Figura 88. Incerteza em termos absolutos para os valores do Fator Solar medido.**

#### 4.8 Discussões

Em cada uma das etapas deste trabalho surgiram pontos considerados relevantes que precisam ser analisados e discutidos de uma maneira ainda mais ampla.

O primeiro ponto em questão está relacionado aos sensores, onde especialmente no caso dos fluxímetros, observou-se uma mudança significativa (até 15%) nos valores das constantes. Além disso, o uso do gel no contato entre as superfícies contribuiu para a redução do erro na calibração, e com isso a incerteza final das novas constantes dos fluxímetros foi de 3,3%. Desta forma, pode-se dizer que os cuidados tomados durante o processo de calibração dos sensores foram decisivos para melhorar o desempenho do Radiômetro.

Já as modificações estruturais realizadas, tiveram por objetivo melhorar o contato da amostra com equipamento; aumentar a área de ventilação da chapa de suporte dos fluxímetros; e facilitar o uso do piranômetro. Porém, apesar da provável melhoria no desempenho do sistema, alterações dos resultados apenas devido a estas modificações não puderam ser notadas diretamente nas medições, pois outros fatores (como a calibração dos sensores e o sistema de resfriamento), mostraram ter maior influência sobre os resultados finais.

Nas etapas de medições utilizando o sistema de resfriamento por insuflamento de ar, surgiram grandes dificuldades principalmente no que se refere à montagem e ao posicionamento do sistema. Durante estas medições, foi necessário improvisar dispositivos de suporte para o Radiômetro, para mantê-lo na inclinação desejada (normal aos raios solares) durante o teste. Além disso, neste momento, não havia um sistema de aquisição e armazenamento dos dados disponível para ser ligado aos sensores. Foram então realizadas leituras diretas dos sinais dos sensores, o que resulta em maiores intervalos de tempo entre cada leitura, e maior possibilidade de erros aleatórios ou erros devido às variações nas condições ambientais. Apesar destes obstáculos, as medições iniciais foram úteis, pois foi detectado, através do uso dos termopares, que estava ocorrendo um aquecimento excessivo da chapa de suporte dos fluxímetros, ou seja, o sistema de resfriamento não estava funcionando de modo eficiente. Sob as condições do teste do dia 22/06/2004, observou-se que a diferença de temperatura entre a chapa e o ar ficava, em média, próxima dos 11,1°C, resultando em um erro de aproximadamente 5,8% no valor do Fator Solar medido em relação ao valor de referência. A partir daí passou a ser testado outro tipo de sistema de resfriamento.

A utilização de um sistema de resfriamento com circulação de água foi uma solução que trouxe bons resultados no que se refere a dissipar o calor que passa através dos fluxímetros. Na medição realizada no dia 16/12/2004, a diferença média de temperatura alcançada entre a chapa de suporte dos fluxímetros e o ar foi de 0,2°C, isso proporcionou um resultado de Fator Solar medido com um erro de apenas 0,4% em relação ao valor de referência (0,87). Porém, a aplicação deste sistema é mais complexa, tanto em relação à montagem, como para o transporte e utilização em campo.

Uma outra dificuldade no uso do sistema de circulação de água é encontrar a temperatura da água necessária para que o  $\Delta T$  entre o ar e a chapa de suporte seja mínimo. Na medição realizada no dia 16/12/2004, a temperatura de controle da água foi estimada empiricamente como sendo 5,0°C menor do que a temperatura do ar, e foi mantida no mesmo patamar durante um período de 16 minutos. Em intervalos curtos de medição, onde tanto a intensidade de radiação como a temperatura do ar se mantenha em um nível constante, pode-se manter a

---

temperatura da água no banho também constante. Porém, para medições em períodos relativamente longos, se um destes parâmetros variar e a temperatura da água for mantida fixa, isso causará ganhos (ou perdas) de calor devido à diferença de temperatura entre a chapa e o ar. Assim, a aplicação deste tipo de resfriamento em um sistema de medição exigiria um controle constante da temperatura da chapa de suporte e também da temperatura do líquido em circulação.

O modelo matemático desenvolvido foi então muito útil para verificar a influência de alterações das condições de teste sobre os resultados do Fator Solar ou outras variáveis. Embora o modelo seja simplificado, os resultados obtidos apresentaram boa concordância com resultados das medições às quais foram comparados. Em relação à densidade de fluxo, a variação entre os resultados do modelo e das medições foi de 6,7% e 7,4%, para o primeiro (insuflamento de ar) e segundo (circulação de água) caso, respectivamente. Estes percentuais foram utilizados como fatores de correção (ou constantes de calibração) entre o modelo e as medições reais, porém os valores dos fatores de correção calculados são específicos para as condições das medições às quais o modelo foi comparado. No caso do modelo ser utilizado sob outras condições (diferentes combinações de velocidade do vento, temperatura do ar, umidade relativa, etc), os valores dos fatores de correção poderão sofrer modificações. Outro ponto importante é que o modelo realiza um cálculo instantâneo, representando bem uma situação de regime estacionário. Caso durante uma medição ocorressem variações acentuadas na intensidade da radiação, isso poderia resultar em erros mais elevados na comparação dos resultados da medição com os resultados do modelo.

