

BR 8816 864

NUCLEBRÁS

Empresas Nucleares Brasileiras SA



CENTRO DE DESENVOLVIMENTO DA TECNOLOGIA NUCLEAR

CAIXA POSTAL, 1941 - 30.000 - BELO HORIZONTE - BRASIL

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE AQUE-
CIMENTO PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL, UTILI-
ZANDO COLETORES SOLARES PLANOS COM COBER-
TURAS TRANSPARENTES SIMPLES E DUPLA

Alexandros Anastas Maraslis

NUCLEBRÁS/CDTN 587

EMPRESAS NUCLEARES BRASILEIRAS S.A. - NUCLEBRÁS
CENTRO DE DESENVOLVIMENTO DA TECNOLOGIA NUCLEAR
DEPARTAMENTO DE TECNOLOGIA DE REATORES

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE AQUE-
CIMENTO PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL, UTILI-
ZANDO COLETORES SOLARES PLANOS COM COBER-
TURAS TRANSPARENTES SIMPLES E DUPLA

Alexandros Anastas Maraslis

NUCLEBRÁS/CDTN 587

Belo Horizonte

1987

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA TÉRMICA**

**MODELAGEM E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE
AQUECIMENTO PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL,
UTILIZANDO COLETORES SOLARES PLANOS COM
COBERTURAS TRANSPARENTES SIMPLES E DUPLA**

**Autor: Alexandros Anastas Maraslis
Orientador: Elizabeth Marques Duarte Pereira**

Dissertação apresentada ao Curso de Engenharia Térmica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre.

**Belo Horizonte
1987**

Este trabalho foi realizado nas instalações do Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear e constitui tarefa do Departamento de Tecnologia Mineral - Divisão de Processos.

"Sem a convicção de uma harmonia íntima do Universo, não poderia haver ciência. Esta convicção é, e continuará a ser, a base de toda a criação científica. Em toda a extensão de nossos esforços, nas lutas dramáticas entre as velhas e as novas concepções, entrevemos a ânsia eterna de compreensão, a intuição inabalável da harmonia universal, que se robustece na própria multiplicidade dos obstáculos que se oferecem ao nosso entendimento". (Albert Einstein)

Aos mestres,
que ao longo de minha vida
me deram apoio, incentivo,
amor, dedicação e ensinamen-
tos.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos:

- a todos que direta ou indiretamente, auxiliaram na elaboração deste trabalho, especialmente:

- às Empresas Nucleares Brasileiras S/A-NUCLEBRÁS, pela permissão na realização desse trabalho dentro dos programas do CDTN, em especial:

- às chefias Ricardo Brant Pinheiro, Ivan Padrão Paiva e a Solange Vaz Coelho pelo apoio e colaboração;

- à Firma COSMOS ENGENHARIA LTDA., pelo empréstimo do coletor solar plano de testes, em especial à José Manuel Inácio pelo apoio e interesse;

- à COMPANHIA DE PESQUISA RECURSOS MINERAIS - CPRM pelo empréstimo do Anemômetro de Meteorologia;

- à Firma ENALTER pela contribuição na análise econômica através do fornecimento dos orçamentos dos sistemas solares projetados;

- ao Laboratório de Engenharia Química COPPE/UFRJ, pelas medidas experimentais da absortividade e emissividade da chapa absorvedora do coletor solar de testes.

- Às professoras Elizabeth Marques Duarte Pereira e Maria Laura de Azevedo Passos pela orientação, dedicação e interesse na realização deste trabalho.

- Ao Engenheiro Francisco Roberto Arruda e ao técnico Francisco Dias pela montagem do circuito de testes;

- à Dovenir Francisco pela ajuda na tomada das medidas experimentais;

- ao Técnico em Instrumentação Rogério Mathias da Silva pela montagem e especial dedicação à Instrumentação do circuito;

- à Técnica em Instrumentação e Controle Diva Godoi de Oliveira, pelo especial apoio às medidas experimentais;

- aos demais colegas da Divisão de Sistemas e Componentes (DISCO), aos Engenheiros Antonio Carlos Lopes da Costa, Carlos Vicente G. de Azevedo, Elcio Tadeu Palmieri, Fernando de A. Esteves, Fernando de P. Cortezzi, Roberto Antonio da Silva, Santiago Edgar M. Flores e Valdir Mendonça de Lima, aos Desenhistas Sérgio Celeghini Albino e José dos Anjos Rodrigues, à Secretária Vânia Maria Barbosa e a todos os Estagiários da Divisão, em especial Denise Meireles.

- Aos Engenheiros Maurício Mendes Campos pela orientação na análise dos resultados e Heitor A. Mascarenhas pela orientação na análise econômica.

- Ao Analista de Sistema Getulio de A.R. Junior pelo apoio na análise dos resultados e plotagem dos gráficos.

- Ao Desenhista George Eduardo de Castro pelos desenhos elaborados.

- À Secretária Márcia Maria C. de Castro, pela dactilografia.

SUMÁRIO

	<u>Pág.</u>
RESUMO	1
ABSTRACTS	2
1. INTRODUÇÃO	3
2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
3.1 Balanço Térmico em um Coletor Solar Plano com 1 Vidro	8
3.1.1 Balanço térmico no vidro	8
3.1.2 Balanço térmico na chapa	12
3.1.3 Balanço térmico para o sistema chapa-vidro	13
3.1.4. Balanços de Energia - Considerações sobre os modos de transferência de calor para os diversos elementos constituintes do coletor	14
3.1.4.1 Condução: espaçamento chapa-tubo	14
3.1.4.2 Convecção	17
3.1.4.3 Radiação	23
3.1.4.4 Coeficiente global de perda de calor (U_L)	30
3.2 Balanço Térmico em um Coletor Solar Plano com 2 Vidros	31
3.3 Rendimento Térmico de um Coletor	34
3.3.1 Rendimento pelo método direto	34
3.3.2 Rendimento de coletores pelos fatores de eficiência e de remoção de calor	35
3.4 Análise Econômica	36
3.4.1 Método do valor atual	36
3.4.2 O conceito de valor atual	38
3.4.3 Custo unitário do fornecimento de energia solar	39
4. METODOLOGIA	41
4.1 O Sistema Solar Completo em Escala de Laboratório	41
4.1.1 O coletor solar plano	41

	<u>Pág.</u>	
4.1.2	O tanque de armazenamento	43
4.1.3	O trocador de calor	43
4.1.4	Bomba-diafragma	46
4.1.5	As tubulações e os acessórios	47
4.2	Montagem e Funcionamento do Circuito de Testes	52
4.2.1	O circuito fechado	52
4.2.2	Condições de funcionamento do coletor e considerações feitas nos cálculos	53
4.3	Instrumentação	55
4.3.1	Medidas das vazões	55
4.3.2	Medidas das temperaturas	55
4.3.3	Medida da radiação solar incidente	58
4.3.4	Medida da velocidade do vento	58
4.3.5	Medida das propriedades radiantes da superfície da chapa absorvedora	59
4.4	Procedimento de Teste do Circuito	60
5.	MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA SOLAR	62
5.1	Dimensionamento do Sistema de Coletores Através da Simulação do Funcionamento em Regime Permanente	62
5.1.1	Coletores com uma cobertura de vidro (código PROSOL 1)	62
5.1.2	Coletores com duas coberturas de vidro (código PROSOL 2)	64
5.2	Simulação do Funcionamento do Coletor de Teste em Regime Pseudo-permanente para o Confronto Teórico experimental (Código FUSOL)	65
5.3	Cálculo Econômico do Sistema de Coletores Projetado e Estudo Comparativo dos Custos SolarxElétrico (Código SECOST)	66
6.	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	68
6.1	Apresentação dos Resultados Obtidos Experimentalmente	68

	<u>Pág.</u>	
6.1.1	Fase A	68
6.1.2	Fase B	79
6.2	Análise dos Resultados Obtidos Experimentalmente	79
6.2.1	Balanco de energia	79
6.2.2	Desvio entre valores teóricos e experimentais das condições operacionais	86
6.3	Configuração do Sistema para a Região de Belo Horizonte	87
6.3.1	Configuração do sistema para coletores de 1 vidro	87
6.3.1.1	Comentários dos resultados obtidos para a configuração do sistema para coletores de 1 vidro	88
6.3.2	Configuração do sistema para coletores de 2 vidros	89
6.3.2.1	Comentários dos resultados obtidos para a configuração do sistema para coletores de 2 vidros	91
6.4	Análise Econômica dos Sistemas Alternativos Propostos	91
6.4.1	Levantamento de custos para a configuração do sistema para coletores de 1 vidro	92
6.4.2	Levantamento de custos para a configuração do sistema para coletores de vidro duplo	96
6.4.3	Comentários dos resultados obtidos na análise econômica comparativa entre o sistema elétrico e solar	97
6.4.4	Comentários preliminares da extrapolação do modelo para Itataia	97
7.	CONCLUSÃO	99
8.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES	102
NOMENCLATURA		126
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		130