Em relação às análises paramétricas, estas confirmaram que o principal problema no funcionamento do equipamento está relacionado à elevação da temperatura da chapa de suporte dos fluxímetros. Caso fosse mantido o sistema de resfriamento com o uso de ventiladores, seria necessário um coeficiente de convecção forçada ( $h_{for}$ ) maior que  $200\text{W/m}^2\text{K}$  para reduzir o  $\Delta T$  entre chapa e o ar a um patamar de temperatura inferior a  $5,0^\circ\text{C}$ . Para gerar este coeficiente de convecção, a velocidade do ar na saída do ventilador precisaria alcançar  $50\text{m/s}$ . Este valor de velocidade é bastante elevado e dificilmente poderia ser alcançado com um sistema de insuflamento comum. Uma solução para melhorar a troca de calor na face posterior da chapa de suporte, seria o aumento da área de troca. Isso seria possível através da aplicação de aletas na superfície da chapa. Supondo-se um coeficiente de convecção de  $60\text{W/m}^2\text{K}$  sobre a região aletada, e aletas com eficiência de 100%, para que o mesmo efeito produzido por um  $h_{for}$  igual a  $200\text{W/m}^2\text{K}$  fosse produzido, seria necessário que a área de troca fosse igual a 3,4 vezes a área atual.

A convecção externa na superfície da amostra também mostrou ter um efeito significativo sobre o valor do Fator Solar medido. Os resultados das análises paramétricas mostraram que o

erro no Fator Solar cresce com o aumento do coeficiente de convecção na superfície do vidro, que é função da velocidade do ar externo (vento). Para a atual configuração do Radiômetro, o erro no valor do Fator Solar, apenas devido a perdas de calor por convecção na superfície da amostra, poderia ser superior a 5,0% no caso da ocorrência de velocidades de vento elevadas (~10m/s) durante uma medição. Isso demonstra que, em determinadas condições de medição, seria até mesmo necessário algum tipo de proteção lateral externa para evitar o fluxo de ar na superfície frontal do equipamento.

Na análise das incertezas das medições, o erro relativo calculado para o valor do Fator Solar apenas devido à incerteza combinada do piranômetro e do fluxímetro foi de 5,2%. Além da incerteza dos sensores existem outros tipos de incertezas, as quais são de difícil determinação. Estas outras incertezas podem ser causadas por fatores tais como: pequenas fugas de calor nas laterais da câmara, do vidro e dos fluxímetros; diferenças de sensibilidade na superfície dos sensores; ou outras interferências externas. Porém na prática, observou-se que o erro encontrado no resultado da medição pode ser bem inferior a incerteza calculada, como se verificou na medição realizada no dia 16/12/2004, onde o erro médio do Fator Solar medido para o Fator Solar de referência foi de 0,4%. Para atingir este baixo percentual de erro foram necessários alguns cuidados fundamentais antes e durante a medição, como: a calibração cuidadosa dos fluxímetros; uso de um piranômetro de precisão como referência; ajuste da temperatura da água em um valor de controle que mantivesse a chapa de suporte a uma temperatura muito próxima da temperatura do ar; bom isolamento térmico do equipamento; período de céu claro; ângulo de incidência da radiação solar muito próximo de zero graus (normal à superfície da amostra); e sistema de aquisição de dados com intervalo de leitura menor que 10 segundos.

---



## 5. CONCLUSÕES

### 5.1 Conclusões gerais

Durante este trabalho, buscou-se realizar o aperfeiçoamento de um sistema de medição de ganho de calor solar através de aberturas, o qual encontra-se atualmente em desenvolvimento na UFSC. O sistema (Radiômetro) é utilizado atualmente com modelos de janelas em escala reduzida ou materiais translúcidos, visando quantificar o ganho térmico por radiação.

Para verificar o funcionamento do equipamento foram desenvolvidas etapas de calibração dos sensores e medições em campo. Durante as medições, dois sistemas de resfriamento para a chapa de suporte dos fluxímetros foram testados: resfriamento por insuflamento de ar, e resfriamento por circulação de água. Também, foi construído um modelo matemático simplificado para auxiliar nas análises dos resultados.

Nos testes iniciais com Radiômetro, utilizando o sistema de resfriamento por insuflamento de ar, o erro médio encontrado na medição do Fator Solar chegou a 20%. Após isso foi então realizada uma recalibração dos fluxímetros, onde se verificou uma diferença entre os valores das novas constantes de calibração e das constantes anteriormente determinadas, variando num intervalo entre 10,4% e 15,4%. O período decorrido entre a obtenção destes dois conjuntos de constantes foi superior a 2 anos. Isso demonstra que podem ocorrer mudanças na sensibilidade dos sensores com o passar do tempo, devido a desgastes durante a utilização. Além disso, o processo de calibração deve ser bastante cuidadoso para reduzir a possibilidade de erros aleatórios e sistemáticos.

Em um novo teste de campo, após a calibração dos sensores e algumas pequenas modificações na estrutura do equipamento, o erro encontrado no Fator Solar medido caiu para 5,8%, demonstrando que os efeitos destas medidas foram positivos. Porém, este nível de erro ainda é significativo. O monitoramento da temperatura durante os testes revelou um aquecimento elevado na chapa de suporte dos fluxímetros, que chegou a atingir uma diferença de temperatura média de 11,1°C em relação ao ar. Constatou-se assim, que o sistema de resfriamento utilizado não estava funcionando de maneira eficiente, sendo necessário modificá-lo.

Após isso, passou-se a realização de novos testes, utilizando um sistema de resfriamento por circulação de água montado sob a chapa de suporte dos fluxímetros. Na primeira medição utilizando este sistema resfriamento, a temperatura da água no banho termostático foi ajustada na mesma temperatura do ar. Observou-se, porém, que apesar disso, a temperatura da chapa manteve-se com um  $\Delta T$  de 4,9°C em relação ao ar, o que resultou em um erro médio de 2,7% no

---

Fator Solar medido em relação ao valor de referência. Este fato demonstrou a necessidade de ajuste e controle da temperatura da água em um determinado valor, que resulte na mínima diferença de temperatura entre o ar e a chapa de suporte dos fluxímetros.

Na segunda medição realizada com o resfriamento por circulação de água, a temperatura de controle da água foi estimada empiricamente para as condições de teste, e ajustada num valor aproximadamente  $5,0^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura do ar. Com isso, a diferença média de temperatura entre a chapa de suporte dos fluxímetros e o ar caiu para  $0,2^{\circ}\text{C}$ , e o erro médio no resultado do Fator Solar medido foi de apenas  $0,4\%$ . Desta forma, observou-se que o sistema de resfriamento por circulação de água funcionou de maneira eficiente. Além disso, torna-se ainda mais claro que a diferença de temperatura entre chapa e o ar é uma das principais causas de erros nos resultados do fluxo de calor ou do Fator Solar medidos com o Radiômetro.

O modelo matemático desenvolvido apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais aos quais foi comparado. Em relação ao fluxo de calor, a variação entre os resultados do modelo matemático e das medições foi de  $6,7\%$  e  $7,4\%$ , respectivamente para o primeiro (insuflamento de ar) e segundo (circulação de água) caso. As análises paramétricas realizadas através do modelo demonstraram que para reduzir o  $\Delta T$  entre a chapa e o ar abaixo de  $5,0^{\circ}\text{C}$  (para um erro no valor do Fator Solar medido inferior a  $2\%$ ), seriam necessários valores de coeficientes de convecção na face posterior da chapa, superiores a  $200\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ , o que significa uma velocidade do ar na saída do ventilador acima de  $50\text{m}/\text{s}$ . Assim, se mantida a estrutura atual do equipamento, torna-se muito difícil atingir o valor desejado de  $\Delta T$  entre a chapa e o ar utilizando este tipo de sistema de resfriamento.

No caso do uso sistema de resfriamento por circulação de água, a análise utilizando o modelo matemático demonstrou que o erro no Fator Solar medido pode ser inferior a  $2\%$ , para resultados de  $\Delta T$  menores que  $4,0^{\circ}\text{C}$  entre a chapa e o ar. Mas como observou-se nos testes em campo, até mesmo resultados de  $\Delta T$  inferiores a  $1,0^{\circ}\text{C}$  são possíveis de serem alcançados.

Já a análise das incertezas demonstrou que o erro relativo no valor do Fator Solar, devido à incerteza combinada do fluxímetro e do piranômetro, pode chegar a  $5,2\%$ . Também, verificou-se que o aumento da perda de calor devido à convecção na superfície da amostra pode gerar erros significativos. Porém, se forem tomados certos cuidados relativos a montagem do sistema e às condições gerais da medição, os valores destas incertezas podem ser reduzidos.

Depois de analisadas todas estas questões, alguns pontos demonstram ser essenciais para que o equipamento (Radiômetro) possa ser utilizado na caracterização do Fator Solar de diferentes materiais e sistemas de aberturas. Em primeiro lugar é necessário definir qual sistema de resfriamento será utilizado. O uso de um sistema com circulação de água proporcionaria um

---

melhor controle da temperatura da chapa. Porém, a aplicação do sistema de insuflamento de ar tem como vantagem a maior facilidade de construção e operação. Um teste final com o sistema de resfriamento por insuflamento de ar ainda precisa ser feito, verificando experimentalmente e analiticamente os resultados do aletamento da chapa de suporte dos fluxímetros. Se esta alternativa atender às necessidades de resfriamento exigidas, então poderá ser usada como solução na construção final do equipamento. Caso contrário, será necessário utilizar um sistema de resfriamento com a circulação de um fluido em meio líquido.

O projeto e construção de uma bancada associado à aplicação de um sistema de aquisição de dados (dataloggers) portátil, também é fundamental para que as medições possam ser facilitadas e realizadas de modo confiável. É importante que esta bancada apresente as seguintes características técnicas: suporte adequado para o Radiômetro; possibilidade de movimentação e variação angular vertical e horizontal; facilidade de transporte; resistência e estabilidade.

Também é essencial a padronização dos procedimentos de medição. É necessário estabelecer critérios tais como: tempo de medição; ângulos de incidência dos raios solares; faixa de valores de intensidade de radiação; limites de velocidade do ar externo; condições de céu e temperatura ambiente, dentre outros. Isto possibilitará o futuro desenvolvimento de um método de medição, que servirá de suporte para a elaboração de normas nacionais visando à caracterização do ganho de calor solar em materiais e sistemas de aberturas comumente utilizadas na construção civil.