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>	
FIGURA 3.1	CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE PARA COLETOR COM 1 VIDRO	10
FIGURA 3.2	CONFIGURAÇÃO ESQUEMÁTICA DA TRANSFERÊNCIA DO CALOR INCIDENTE NO INTERIOR DO COLETOR COM 1 VIDRO	11
FIGURA 3.3	DETALHE CONSTRUTIVO DO MÓDULO CHAPA-TUBO, EVIDENCIANDO O ESPAÇAMENTO OCORRIDO	15
FIGURA 3.4	CIRCUITO TÉRMICO PARA RADIAÇÃO INFRAVERMELHO OCORRIDA EM UM COLETOR PLANO COM 1 VIDRO	24
FIGURA 3.5	CONFIGURAÇÃO ESQUEMÁTICA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR INCIDENTE NO INTERIOR DO COLETOR COM 2 VIDROS	32
FIGURA 3.6	CURVA DO RELACIONAMENTO ENTRE TRANSMITÂNCIA E ÂNGULO DE INCIDÊNCIA DA RADIAÇÃO PARA 1, 2 E 3 COBERTURAS DE VIDRO [12]	37
FIGURA 4.1	COLETOR SOLAR PLANO DO CIRCUITO DE TESTES	42
FIGURA 4.2	O TANQUE DE ARMAZENAMENTO	44
FIGURA 4.3	TROCADOR DE CALOR DO CIRCUITO	45
FIGURA 4.4	FLUXOGRAMA DO CIRCUITO DE TESTES	48
FIGURA 4.5a	DETALHES CONSTRUTIVOS E ARRANJO FÍSICO DA INSTALAÇÃO DE TESTES	49
FIGURA 4.5b	DETALHES CONSTRUTIVOS E ARRANJO FÍSICO DA INSTALAÇÃO DE TESTES	50
FIGURA 4.5c	DETALHES CONSTRUTIVOS E ARRANJO FÍSICO DA INSTALAÇÃO DE TESTES	51
FIGURA 6.1	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 28/05/85	69

FIGURA 6.2	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DE ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 28/05/85 - FASE A	70
FIGURA 6.3	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 29/05/85	71
FIGURA 6.4	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 29/05/85 - FASE A	72
FIGURA 6.5	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 30/05/85	73
FIGURA 6.6	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 30/05/85 - FASE A	74
FIGURA 6.7	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 11/06/85	75
FIGURA 6.8	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 11/06/85 - FASE A	76
FIGURA 6.9	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 14/06/85	77
FIGURA 6.10	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 14/06/85 - FASE A	78

FIGURA 6.11	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 12/06/85	80
FIGURA 6.12	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 12/06/85 - FASE B	81
FIGURA 6.13	RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE NO PLANO DO COLETOR EM FUNÇÃO DA HORA DO DIA. TESTE DO DIA 13/06/85	82
FIGURA 6.14	CONDIÇÕES OPERACIONAIS (TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DA ÁGUA) PARA O COLETOR PLANO AO LONGO DO DIA. TESTE DO DIA 13/06/85 - FASE B	83

LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>	
TABELA 3.1	FATORES DE FORMA	28
TABELA 4.1	Nº DO CANAL COM SEU RESPECTIVO PONTO DE INSTALAÇÃO NAS MEDIDAS DE TEMPERATURA	56
TABELA 6.1	VOLUME DE ÁGUA DO CIRCUITO DE TESTES (CIRCUITO PRIMÁRIO)	84
TABELA 6.2	BALANÇO DE ENERGIA MÉDIA DIÁRIA DURANTE OS TESTES	85
TABELA 6.3	CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA SOLAR, PARA COLETORES DE 1 VIDRO, COM 2 M ² DE ÁREA FRONTAL DE COLETA, PROJETADO PARA AS CONDIÇÕES DA REGIÃO DE BELO HORIZONTE, COM O SISTEMA ABSORVENDO UMA MÉDIA DIÁRIA DE 1.144 kWh	88
TABELA 6.4	CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA SOLAR, PARA COLETORES DE 2 VIDROS, COM 2 M ² DE ÁREA FRONTAL DE COLETA, PROJETADO PARA AS CONDIÇÕES DE BELO HORIZONTE, COM O SISTEMA ABSORVENDO UMA MÉDIA DIÁRIA DE 1.144 kWh	90
TABELA 6.5	INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA SOLAR NA CONFIGURAÇÃO DE COLETORES DE 1 VIDRO (DATA REFERÊNCIA: DEZ/86)	93
TABELA 6.6	CUSTO MENSAL DA ENERGIA ELÉTRICA COMPLEMENTAR PARA O SISTEMA SOLAR (DATA REFERÊNCIA: DEZ/86)	94
TABELA 6.7	INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA ELÉTRICO NO CASO DE SUPRIMENTO ENERGÉTICO INTEGRAL ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA (DATA DE REFERÊNCIA: DEZ/86)	95

TABELA 6.8	CUSTO MENSAL DA ENERGIA ELÉTRICA NO CASO DE SUPRIMENTO ENERGÉTICO INTEGRAL ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA (DATA DE REFERÊNCIA: DEZ/86)	95
TABELA 6.9	INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA SOLAR NA CONFIGURAÇÃO DE COLETORES DE VIDRO DUPLO (DATA REFERÊNCIA: DEZ/86)	96

LISTA DE ANEXOS

	<u>Pág.</u>
ANEXO A DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR DO CIRCUITO DE TESTES E RESULTADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE	104
ANEXO B CONDIÇÕES DE PROJETO DO COLETOR SOLAR PLANO DO CIRCUITO DE TESTES E DADOS DE ENTRADA UTILIZADOS NO CÁLCULO DE SEU FUNCIONAMENTO PARA A REGIÃO DE BELO HORIZONTE	111
ANEXO C AFERIÇÃO DOS TERMOPARES	113
ANEXO D FLUXOGRAMA DOS CÓDIGOS UTILIZADOS NESTE TRABALHO	115
ANEXO E CUSTO UNITÁRIO DOS EQUIPAMENTOS E CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA MENSAL, COM FONTES E DATAS DE REFERÊNCIA	122
ANEXO F INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DE PROJETO NO RENDIMENTO E DIMENSIONAMENTO DE COLETORES DE 1 VIDRO	124

RESUMO

Elaborou-se neste trabalho uma metodologia de cálculo, com a finalidade de dimensionar um arranjo de coletores solares, que atenda a demanda de energia do sistema de troca de calor em uma das etapas do processo de recuperação de urânio do minério fósforo-uranífero de Itataia, Ceará. Isto foi obtido através dos códigos PROSOL 1 e PROSOL 2, desenvolvidos no CDTN, os quais visam determinar a área total necessária ao arranjo de coletores - com 1 e 2 vidros, respectivamente - a partir das condições de projeto do sistema e dados meteorológicos da região. Estes programas otimizam a disposição série/paralelo do arranjo dos coletores, calculam a vazão de água em cada unidade e a eficiência média do conjunto.

Estes programas foram elaborados a partir do desenvolvimento e comprovação do modelo matemático, código FUSOL, que simulou o funcionamento de um coletor solar plano de 1 vidro, em regime pseudo-permanente para pequenos intervalos de tempo. Constatou-se uma precisão de 96,5% neste modelo teórico, através da comparação com os resultados obtidos nos testes de um sistema de troca de calor - como o de Itataia, mas em escala piloto - construído no CDTN para esta finalidade.

Finalmente, verificou-se a viabilidade técnica e econômica tanto para o arranjo de coletores de vidro simples como para o de vidro duplo, sendo que o último se mostrou mais vantajoso por apresentar uma área total de coleta 30% menor.

ABSTRACTS

The main goal of this work is to develop a calculational methodology to dimension a flat-plate solar-collector arrangement, which fulfils the energy requirement of a heat transfer system in one of the steps of the uranium recuperation process, from the uranium phosphorus ore at Itataia. This has been achieved by means of the PROSOL 1 and PROSOL 2 codes developed at CDTN in order to calculate the total area required for collector arrangement - with simple and double cover glass, respectively - taking into account the system's design and the meteorological conditions of the region. They allow to optimize the series/parallel arrangements of the collectors in the whole complex and to determine the water flow in each unity and the average efficiency of the collectors arrangement.