## 5.2 Sugestões para futuros trabalhos

A partir das conclusões obtidas com este estudo, algumas sugestões para continuidade da pesquisa são listadas a seguir:

- Verificar experimentalmente e analiticamente a possibilidade do uso do sistema de resfriamento com insuflamento de ar associado à aplicação de aletas na chapa de suporte dos fluxímetros;
  - Realizar novas medições com o Radiômetro variando o ângulo de incidência da radiação, e testando diferentes amostras de materiais translúcidos e sistemas de aberturas;
  - Verificar a influência da distância entre o vidro e o fluxímetro sobre o coeficiente de convecção na câmara de ar e no resultado do fluxo de calor medido;
  - Analisar a influência da espessura da amostra (ex: vidro duplo, vidro simples, película) em relação às perdas de calor devido à convecção na superfície externa;
-

- Verificar o efeito da forma da cavidade atrás da amostra sobre o resultado do fluxo de calor medido;
  - Investigar a influência da diferença de sensibilidade superficial dos fluxímetros na incerteza do resultado da medição;
  - Aperfeiçoar o modelo matemático de cálculo de ganho de calor apresentado;
  - Desenvolver um método de medição e estimativa do ganho de calor solar através de aberturas (padronização do processo).
-

## REFERÊNCIAS

- ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals 2001**. Capítulo 30 – Fenestration. Atlanta, GA, USA, 2001a.
- ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals 2001**. Capítulo 25 – Thermal and water vapor transmission data. Atlanta, GA, USA, 2001b.
- ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals 1993**. Capítulo 27 – Fenestration. Atlanta, GA, USA, 1993.
- ARASTEH, D. **Advances in window technology: 1973 – 1993**. Building Technologies Program, Energy and Environment Division, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, February 1995.
- ARASTEH, D.; REILLY, M. S.; RUBIN, M. D. **A versatile procedure for calculating heat transfer through windows**. LBL, report 27534, May 1989; e ASHRAE transactions, v. 95, parte 2, 1989.
- BALLINGER, J. A. e LYONS, P. R. Advanced glazing technology for Australia – Research and Application. **Renewable Energy**, Volume 8, Issues 1-5, p. 61-65, May 8, 1996.
- BAUMAN, F. S.; PLACE, J. W.; THORNTON, J.; and HOWARD, T. C. **An Integrating Window Pyranometer for Beam Daylighting Measurements in Scale-Model Buildings**. ASHRAE Transactions, v. 92 (part 1A), p. 486-493, 1986.
- BROWN, W. C. and RUBERG, K. **Window performance factor**. Building Science Insight, Canada, 1988.
- CARAM R. M. **Caracterização Ótica de Materiais Transparentes e sua Relação com o Conforto Ambiental em Edificações**. Tese de Doutorado, Unicamp, Campinas, 1998.
- CARMODY, J.; SELKOWITZ, S. e HESHONG, L. **Residential Windows: a guide to new technologies and energy performance**. 1ª Edição, NY, USA, 1996.
- CADDET ENERGY EFFICIENCY – Center for the analysis e dissemination of demonstrated energy technologies. **Saving energy with advanced windows**. Maxi Brochure 12, Sittard, Netherlands, 1999. Disponível em: <[http://www.caddet-ee.org/mb\\_pdf/mb\\_12.pdf](http://www.caddet-ee.org/mb_pdf/mb_12.pdf)>. Acesso em: Fevereiro de 2004.
- CEBRACE. **História do vidro**. 2004. Disponível em: <<http://www.cebrace.com.br>>. Acesso em: Janeiro de 2004.
- COLLINS, M. R. **Analysis of solar heat gain and thermal transmission for windows with louvered shade systems**. PhD Thesis, Queen's University at Kingston (Canada), 2002.
-

DEAL, B. M.; NERNETH, R. J.; DeBAILLE, L. P. **Energy Conservation Strategies for windows and glazed surfaces**. US Army Corps of Engineers. Constructions Engineering Research Laboratories. Technical Report 98/74, July 1998.

DOE. **What's New in Building Energy Efficiency - Selecting Windows for Energy Efficiency**. U.S. Department of Energy, 1997.

EAL. **Calibration of Thermocouples**. European cooperation for Accreditation of Laboratories, Publication Reference. EAL-G31. Edition 1. October 1997.

EppleyLAB. **Precision Spectral Pyranometer**. Model PSP. 2004. Disponível em: <<http://www.eppleylab.com/>>. Acesso em: Dezembro de 2004.

FRAMEplus. **A comprehensive tool for thermal and solar/optical analysis of windows, doors and other building components**. 2004. Disponível em: <<http://www.frameplus.net/>>. Acesso em: Agosto de 2004.

FROST, K.; ARASTEH, D. e ETO, J. **Saving from Energy efficient windows: Current and future saving from new fenestration technologies in the residential market**. Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, LBL 33956, April 1993.

FROST, K.; ETO, J.; ARASTEH, D. and YAZDANIAN, M. **The national energy requirements of residential windows in the U.S.: today and tomorrow**. Proceedings on Energy Efficiency in Buildings, August 1996.

GNIELINSKI, V. **Int. Chem. Eng.** 16, 359, 1976 *apud* INCROPERA, F. P. e DE WITT, D. P. **Fundamentos da transferência de calor e massa**. 4<sup>o</sup> edição, editora LTC. Rio de Janeiro, RJ, 1998.

GO. **A Brief History of Glass**. GlassOnline Homepage, 2004. Disponível em: <<http://www.glassonline.com>>. Acesso em: Janeiro de 2004.

GOM. **Glass History**. Glass and Optical Materials at Iowa State University. 2002. Disponível em: <<http://gom.mse.iastate.edu>>. Acesso em: Janeiro de 2004.

GONÇALVES, A. A. Jr. **Metrologia**. Apostila da disciplina Fundamentos de Metrologia e Estatística. Laboratório de Metrologia e Automatização - LabMetro. Departamento de Engenharia Mecânica. UFSC. Florianópolis 2002.

GÜTHS, S. **Anémomètre a effet Peltier et fluxmètre thermique - conception et réalisation – application à l'étude de la convection naturelle**". Tese de Doutorado, Université d'Artois (França), 1994.

HARRISON, J. S. e DUBROUS, F. M. **Determination of window thermal characteristics using a solar simulator based test method**. ASHRAE Transactions 96(1), 1990 *apud* HARRISON, J. S. e VAN WONDEREN, S. J. **A test method for the determination of window solar heat gain coefficient**. ASHRAE Transactions 100(1), p. 1057-1064, 1994.

HARRISON, J. S. e VAN WONDEREN, S. J. **A test method for the determination of window solar heat gain coefficient**. ASHRAE Transactions 100(1), p. 1057-1064, 1994.

---

HARRISON, J. S. e VAN WONDEREN, S. J. **Evaluation of Solar Heat Gain Coefficient for Solar-Control Glazings and Shading Devices**. ASHRAE Transactions 104(1), p. 1051-1062, 1998.

INCROPERA, F. P. e DE WITT, D. P. **Fundamentos da transferência de calor e massa**. 4ª edição, editora LTC. Rio de Janeiro, RJ, 1998.

JOHNSTON, S. A. **The dynamic pattern of shading and solar heat gains through windows**. Vital Signs. Center for Building Science Research, Miami University, 2002. Disponível em: <<http://arch.ced.berkeley.edu/vitalsigns/res/downloads/rp/shading/>>. Acesso em: Janeiro de 2004.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M.E. **Convection Heat and Mass Transfer**. McGraw-Hill, New York, 1980 *apud* INCROPERA, F. P. e DE WITT, D. P. **Fundamentos da transferência de calor e massa**. 4ª edição, editora LTC. Rio de Janeiro, RJ, 1998.

KLEMS, J. H. e WARNER, J. L. **New Method for predicting the solar heat gain of complex fenestration systems**. LBL 32198, 1992.

KLEMS, J. H. **New Method for predicting the solar heat gain of complex fenestration systems II. Detailed description of the matrix layer calculation** LBL 34716, 1993.

KLEMS, J. H. e KELLEY, G. O. **Calorimetric measurements of inward-flowing fraction for complex glazing and shading systems**. ASHRAE Winter Meeting, Atlanta, GA, February 17-21, 1996.

KLEMS, J. H., WARNER, J. L. e KELLEY, G. O. **A comparison between calculated and measured SHGC for complex fenestration systems**. ASHRAE Winter Meeting, Atlanta, GA, February 17-21, 1996.

KLEMS, J. H. **Solar heat gain through fenestration systems containing shading: Summary of procedures for estimating performance from minimal data**. ASHRAE Transactions, Winter Meeting, p. 512-524, 2002.

LABAKI, L. C.; CARAM, R. M. **Os vidros e o conforto ambiental**. III Encontro Nacional e I Encontro Latino Americano de Conforto no Ambiente Construído. Anais Gramado, RS, 1995.

LAMBERTS, R. **Heat transfer through roofs of low cost Brazilian houses**. PhD Thesis, Department of Civil Engineering, University of Leeds, UK, 1989.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência Energética na Arquitetura**. Editora PW. São Paulo, 1997.

LBNL. **Proving energy-efficient windows save energy and money**. Windows and Daylighting Group, Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, Fenestration R&D, 1996.

LBNL. **Facilities**. Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, 2003. Disponível em: <<http://windows.lbl.gov/facilities/default.htm/>>. Acesso em: Outubro de 2003.

---

LBL. **Software Tools**. Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, 2004. Disponível em: <<http://windows.lbl.gov/software/default.htm>> Acesso em: Agosto de 2004.

LI-COR. **LI-200SA Pyranometer Sensor**. LI-200 Brochure and Additional Literature. Disponível em: <[http://www.licor.com/env/PDF\\_Files/200.pdf](http://www.licor.com/env/PDF_Files/200.pdf)>. Acesso em: Novembro de 2003.

LI, D. H. W. and LAM, J. C. **Solar heat gain factors and the implications to building designs in subtropical regions**. Energy and Buildings v. 32, p. 47-55, 2000.

MACEDO, C. C. **Análise do desempenho térmico e luminoso de sistema de iluminação natural que utilizam a luz direta do sol**. Dissertação de mestrado, UFSC, 2002.

MACEDO, C. C. e PEREIRA, F. O. R. **Radiômetro de abertura: dispositivo para a caracterização térmica de sistemas de iluminação natural**. Anais do VII Encontro Nacional sobre Conforto no Ambiente Construído e III Conferência Latino-Americana sobre Conforto e Desempenho Energético de Edificações (ENCAC- COTEDI). Curitiba-PR, 2003.

McCLUNEY, R. **The Death of the Shading Coefficient?** ASHRAE Journal, March/91, p. 36-45, 1991.

McCLUNEY, R. **Determining solar radiant heat gain of fenestration systems**. Passive solar journal, vol. 4, nº 4, p. 439-487, 1987.

MENKES, M. **Instrumentos econômicos aplicados em programas de eficiência energética**. 2003. Disponível em: <<http://www.nepam.unicamp.br/ecoeco/>>. Acesso em: Abril de 2004.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. **Test Report Thermal Performance of Solar Collector**. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. Universität Stuttgart, 2002.

NFRC. **National Fenestration Rating Council**. USA, 2003. Homepage: <<http://www.nfrc.org>>.

NFRC. **Glossary and terminology**. National Fenestration Rating Council, 2001.

ON. **Glossário**. Observatório Nacional, Ministério da Ciência e Tecnologia, Brasil, 2004. Disponível em: <<http://www.on.br/glossario/>>. Acesso em: Abril de 2004.