These programs were elaborated from the generalization of a first developed and verified mathematical model - the FUSOL Code - which simulates the working condition in pseudo-permanent regime and in short time steps, of one simple glass solar-collector. An accuracy of 96.5% has been obtained in this theoretical model, when compared to experimental values from a heat transfer system - like the one at Itataia but in lab scale - assembled for this purpose at CDTN.

Finally, it was verified the technical and economical feasibility for both collector arrangements', with single and double cover glass. It was concluded that the last one is more advantageous, allowing a reduction of 30% in the total collector area.

1. INTRODUÇÃO

O problema do suprimento de energia, em processos e operações tem evoluído, nos últimos anos, para a "qualidade" da energia. Acredita-se hoje que, para cada utilização existe um suprimento energético mais adequado. Neste cenário a energia solar apresenta-se como uma boa opção para processos a temperaturas moderadas, embora seu caráter intermitente seja quase sempre um fator limitante em sua utilização.

Como para aplicações industriais e semi-industriais é necessário garantir o suprimento energético a ser empregado, a energia solar poderá atuar, como elemento alternativo com o objetivo principal de reduzir o consumo de energia convencional.

A Divisão de Processos do Departamento de Tecnologia Mineral da NUCLEBRÁS desenvolveu um processo para recuperação de urânio do minério fósforo uranífero de Itataia, estado de Ceará. Uma das etapas deste processo consta da instalação de uma unidade de extração líquido-líquido, onde os fluxos, aquosos e orgânicos, deverão ser aquecidos a 45°C.

Assim, considerando a implantação de uma usina semi-industrial, para complementar os dados necessários à futura implantação do complexo industrial, contemplou-se a utilização de energia solar para atender a unidade de extração líquido-líquido.

Esta unidade envolverá o aquecimento de uma solução de 2m³/h de querosene, 0,4m³/h de solução de carbonato de amônia e 0,3m³/h de solução de ácido sulfúrico a 20% [16].

A partir de cálculos termodinâmicos foi verificada a necessidade de fornecimento de 44 kW. Considerando a não definição do sistema de troca de calor a ser utilizado na unidade, bem como a flexibilidade da mesma nos valores dos fluxos, foi tomado um coeficiente de segurança igual a dois e o dimensionamento tomou como base um suprimento energético de 88 kW. Foi levado ainda em consideração que o fluido a ser aquecido não deverá atingir uma temperatura superior a 90°C, limite este definido pelo ponto de fulgor da solução líquida a ser aquecida [17].

São objetivos deste estudo a simulação, seleção e dimensionamento de um sistema de aquecimento solar, combinado com suprimento elétrico, para o período noturno e dias chuvosos ou com baixo nível de insolação, aplicável à unidade de extração líquido-líquido, para recuperação do urânio contido na solução fósforo-uranífera.

Assim, após o levantamento dos coletores solares existentes no mercado nacional e seleção do modelo mais apropriado para as condições exigidas pelo processo, foi feita o equacionamento do coletor em função de parâmetros climáticos locais (radiação incidente, temperatura ambiente, velocidade do vento, etc.), simulando as condições de funcionamento através de processamento de dados, em regime permanente e regime pseudo-permanente para pequenos intervalos de tempo. O regime é denominado pseudo-permanente porque, embora as temperaturas de entrada e saída da água e a taxa de energia incidente no coletor não sejam constantes, quando tomadas em pequenos intervalos de tempo (quinze minutos ou menos), esta variações

são consideradas pequenas. Neste caso, toma-se a média aritmética dos parâmetros citados como dados de entrada do programa.

Este procedimento permitiu a comprovação do modelo teórico com os dados experimentais obtidos para Belo Horizonte. Este confronto teórico-experimental permitirá que, em trabalhos posteriores, sejam feitos ajustes neste modelo para as condições de Itaitia, no Estado do Ceará.

É fundamental o estudo econômico comparativo do sistema solar com o de outras fontes convencionais de energia, notadamente a energia elétrica. Foi desenvolvido também neste trabalho um estudo teórico do funcionamento de um coletor plano com dois vidros, elaborando um modelo matemático através do balanço energético.

Dentro do exposto, torna-se essencial uma análise dos parâmetros que irão influenciar decisivamente na energia solar utilizável, assim como em seu armazenamento.

2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- 1) Selecionar um coletor solar plano, disponível no mercado brasileiro, que atenda as condições exigidas no processo.
- 2) Elaborar um modelo matemático para o coletor plano selecionado, em linguagem FORTRAN.
- 3) Simular o funcionamento do coletor solar para as condições de projeto.
- 4) Projetar e construir um sistema solar em escala piloto.
- 5) Determinar as características operacionais e as curvas experimentais de eficiência térmica do coletor solar.
- 6) Verificar a adequação do modelo teórico frente aos dados experimentais levantados.
- 7) Elaborar a metodologia de cálculo, visando a determinação da área total de coletores solares necessária para o projeto do sistema, em Belo Horízonte.

- 8) Verificar a viabilidade econômica do sistema solar comparado a fontes convencionais de energia, notadamente a energia elétrica, pelo método do valor atual.

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 Balanço Térmico em um Coletor Solar Plano com 1 Vidro

Para fazer um balanço térmico em um coletor plano, deve-se considerar as perdas por convecção e por radiação através da superfície do vidro, as perdas radiantes devido a emissão da superfície absorvedora e as perdas através do isolamento térmico.

Será feito inicialmente um balanço térmico no vidro, depois na chapa absorvedora, para finalmente completar-se o balanço térmico global. Entretanto, para facilidades na exposição do tema, será apresentado o circuito térmico equivalente (Figura 3.1).

3.1.1 Balanço térmico no vidro

A taxa de calor incidente na superfície do vidro do coletor será parte absorvida, parte transmitida e parte refletida. Portanto:

$$Q_i = Q_{AV} + Q_{TV} + Q_{REFV} = (\alpha_v + \tau_v + \rho_v)Q_i \quad (3.1)$$

A fração do calor incidente que é transmitida pelo vidro (Q_{TV}) atinge a superfície da chapa absorvedora. Uma

fração deste calor é absorvida ($\alpha_s \tau_v Q_i$) sendo o restante ($\rho_s \tau_v Q_i$) refletido pela superfície da chapa, que retorna ao vidro para sofrer nova reflexão, transmissão e absorção e assim sucessivamente, conforme pode ser visto na Figura 3.2.

A taxa de calor resultante da 2ª reflexão da chapa pode ser considerada desprezível, em relação ao valor encontrado na 1ª reflexão e conseqüentemente, todas as demais parcelas subsequentes.

Assim sendo, a taxa de calor proveniente da 1ª reflexão interna do vidro será considerada totalmente absorvida pela chapa nos balanços de energia. Portanto, a taxa de calor que atinge o vidro devido à reflexão da chapa (Q_{REFS}) será:

$$\begin{aligned} Q_{REFS} &= \tau_v Q_i - \alpha_s \tau_v Q_i = \rho_s \tau_v Q_i = \\ &= (1 - \alpha_s) \tau_v Q_i \end{aligned} \quad (3.2)$$

Para o balanço de energia no vidro deve-se considerar a taxa de calor incidente sobre o vidro mais a taxa que retorna a ele por reflexão da chapa:

$$\begin{aligned} Q_i + (1 - \alpha_s) \tau_v Q_i &= \alpha_v [1 + \tau_v (1 - \alpha_s)] Q_i + \\ &+ [\tau_v^2 (1 - \alpha_s) + \rho_v] Q_i + \tau_v [1 + \rho_v (1 - \alpha_s)] Q_i \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde:

$$\alpha_v [1 + \tau_v (1 - \alpha_s)] Q_i = \text{taxa de calor absorvida pelo vidro}$$

$$[\tau_v^2 (1 - \alpha_s) + \rho_v] Q_i = \text{taxa de calor radiante na banda solar perdida para o ambiente devido a reflexão e transmissão do vidro}$$

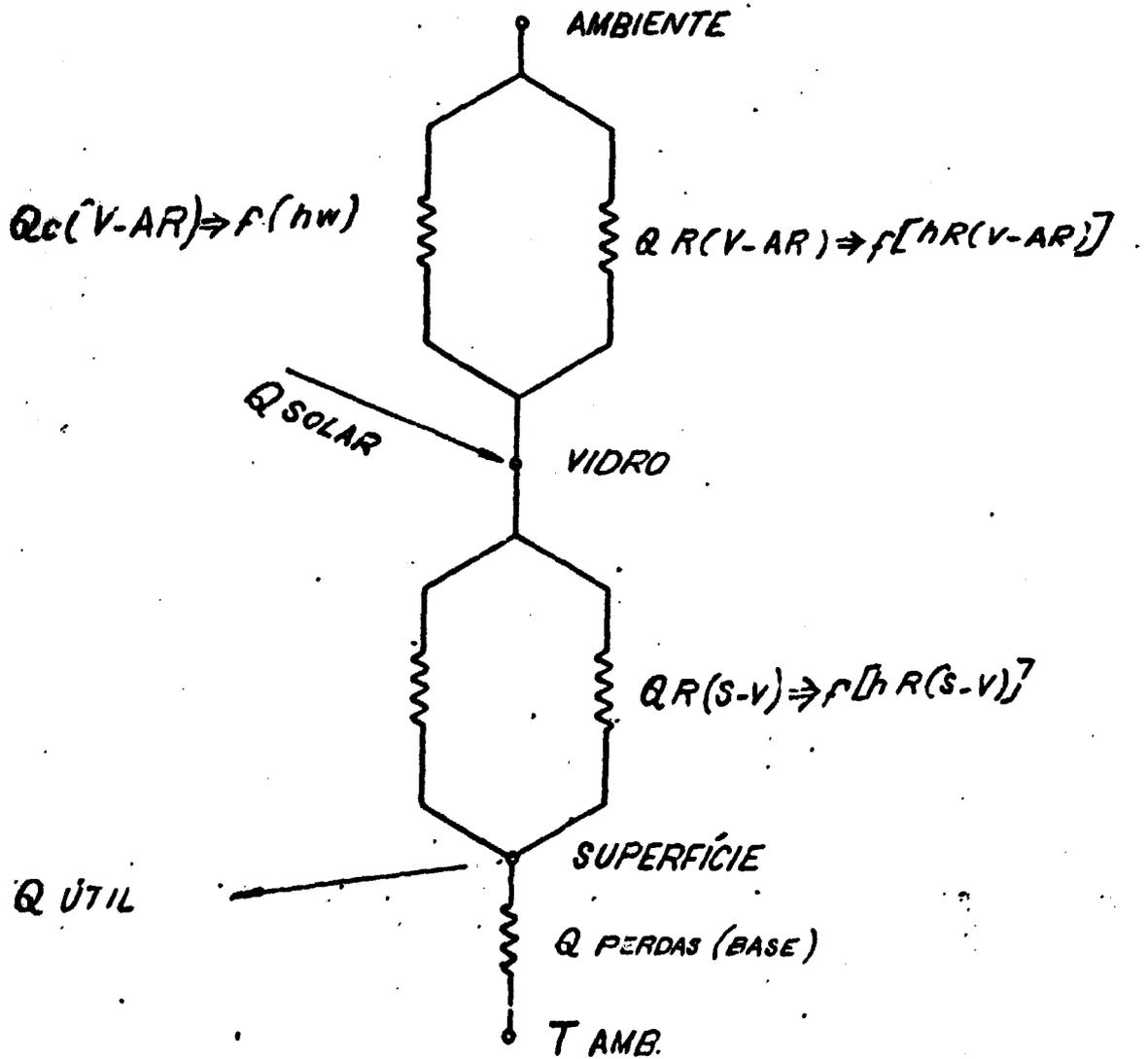


Figura 3.1 - Circuito Térmico Equivalente para Coletor com 1 Vidro

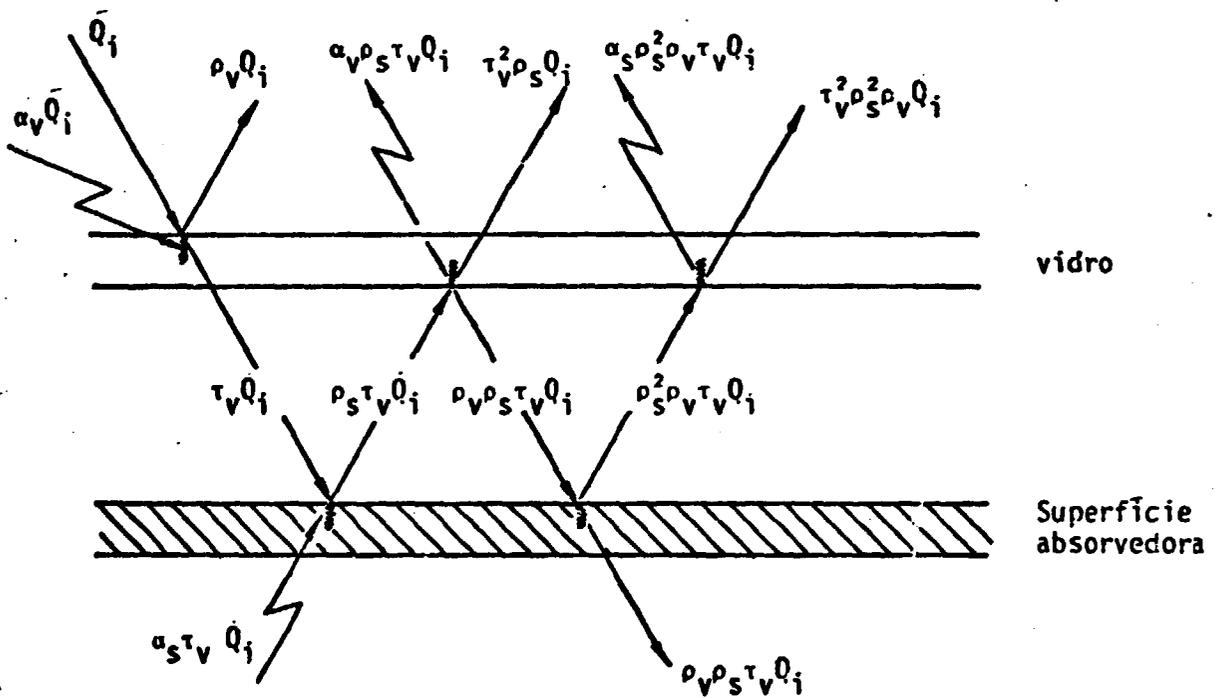


Figura 3.2 - Configuração Esquemática da Transferência do Calor Incidente no Interior do Coletor com 1 Vidro.

$\tau_v[1 + \rho_v(1 - \alpha_s)]\dot{Q}_i$ = taxa de calor radiante que incide sobre a superfície da chapa proveniente parte da transmissão do vidro e parte da energia que retorna devido a 1ª reflexão interna do vidro

A taxa de calor absorvida pelo vidro será dissipada através de radiação e convecção pelo sistema vidro-chapa e vidro-ambiente em regime permanente.

Portanto, tem-se:

$$\begin{aligned} \alpha_v[1 + \tau_v(1 - \alpha_s)]\dot{Q}_i + Q_{R(s-v)} + Q_{C(s-v)} &= \\ &= Q_{R(v-AR)} + Q_{C(v-AR)} \end{aligned} \quad (3.4-a)$$

ou

$$\begin{aligned} \alpha_v[1 + \tau_v(1 - \alpha_s)]\dot{Q}_i &= -Q_{R(s-v)} - Q_{C(s-v)} + \\ &+ Q_{R(v-AR)} + Q_{C(v-AR)} \end{aligned} \quad (3.4)$$

3.1.2 Balanço térmico na chapa

A taxa de calor que incide sobre a superfície da chapa provém parte da transmissão do vidro e parte da energia que retorna devido a 1ª reflexão interna do vidro (equação

3.9) ou seja:

$$\tau_v Q_i + \rho_v (1 - \alpha_s) \tau_v Q_i = \tau_v [\alpha_s + \rho_v (1 - \alpha_s)] Q_i + \rho_s \tau_v Q_i \quad (3.5)$$

onde:

$$\tau_v [\alpha_s + \rho_v (1 - \alpha_s)] Q_i = \text{taxa de calor absorvida pela chapa } (Q_{AS})$$

De acordo com o circuito térmico equivalente (Figura 3.1), e o balanço de energia, em regime permanente, verifica-se que a taxa de calor absorvida pela chapa será dissipada por radiação no espaço chapa-vidro [$Q_{R(s-v)}$], por convecção entre chapa-vidro [$Q_{C(s-v)}$] e chapa-fluido [Q_{H_2O}] e por condução através do isolamento térmico [Q_{isol}].