PAPAMICHAEL, K.; KLEMS, J.; SELKOWITZ, S. **Determination and application of bidirectional solar-optical properties of fenestration systems**. Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, Report LBL- 25124, March 1988.

PEREIRA, F. O. R. e SHARPLES, S. **The development of a device for measuring the solar heat gain and shading coefficients of windows in scale models**. Energy and Buildings v.17, p. 271-281, 1991.

PEREIRA, F. O. R. **Luminous and thermal performance of windows shading and sunlighting reflecting devices**. PhD Thesis, School of Architectural Studies, University of Sheffield, UK, 1992.

---



PEREIRA, F. O. R.; PEDRINI, A.; GÜTHS, S.; MEDEIROS, J. M. **Relatório parcial de trabalho sobre a execução do Radiômetro de Aberturas - Equipamento para medir o ganho de calor solar de aberturas em edificações**. Relatório de Projeto integrado CNPq. Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.

REILLY, S. and HAWTHORNE, W. **The impact of windows on residential energy use**. ASHRAE Transactions, TO-98-10-1, p. 791-798, 1998.

RIVERO, R. **Arquitetura e Clima: condicionamento térmico natural**. Editora da Universidade, UFGRS. Porto Alegre, 1985.

ROUSSEU, M.Z. **Windows: Overview of issues**. Proceedings of Building Science Insight, Canada, 1988.

SEECL - Solar Energy and Energy Conversion Laboratory. **Solar Optical Properties of Fenestration Systems**. Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Florida, 2000. Disponível em: <<http://seecl.mae.ufl.edu/solar/sop.html>>. Acesso em: Fevereiro de 2003.

SELKOWITZ, S. **Window performance and building energy use: some technical options for increasing energy efficiency**. Report LBL - number 20213 or Chapter 14 from Energy Sources: Conservation and renewables, AIP Conference Proceedings N° 135, Washington, D. C., April 27-28, 1985.

SPARROW, E. M. and CESS, R. D. **Radiation Heat Transfer**. Brooks/Cole Publishing Company. Belmont, California, 1966.

SANTOS, J. C. P. **Avaliação do desempenho térmico e visual de elementos transparentes frente à radiação solar**. Tese de Doutorado. Ciência de Engenharia dos Materiais. Universidade de São Paulo. São Carlos, 2002.

TSENG, C.C. and GOSWAMI, D. Y. **Effect of Tilt Angle and Temperature Difference on Solar Heat Gain Coefficient Measurement of Fenestration System**. ASHRAE Transactions, AT-01-10-2, p 684-690, 2001

WESTPHAL, F. S. **Desenvolvimento de um algoritmo para estimativa do consumo de energia elétrica de edificações não residenciais a partir de dados climáticos simplificados**. Dissertação de mestrado, UFSC, 2002.

WINDOW5. **Window 5.2 versão 5.2.17**. LBNL, University of California, 2002. Disponível em: <<http://windows.lbl.gov/software/window/window>>. Acesso em: Dezembro de 2004

WINKELMANN, F. C. **Modeling Windows in EnergyPlus**. Simulation Research Group, EETD, Lawrence Berkeley National Laboratory, Maio 2001. Proc. Building Simulation 2001, IBPSA, Rio de Janeiro, September 2001.

YARBROUGH, E. W. **Assessment of reflective insulations for residential and commercial applications** (ORNL/TM-8891). October, 1983 *apud* ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals 2001**. Capítulo 25 – Thermal and water vapor transmission data. Atlanta, GA, USA, 2001b.

---

## ANEXOS

### Anexo A - Desenvolvimento do modelo matemático no programa EES.

#### Código de construção do primeiro caso (insuflamento de ar):

"MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RADIÔMETRO - CASO vidro claro 3mm, sob ângulo de incidência normal, resfriamento com ventilação forçada"

"LISTA DE VARIÁVEIS DE ENTRADA"

"Variáveis medidas"

```
grad = 752 "Radiação global - (W/m2)"
Tar_ext = 22.5 "Temperatura do ar externo - (°C)"
lv = 0.003 "Espessura do vidro - (m)"
lch = 0.002 "Espessura da chapa metálica - (m)"
lcar = 0.083 "Espessura da câmara de ar - (m)"
Rflux = 0.002 "Resistência térmica do fluxímetro - ( m2°C/W)"
Vvento = 2 "Velocidade do vento - (m/s)"
Vventilador = 9.39 "Velocidade do ar na saída do ventilador - (m/s)"
Ur = 75 "Umidade relativa - (%)"
```

"Variáveis calculadas e estimadas"

```
Tm_car = Tar_ext "Temperatura média na câmara de ar - (°C)"
Tceu = Tar_ext "Temperatura do céu - (°C)"
hfor = 60.3 "Coeficiente de convecção forçada - (W/m2°C)"
hext = 7.1 "Coeficiente de convecção externa - (W/m2°C)"
hcar = (21.8*(1+0.00274*(Tm_car+273)))/(1000*lcar) "Coeficiente de convecção na câmara de ar - (W/m2°C)"

Rcar1 = (1/hcar)/2 "Metade da resistência térmica da câmara de ar - (m2°C/W)"
Rcar2 = (1/hcar)/2 "Metade da resistência térmica da câmara de ar - (m2°C/W)"
Rv = (lv/kv) "Resistência térmica do vidro - (m2°C/W)"
Rch = (lch/kch) "Resistência térmica da chapa metálica - (m2°C/W)"
epsilon_ol_ceu = 0.711+0.56*( Tbu/100)+0.73*(Tbu/100)^2 "Emissividade do céu - [ ]"

Tbu = 19.5 "Temperatura de bulbo umido - (°C)"
```