Portanto, tem-se que:

$$\tau_v [\alpha_s + \rho_v (1 - \alpha_s)] \cdot Q_i = Q_{H_2O} + Q_{R(s-v)} + Q_{C(s-v)} + Q_{isol} \quad (3.6)$$

3.1.3 Balanço térmico para o sistema chapa-vidro

De uma maneira geral, pode-se afirmar que parte da taxa de calor incidente (Q_i) sobre o plano do coletor é absorvida pelo fluido enquanto o restante é dissipado em perdas.

$$Q_i = Q_{H_2O} + Q_{PERDAS} \quad (3.7-a)$$

ou seja:

$$\begin{aligned} [1 - \tau_V^2(1 - \alpha_S) - \rho_V]Q_i - Q_{H_2O} &= \\ &= Q_{R(V-AR)} + Q_{C(V-AR)} + Q_{isol} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Confirmando os balanços anteriores, visto que:

$$(3.4) + (3.6) = (3.7)$$

No cálculo do calor transferido ao fluido (Q_{H_2O}) serão consideradas ainda as resistências à passagem do fluxo de calor como apresentado no item 3.1.4.1.

3.1.4 Balanços de Energia - Considerações sobre os modos de transferência de calor para os diversos elementos constituintes do coletor

3.1.4.1 Condução: espaçamento chapa-tubo

Para uma maior precisão nos cálculos das perdas de calor, deve-se levar em consideração a existência de um pequeno espaçamento entre o tubo e a chapa absorvedora do coletor (Figura 3.3), provocado pela dilatação térmica dos materiais e problemas construtivos. Para efeito de cálculo, o es

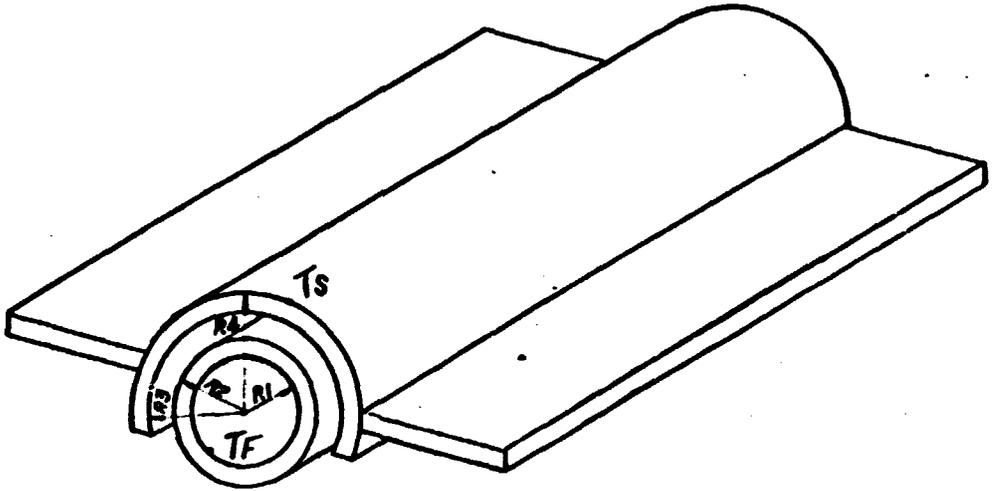


Figura 3.3 - Detalhe Construtivo do Módulo Chapa-Tubo, Evidenciando o Espaçamento Ocorrido

paçamento será considerado homogêneo ao longo do tubo. A cama de ar confinado, nesta região, acrescenta uma resistência à transferência de calor, por condução.

Este é um problema típico de transferência de calor radial através de cilindros concêntricos de condutividades térmicas diferentes [1]. Através de medições no coletor de testes, verificou-se que a tubulação é envolvida em 74,3% de seu perímetro externo pela placa absorvedora, portanto as resistências à passagem do fluxo de calor, serão:

$$R_{\text{Fluido}} = \frac{1}{2\pi R_1 L_T h_{\text{Fluido}}} \quad (3.8-a)$$

(para a superfície interna)

$$R_T = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi K_T L_T} \quad (3.8-b)$$

(para o tubo interno)

$$R_{\text{EAR}} = 0,743 \frac{\ln(R_3/R_2)}{2\pi K_{AR} L_T} \quad (3.8-c)$$

(para o espaçamento entre chapa e tubo)

$$R_S = 0,743 \frac{\ln(R_4/R_3)}{2\pi K_S L_T} \quad (3.8-d)$$

(para a superfície da chapa)

O fluxo radial de calor transferido ao fluido ao longo do comprimento (L_T) do tubo será:

$$Q_{H_2O} = \frac{T_s - T_F}{\Sigma R_n} \quad (3.8)$$

Sendo T_s e T_F , respectivamente, a temperatura média da superfície da chapa e a temperatura média do fluido e ΣR_n o somatório de todas as resistências ao fluxo radial de calor.

3.1.4.2 Convecção

A - Convecção: tubo-fluido

. Coeficiente convectivo do fluido

O valor numérico do coeficiente convectivo de calor geralmente não é uniforme sobre uma superfície e depende inclusive do local onde a temperatura do fluido é medida. É uma função complexa dos parâmetros de escoamento do fluido, das propriedades térmicas do meio e da geometria do sistema.

Assim, em função do sistema, selecionou-se [1 e 16] as seguintes equações para o escoamento por convecção forçada no interior dos tubos.

- Dutos longos, líquidos e gases, escoamento laminar ($Re_D < 2.100$, $Pr > 0,7$)

$$\bar{Nu}_D = 1,86 (Re_D Pr D_H / L)^{0,33} (\nu_b / \nu_s)^{0,14} \quad (3.9-a)$$

- Dutos curtos, líquidos e gases, escoamento laminar ($100 < Re_D Pr D_H/L < 1.500, Pr > 0,7$)

$$\bar{Nu}_D = \frac{Re_D Pr D_H}{4L} \ln \left[\frac{1}{1 - \frac{2,654}{Pr^{0,267} (Re_D Pr D_H/L)^{0,5}}} \right] \quad (3.9-b)$$

- Dutos longos, líquidos e gases em escoamento turbulento ($Re_D > 6.000, Pr > 0,7$)

$$\bar{Nu}_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3.9-c)$$

- Dutos curtos, líquidos e gases em escoamento turbulento ($2 < L/D_H < 20, Pr > 0,7$)

$$\bar{Nu}_D = 0,023 [1 + (D_H/L)^{0,7}] Re_D^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3.9-d)$$

Nestas equações, todas as propriedades físicas são avaliadas à temperatura média do fluido [1 e 16].

B - Convecção: superfície da placa absorvedora e vidro

O coeficiente convectivo entre a superfície da placa absorvedora e o vidro $h_{c(s-v)}$ foi desenvolvido por Hollands, citado por Cooper [6] como uma função do número de Rayleigh (Ra) e a inclinação θ do coletor em relação ao plano horizontal.

$$\begin{aligned}
 Nu_{\delta} &= \frac{h_c(s-v) \cdot \delta}{K_{AL}} = \\
 &= 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right] \cdot \left[1 - \frac{1708 (\sin 1,8 \theta)^{1,6}}{Ra \cos \theta} \right]^* \\
 &+ \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \quad (3.10)
 \end{aligned}$$

para $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$

onde δ é a distância entre a superfície da placa absorvedora e o vidro e $[]^*$ indica que se o valor dentro do parênteses for negativo, considera-se o termo igual a zero.

O número de Rayleigh é um número adimensional e é definido como:

$$Ra = Gr_{\delta} Pr_{AR} \quad (3.10-a)$$

ou

$$Ra = g \beta_{AR} \delta^3 (T_s - T_v) \mu_{AR} c_{PAR} / (v_{AR}^2 K_{AR}) \quad (3.10-b)$$

As propriedades do ar foram consideradas na média aritmética entre a temperatura da superfície da placa absorvedora e a temperatura do vidro.

Para números de Grashof menores que 1×10^4 , a transferência de energia entre a superfície da chapa absorvedora e o vidro é predominantemente por condução (no caso de haver uma proximidade muito grande entre vidro e chapa absorvedora), e o cálculo do coeficiente convectivo para este caso será:

$$h_{c(s-v)} = \frac{k_{AR}}{\delta} \quad (3.10-c)$$

C - Convecção: cobertura de vidro e meio-ambiente

A perda de energia por convecção entre a cobertura de vidro e o meio-ambiente é calculado pela equação:

$$\dot{Q}_{c(v-AR)} = A_V h_W (T_V - T_{AR}) \quad (3.11)$$

O coeficiente de convecção de calor desenvolvido por McAdams e usado com frequência em aplicações de energia solar é [3]:

$$h_W = 5,7 + 3,8v \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (3.11-a)$$

para $0 < v < 5$ m/s, onde v é a velocidade do vento.

Porém, Watnuff et al [5] propuseram uma relação mais apurada:

$$h_W = 2,8 + 3,0v \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (3.11-b)$$

para $0 < v < 7$ m/s. Eles sugerem que a equação desenvolvida por McAdams inclui componentes de radiação, enquanto a equação apresentada por eles, leva em conta somente a convecção. Em nosso trabalho, optamos por esta equação (3.11-b).

D - Convecção/condução: isolamento térmico e meio-ambiente

No cálculo da perda de calor pelo isolamento térmico, deve-se considerar separadamente a perda pela base e pela lateral do coletor, visto que cada um se encontra em condições de temperatura diferentes. Dependendo das proporções entre a área lateral e a área da base, a perda pela lateral pode ser desprezível.

Assim tem-se:

$$Q_{\text{Isol}} = A_b U_b (T_b - T_{\text{AR}}) + A_{\text{LAT}} U_{\text{LAT}} (T_L - T_{\text{AR}}) \quad (3.12)$$

onde T_b e T_L são respectivamente as temperaturas do isolamento da base e da lateral. O valor de T_b foi considerado nos cálculos como o valor médio entre a temperatura média do fluido e a temperatura média da superfície da chapa absorvedora e T_L como o valor médio entre a temperatura média da superfície da chapa absorvedora e a temperatura do vidro.

No cálculo do coeficiente global de perda de calor pelo isolamento (U_b ou U_{LAT}), deve-se levar em conta a perda por condução no isolamento e a perda por convecção entre a chapa externa do isolamento e o ar. A perda radiante pelo isolamento será desprezada em função das baixas temperaturas envolvidas. Assim, no isolamento tem-se duas resistências em série à passagem do calor, uma devido à condução e outra à convecção. Portanto, o coeficiente de perda de calor para ba-

se e pelas laterais pode ser calculado a partir da fórmula geral, apresentada a seguir:

$$U = \left(\frac{h \cdot e_{isol} + K_{isol}}{K_{isol} \cdot h} \right) \quad (3.12-a)$$

onde e_{isol} é a espessura do isolante.

Para o cálculo do coeficiente convectivo na base do coletor (h_b), considerou-se o caso de convecção natural em uma placa de comprimento (L_b) aquecida, com a superfície mais quente que o meio voltada para baixo, na zona laminar ($3 \times 10^5 < Gr_L < 3 \times 10^{10}$) [1]

$$\frac{h_b \cdot L_b}{K_{AR}} = 0,27 (Gr_L Pr_{AR})^{1/4} \quad (3.12-b)$$

A convecção natural para superfícies inclinadas de um ângulo θ em relação a horizontal, baseia-se no número de Grashof efetivo [9]. Para o caso em estudo, este parâmetro adimensional pode ser representado por:

$$Gr_L = g \cos(90 - \theta) \beta_{AR} \frac{(T_b - T_{AR}) L_b^3}{\nu_{AR}^2} \quad (3.12.c)$$

onde β_{AR} e ν_{AR} representam, respectivamente, o coeficiente térmico de expansão volumétrica e a viscosidade cinemática do ar, tomados a $(T_b + T_{AR})/2$.

Para o cálculo do coeficiente convectivo pela lateral do coletor (h_{LAT}), pode ser considerado o mesmo caso do

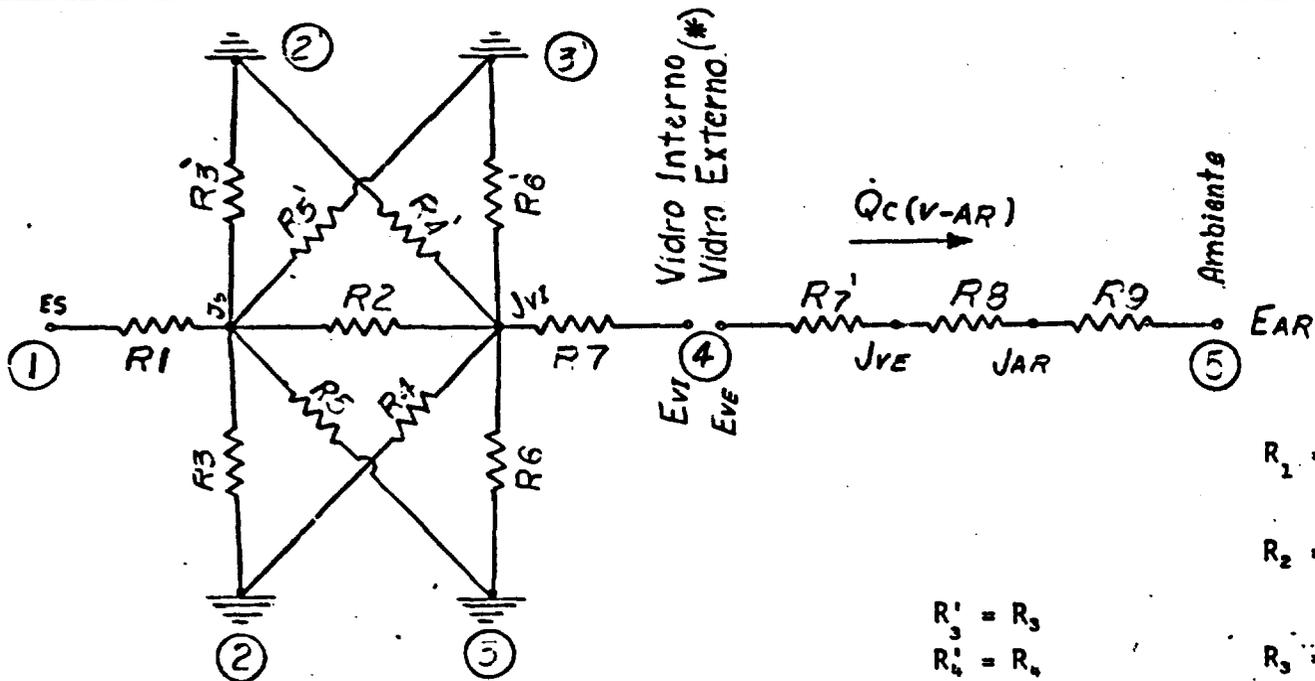
coeficiente convectivo entre a superfície do vidro do coletor e o ar, apresentado na fórmula (3.11-b).

3.1.4.3 Radiação

A - Fatores geométrico-radiantes

Para avaliar-se a troca líquida de calor por radiação entre duas superfícies, é necessário determinar-se a fração de energia emitida que alcança cada uma das superfícies. Se apenas superfícies negras estão envolvidas, toda a radiação incidente é absorvida e apenas necessitamos considerar a relação geométrica entre as mesmas.

Os fatores f_{s-v} e f_{v-ar} são os fatores geométrico-radiantes entre a superfície da chapa e o vidro e entre o vidro e o ar, respectivamente. O fator geométrico-radiante inclui o fator de forma e o efeito das propriedades radiantes superficiais dos dois corpos na troca de calor. Para o cálculo dos fatores geométrico-radiantes f_{s-v} e f_{v-ar} , é necessário desenvolver-se o circuito térmico para as trocas radiantes. A Figura 3.11 esquematiza este circuito, onde o fluxo de calor é na direção chapa-vidro, e portanto, na região do infra-vermelho. Nesta faixa de radiação o vidro é opaco ($\tau_v = 0$), assim sendo o circuito será descontínuo em ϵ_{vI} . Considerou-se, também, que as paredes interna e externa do vidro apresentam a mesma emissividade ($\epsilon_{vI} = \epsilon_{vE} = \epsilon_v$) e ainda desprezou-se a condução no vidro (pequena espessura), considerando-se portanto a temperatu



PAREDES LATERAIS
RE-RADIANTES
ISOLADAS

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_s}{A_s \epsilon_s}$$

$$R_2 = \frac{1}{A_s F_{1-4}}$$

$$R_3 = \frac{1}{A_s F_{1-2}}$$

$$R_4 = \frac{1}{A_s F_{2-4}}$$

$$R_5 = \frac{1}{A_s F_{1-3}}$$

$$R_6 = \frac{1}{A_v F_{3-4}}$$

$$R_7 = \frac{1 - \epsilon_v}{A_v \epsilon_v}$$

$$R_8 = \frac{1}{A_v F_{4-5} (1 - \tau_v)}$$

$$R_9 = \frac{1 - \epsilon_{AR}}{\epsilon_{AR} \cdot A_{AR}}$$

$$\begin{aligned} R'_3 &= R_3 \\ R'_4 &= R_4 \\ R'_5 &= R_5 \\ R'_6 &= R_6 \\ R'_7 &= R_7 \end{aligned}$$

Convenção dos índices usados:

S - superfície absorvedora

VI - vidro interno

VE - vidro externo

AR - ar ambiente

1 - Superfície

2, 2', 3, 3' - Paredes laterais re-radiantes

4 - Vidro

5 - Ar ambiente

(*) Desprezou-se a condução no vidro (pequena espessura)

FIGURA 3.4 - CIRCUITO TÉRMICO PARA RADIAÇÃO INFRA-VERMELHO OCORRIDA EM UM COLETOR PLANO COM 1 VIDRO

ra interna igual a externa.