"Variáveis teóricas - Propriedades dos materiais e constantes"

```
kv = 1.1 "Condutividade térmica do Vidro - (W/m°C)"
kch = 230 "Condutividade térmica do chapa metálica - Alumínio - (W/m°C)"
alpha_oc_v = 0.09 "Absortância à radiação solar do vidro - [ ]"
tau_oc_v = 0.83 "Transmitância à radiação solar do vidro - [ ]"
rho_oc_v = 0.08 "Refletância à radiação solar do vidro - [ ]"
alpha_ol_v = 0.95 "Absortância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
tau_ol_v = 0 "Transmitância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
rho_ol_v = 0.05 "Refletância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
epsilon_ol_v = 0.9 "Emissividade do vidro - [ ]"
epsilon_ol_flux = 0.86 "Emissividade do fluxímetro - [ ]"
alpha_oc_flux = 0.95 "Absortância à radiação de onda curta do fluxímetro - [ ]"
sigma = 5.67E-8 "Constante de Stefan-Boltzmann - (W/m2k4)"
```

"RESULTADOS - Incognitas"

```
"Tsv = temperatura na superfície do vidro - (°C)"
"Tpvl = temperatura na face inferior do vidro - (°C)"
"Tcar = temperatura na câmara de ar - (°C)"
"Tsflux = temperatura na superfície do fluxímetro - (°C)"
"Tpflux = temperatura na face inferior do fluxímetro - (°C)"
"Tscl = temperatura na superfície da chapa - (°C)"
"Tpchl = temperatura na face inferior da capa - (°C)"

"q1 = densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do vidro - (W/m2)"
"q1a = densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a superfície do vidro e o céu - (W/m2)"
"q1b = densidade de fluxo de calor absorvida pelo vidro devido a incidência da radiação solar - (W/m2)"
"q2 = densidade de fluxo de calor total na superfície do vidro - (W/m2)"
"q3 = densidade de fluxo de calor por condução através do vidro - (W/m2)"
"q4 = densidade de fluxo de calor total na face posterior do vidro - (W/m2)"
"q5 = densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior do vidro - (W/m2)"
"q5a = Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro - (W/m2)"
"q6 = densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do fluxímetro - (W/m2)"
```

```
"q6a = Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a
face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro - (W/m2)"
"q6b = densidade de fluxo de calor absorvido pelo fluxímetro devido a radiação solar
diretamente transmitida através do vidro - (W/m2)"
"q7 = densidade de fluxo de calor total na superfície no fluxímetro - (W/m2)"
"q8 = densidade de fluxo de calor por condução no fluxímetro - (W/m2)"
"q9 = densidade de fluxo de calor por condução na chapa - (W/m2)"
"q10 = densidade de fluxo de calor por convecção na face inferior da chapa - (W/m2)"

"FS = Fator Solar"
```

"CÁLCULO"

```
"Balanço de calor no vidro"

q1= hext *(Tar_ext -Tsv)

q1a = ((sigma * ((Tceu+273)^4 - (Tsv+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_ceu) - 1))

q1b = (Qrad*alpha_oc_v)

q2 = q1 + q1a + q1b

q3 = q2

q3 = (Tsv - Tpv)/Rv

q3 = q4

q4 = q5 + q5a

q5 = (Tpv - Tcar)/Rcar1

q5a = ((sigma * ((Tpv+273)^4 - (Tsflux+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_flux) - 1))

"Temperatura na câmara de ar"

Tcar = (Tpv +Tsflux)/2

"Balanço no fluxímetro-chapa"

q6 = (Tcar - Tsflux)/Rcar2

q6a = ((sigma * ((Tpv+273)^4 - (Tsflux+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_flux) - 1))

q6b = Qrad*tau_oc_v*alpha_oc_flux

q7 = q6 + q6a + q6b

q7 = q8

q8 = (Tsflux - Tpflux)/Rflux

q8 = q9

Tpflux = Tsch

q9 = (Tsch - Tpch)/Rch

q9 = q10

q10 = hfor*(Tpch - Tar_ext)

"Fator Solar calculado"

FS=q8/Qrad
```

### Código de construção do segundo caso (circulação de água):

"MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RADIÔMETRO - CASO vidro claro 3mm, sob ângulo de incidência normal, resfriamento com circulação de água"

"LISTA DE VARIÁVEIS DE ENTRADA"

"Variáveis medidas"

grad = 1000	"Radiação global - (W/m2)"
Tar_ext = 32.8	"Temperatura do ar externo - (°C)"
lv = 0.003	"Espessura do vidro - (m)"
lch = 0.002	"Espessura da chapa metálica - (m)"
lcar = 0.083	"Espessura da câmara de ar - (m)"

```
Rflux =0.002 "Resistência térmica do fluxímetro - ( Wm2/°C)"
Vvento = 6.7 "Velocidade do vento - (m/s)"
Tagua= 24.9 "Temperatura da água - (°C)"
lpl = 0.0025 "Espessura da palca de circulação de água - (m)"
Ur = 55 "Umidade relativa - (%)"
```