O circuito térmico é análogo ao circuito elétrico, onde as resistências R_1 , R_7 , R_7' e R_9 representam "resistências superficiais", que dependem da emissividade das superfícies, e as resistências restantes representam resistências espaciais que dependem da configuração geométrica das áreas envolvidas.

O fator geométrico-radiante ϵ_{V-AR} representa a condutância equivalente às resistências em série R_7' , R_8 e R_9 . Portanto:

$$\epsilon_{V-AR} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_7' + R_8 + R_9} \quad (3.13)$$

onde:

$$R_7' = R_7 = \frac{1 - \epsilon_V}{A_V \epsilon_V} \quad (3.13-a)$$

$$R_8 = \frac{1}{A_V F_{4-5} (1 - \tau_V)} \quad (3.13-b)$$

$$R_9 = \frac{1 - \epsilon_{AR}}{\epsilon_{AR} \cdot A_{AR}} \quad (3.13-c)$$

A resistência R_9 será zero devido a área A_{AR} correspondente ao ar ser infinita. O fator de forma F_{4-5} será igual a 1, uma vez que o ar envolve todo o conjunto.

O fator δ_{S-V} representa a condutância equivalente \bar{a} resultante R_T das resistências $R_1, R_2, R_3, R'_3, R_4, R'_4, R_5, R'_5, R_6, R'_6$ e R_7 .

$$\delta_{S-V} = \frac{1}{R_T} \quad (3.14)$$

onde:

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_S}{A_S \epsilon_S} \quad (3.14-a)$$

$$R_2 = \frac{1}{A_S \cdot F_{1-4}} \quad (3.14-b)$$

$$R_3 = R'_3 = \frac{1}{A_S \cdot F_{1-2}} \quad (3.14-c)$$

$$R_4 = R'_4 = \frac{1}{A_V \cdot F_{2-4}} \quad (3.14-d)$$

$$R_5 = R'_5 = \frac{1}{A_S \cdot F_{1-3}} \quad (3.14-e)$$

$$R_6 = R'_6 = \frac{1}{A_V \cdot F_{3-4}} \quad (3.14-f)$$

$$R_7 = \frac{1 - \epsilon_V}{A_V \epsilon_V} \quad (3.14-g)$$

Os fatores de forma F_{1-2} , F_{1-3} , F_{2-4} e F_{3-4} [4] (da chapa para as paredes laterais e do vidro para as paredes) e F_{1-4} (da chapa para o vidro), necessárias ao cálculo de δ_{s-v} , são calculados conforme Tabela 3.1.

A resistência R_3 está em série com R_4 ; R_3' com R_4' , e como as resultantes de cada uma destas duplas estão em paralelo entre si, teremos que a resultante do conjunto R_{R1} será:

$$R_{R1} = \frac{R_3 + R_4}{2} \quad (3.14-h)$$

Analogamente ao conjunto anterior estão associadas R_5 , R_6 , R_5' e R_6' , sendo assim:

$$R_{R2} = \frac{R_5 + R_6}{2} \quad (3.14-i)$$

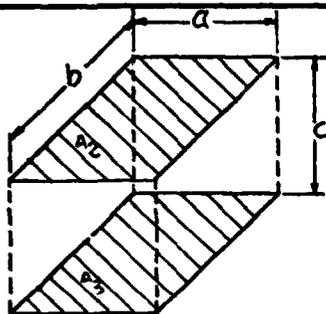
Como R_2 , R_{R1} e R_{R2} estão em paralelo entre si, teremos:

$$\frac{1}{R_{R3}} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{R1}} + \frac{1}{R_{R2}} \quad (3.14-j)$$

Assim, a resistência total resultante para o cálculo de δ_{s-v} (equação 3.20) será:

$$R_T = R_1 + R_{R3} + R_7 \quad (3.14-k)$$

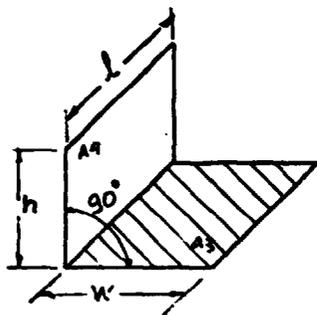
TABELA 3.1 - FATORES DE FORMA



Geometria - Retângulos paralelos, idênticos e diretamente opostos (chapa e vidro)

$$X = \frac{a}{c} \quad Y = \frac{b}{c}$$

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \ln \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} + X \sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} + \right. \\ \left. + Y \sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\}$$



Geometria - Retângulos de mesmo comprimento, tendo uma extremidade em comum, formando um ângulo de 90° entre eles (chapa e parede ou vidro e parede)

$$H = \frac{h}{l} \quad W = \frac{W}{l}$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} = \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \sqrt{H^2+W^2} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{H^2+W^2}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^W \cdot \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^H \right\} \right)$$

**B - Radiação: Superfície da placa absorvedora -
vidro e vidro-ambiente**

A perda de calor por radiação da superfície da chapa para o vidro $Q_{R(s-v)}$ é calculado pelas fórmulas a seguir:

$$Q_{R(s-v)} = \epsilon_{s-v} \sigma (T_{SK}^4 - T_{VK}^4) \quad (3.15)$$

ou

$$Q_{R(s-v)} = h_{r(s-v)} \cdot A_S \cdot (T_s - T_v) \quad (3.16)$$

onde:

$$h_{r(s-v)} = \epsilon_{s-v} \sigma (T_{SK}^2 + T_{VK}^2) (T_{SK} + T_{VK}) \quad (3.16-a)$$

A perda de calor por radiação do vidro para o meio ambiente $Q_{R(v-AR)}$ é calculado pelas fórmulas:

$$Q_{R(v-AR)} = \epsilon_{v-AR} \sigma (T_{VK}^4 - T_{CEUK}^4) \quad (3.17)$$

ou

$$Q_{R(v-AR)} = h_{r(v-AR)} \cdot A_v \cdot (T_v - T_{CEU}) \quad (3.18)$$

onde

$$h_{r(v-AR)} = \epsilon_{v-AR} \sigma (T_{VK}^2 + T_{CEUK}^2) (T_{VK} + T_{CEUK}) \quad (3.18-a)$$

e T_{CEUK} é a temperatura do céu, definida como a temperatura equivalente de um corpo negro, com igual emissão de radiação, levando-se em consideração, principalmente, que a atmosfera irradia somente para algumas bandas de comprimento de onda e que esta radiação não é uniforme.

Duffie [3] cita duas equações para o cálculo da temperatura do céu, uma deduzida por Swinbank e a outra por Whillier, respectivamente:

$$T_{CEUK} = 0,0552 T_{AR}^{1,5} \quad (3.18-b)$$

e

$$T_{CEU} = T_{AR} - 6^{\circ}C \quad (3.18-c)$$

Não havendo recomendações específicas ou critérios para o uso e validade destas equações de cálculo da temperatura do céu, as duas foram testadas e a primeira (equação 3.18-b) se ajustou mais ao modelo em questão.

3.1.4.4 Coeficiente global de perda de calor (U_L)

O coeficiente global de perda de calor (U_L) é calculado a partir dos coeficientes de perda pelo topo do coletor: superfície-vidro e vidro-ar (U_t) e dos coeficientes de perda pelo isolamento térmico (U_{LAT} e U_b). Portanto, a partir da equação do calor total perdido pelo coletor podemos determinar U_L :

$$U_L = \frac{U_t A_s (T_s - T_{AR}) + U_{LAT} A_{LAT} (T_L - T_{AR}) + U_b A_b (T_b - T_{AR})}{A_{UTIL} (T_s - T_{AR})} \quad (3.19-a)$$

A perda de calor pelo topo (U_t) é calculada de acordo com o circuito térmico (Figura 3.9) como:

$$U_t = \left(\frac{1}{h_c(s-v) + h_R(s-v)} + \frac{1}{h_w + h_R(v-AR)} \right)^{-1} \quad (3.19-b)$$

3.2 Balanço Térmico em um Coletor Solar Plano com 2 Vidros

Para atender ao objetivo final deste trabalho, que se refere a formulação de uma metodologia que permita a extrapolação dos resultados para Itataia, foi elaborado um modelo matemático para coletores planos com dois vidros. Este modelo é justificado pelas condições climáticas locais, com um elevado índice de opacidade da atmosfera e também devido a velocidade média anual dos ventos na região ser da ordem de 3 m/s (às vezes superior à de Belo Horizonte) e ainda pela temperatura de trabalho da água (50 a 78°C), o que resulta em níveis maiores de perdas térmicas.