## "Variáveis calculadas e estimadas"

```
Tm_car = Tar_ext "Temperatura média na câmara de ar - (°C)"
Tceu = Tar_ext "Temperatura do céu - (°C)"

Rpl = (lpl/kpl) "Resistência térmica da placa de circulação de água - (m2°C/W)"
hext = 13 "Coeficiente de convecção externa - (W/m2°C)"
hcar = (21.8*(1+0.00274*(Tm_car+273)))/(1000*lcar)
"Coeficiente de convecção na câmara de ar - (W/m2°C)"

Rcar1 = (1/hcar)/2 "Metade da resistência térmica da câmara de ar - (m2°C/W)"
Rcar2 = (1/hcar)/2 "Metade da resistência térmica da câmara de ar - (m2°C/W)"
Rv = (lv/kv) "Resistência térmica do vidro - (m2°C/W)"
Rch = (lch/kch) "Resistência térmica da chapa metálica - (m2°C/W)"
epsilon_ol_ceu = 0.711+0.56*(Tbu/100)+0.73*(Tbu/100)^2
"Emisividade do céu - [ ]"

Tbu = 25.2 "Temperatura de bulbo umido - (°C)"
hagua = 126.9 "Coeficiente de troca na interface água e placa de circulação -
(W/m2°C)"
```

## "Variáveis teóricas - Propriedades dos materiais e constantes"

```
kv = 1.1 "Condutividade térmica do Vidro - (W/m°C)"
kch = 230 "Condutividade térmica do chapa metálica - Alumínio - (W/m°C)"
kpl = 55 "Condutividade térmica da placa de circulação - ferro - (W/m°C)"
alpha_oc_v = 0.09 "Absortância à radiação solar do vidro - [ ]"
tau_oc_v = 0.83 "Transmitância à radiação solar do vidro - [ ]"
rho_oc_v = 0.08 "Refletância à radiação solar do vidro - [ ]"
alpha_ol_v = 0.95 "Absortância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
tau_ol_v = 0 "Transmitância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
rho_ol_v = 0.05 "Refletância à radiação de onda longa do vidro - [ ]"
epsilon_ol_v = 0.9 "Emisividade do vidro - [ ]"
epsilon_ol_flux = 0.86 "Emisividade do fluxímetro - [ ]"
alpha_oc_flux = 0.95 "Absortância à radiação de onda curta do fluxímetro - [ ]"
sigma = 5.67E-8 "Constante de Stefan-Boltzmann - (W/m2k4)"
```

## "RESULTADOS - Incognitas"

```
"Tsv = temperatura na superfície do vidro - (°C)"
"TpV = temperatura na face inferior do vidro - (°C)"
"Tcar = temperatura na câmara de ar - (°C)"
"Tsflux= temperatura na superfície do fluxímetro - (°C)"
"Tpflux= temperatura na face inferior do fluxímetro - (°C)"
"TsCh = temperatura na superfície da chapa - (°C)"
"Tpch = temperatura na face inferior da capa - (°C)"

"q1 = densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do vidro - (W/m2)"
"q1a = densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a
superfície do vidro e o céu - (W/m2)"
"q1b = densidade de fluxo de calor absorvida pelo vidro devido a incidência da radiação
solar - (W/m2)"
"q2 = densidade de fluxo de calor total na superfície do vidro - (W/m2)"
"q3 = densidade de fluxo de calor por condução através do vidro - (W/m2)"
"q4 = densidade de fluxo de calor total na face posterior do vidro - (W/m2)"
"q5 = densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior do vidro - (W/m2)"
"q5a = Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a
face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro - (W/m2)"
"q6 = densidade de fluxo de calor por convecção na superfície do fluxímetro - (W/m2)"
"q6a = Densidade de fluxo de calor por troca líquida de radiação em onda longa entre a
face posterior do vidro e a superfície do fluxímetro - (W/m2)"
"q6b = densidade de fluxo de calor absorvido pelo fluxímetro devido a radiação solar
diretamente transmitida através do vidro - (W/m2)"
"q7 = densidade de fluxo de calor total na superfície no fluxímetro - (W/m2)"
"q8 = densidade de fluxo de calor por condução no fluxímetro - (W/m2)"
"q9 = densidade de fluxo de calor por condução na chapa - (W/m2)"
"q11 = densidade de fluxo de calor por condução na placa - (W/m2)"
"q12 = densidade de fluxo de calor por convecção na face posterior da placa - (W/m2)"

"FS = Fator Solar"
```

## "CÁLCULO"

## "Balanço de calor no vidro"

```
q1= hext *(Tar_ext -Tsv)

q1a = ((sigma * ((Tceu+273)^4 - (Tsv+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_ceu) - 1))
```

```
q1b = (Qrad*alpha_oc_v)
q2 = q1 + q1a + q1b
q3 = q2
q3 = (Tsv - Tpv)/Rv
q3 = q4
q4 = q5 + q5a
q5 = (Tpv - Tcar)/Rcar1
q5a = ((sigma * ((Tpv+273)^4 - (Tsflux+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_flux) - 1))
"Temperatura na câmara de ar"
Tcar = (Tpv +Tsflux)/2
"Balanço no fluxímetro-placa"
q6 = (Tcar - Tsflux)/Rcar2
q6a = ((sigma * ((Tpv+273)^4 - (Tsflux+273)^4))/((1/epsilon_ol_v) +
(1/epsilon_ol_flux) - 1))
q6b = Qrad*tau_oc_v*alpha_oc_flux
q7 = q6 + q6a + q6b
q7 = q8
q8 = (Tsflux - Tpflux)/Rflux
q8 = q9
Tpflux = Tsch
q9 = (Tsch - Tpch)/Rch
q9 = q11
Tpch = Tspl
q11 = (Tspl - Tppl)/Rpl
q11 = q12
q12 = hagua*(Tppl - Tagua)
"Fator Solar calculado"
FS=q8/qrad
```

---

---