A Figura 3.5 mostra a configuração esquemática da transferência de calor incidente no interior do coletor com 2 vidros. As taxas de calor provenientes da segunda reflexão do vidro interno e da superfície absorvedora foram consi-

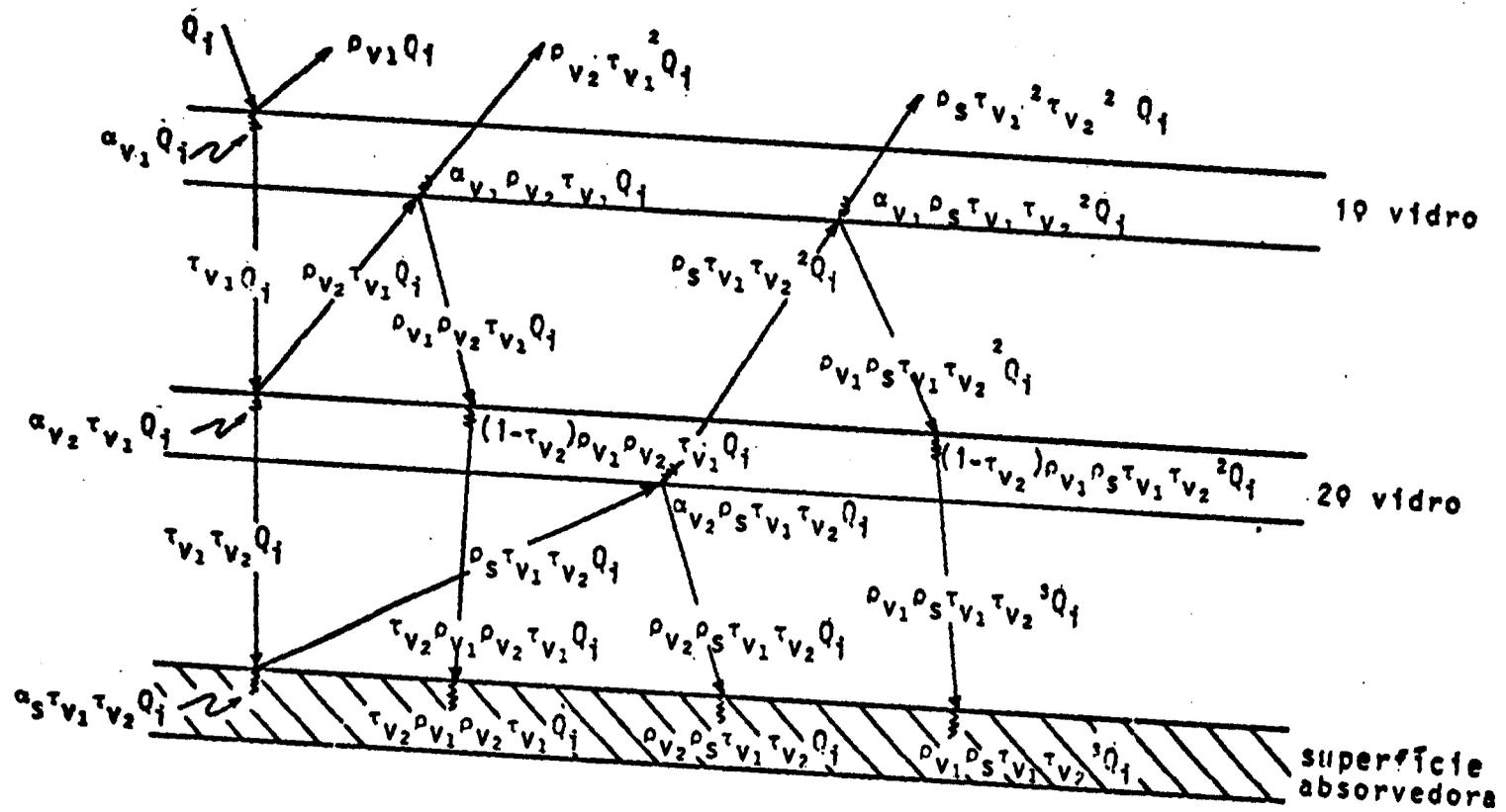


Figura 3.5 - Configuração Esquemática de Transferência de Calor Incidente no Interior do Coletor com 2 vidros

deradas desprezíveis.

Desenvolvendo-se o balanço térmico para este caso de modo análogo ao apresentado para o coletor solar plano com 1 vidro, item 3.1, tem-se:

- Taxa de calor absorvida pelo 1º vidro:

$$\begin{aligned} \alpha_V Q_i [1 + \rho_{V2} \tau_{V1} + \rho_S \tau_{V1} T_{V2}^2] = \\ = -Q_R(v_2 - v_1) - Q_C(v_2 - v_1) + Q_R(v_1 - AR) + Q_C(v_1 - AR) \end{aligned} \quad (3.20-a)$$

- Taxa de calor absorvida pelo 2º vidro:

$$\begin{aligned} \tau_V Q_i [\alpha_{V2} + \alpha_{V2} \rho_S \tau_{V2} + (1 - \tau_{V2}) \rho_{V1} \rho_{V2} + (1 - \tau_{V2}) \rho_{V1} \rho_S \tau_{V2}^2] = \\ = -Q_R(s - v_2) - Q_C(s - v_2) + Q_R(v_2 - v_1) + Q_C(v_2 - v_1) \end{aligned} \quad (3.20-b)$$

- Taxa de calor absorvido pela chapa:

$$\begin{aligned} \tau_{V1} \tau_{V2} Q_i [\alpha_S + \rho_{V2} \rho_S + \rho_{V1} \rho_{V2} + \rho_{V1} \rho_S \tau_{V2}^2] = \\ = Q_{H_2O} + Q_{ISOL} + Q_R(s - v_2) + Q_C(s - v_2) \end{aligned} \quad (3.20-c)$$

- Balanço total:

$$\begin{aligned}
 & [1 - (\rho_{V1} + \rho_{V2} \tau_{V1}^2 + \rho_S \tau_{V1}^2 \tau_{V2}^2)] Q_i = \\
 & = Q_{H_2O} + Q_{ISOL} + Q_{R(V1-AR)} + Q_{C(V1-AR)} \quad (3.20-d)
 \end{aligned}$$

As considerações sobre os modos de transferência de calor para o coletor de 2 vidros são similares às apresentadas para o coletor de 1 vidro no item 3.1.4, levando-se em conta a geometria e a diferença de temperatura entre as superfícies de troca.

3.3 Rendimento Térmico de um Coletor

O rendimento térmico de um coletor depende de parâmetros relativos ao projeto, instalação e condições climáticas locais. Alguns procedimentos de cálculos de rendimentos permitem determinar características fundamentais de um coletor.

3.3.1 Rendimento pelo método direto

O cálculo do rendimento instantâneo de um coletor através do método direto (1ª lei da termodinâmica) é feito a partir de medidas experimentais da vazão do fluido, da diferença de temperatura da água entre a entrada e saída do coletor e

da insolação instântanea, todos tomados simultaneamente e em regime permanente. O rendimento instantâneo (η) é então determinado [10] por:

$$\eta = \frac{Q_{UTIL}/A_c}{Q_i} = \frac{\dot{m} c_p (T_{f,s} - T_{f,E})}{Q_i A_c} \quad (3.21)$$

3.3.2 Rendimento de coletores pelos fatores de eficiência e de remoção de calor

O rendimento de coletores solares planos operando sob condições de regime permanente pode também ser determinado em função da temperatura da superfície, ou da temperatura média do fluido ou então da temperatura de entrada do fluido no coletor e através das definições do fator de eficiência e do fator de remoção de calor [10].

Assim teremos:

$$\eta = \tau_v \alpha_s - U_L \frac{(T_s - T_{AR})}{Q_i} \quad (3.22-a)$$

ou

$$\eta = F' (\tau_v \alpha_s) - \frac{F' U_L \left[\frac{(T_{f,e} + T_{f,s})}{2} - T_{AR} \right]}{Q_i} \quad (3.22-b)$$

ou

$$\eta = F_R (\tau_v \alpha_s) - \frac{F_R U_L (T_{f,e} - T_{AR})}{Q_i} \quad (3.22-c)$$

Independentemente de qual seja a equação de eficiência usada, se a eficiência é plotada em função de algum valor de

($\Delta T/Q_i$), uma linha reta resultará, onde a inclinação é uma certa função de U_L e a interseção no eixo y é uma função de $\tau_v \alpha_s$. Apesar do valor de $\tau_v \alpha_s$, variar com o ângulo de incidência da radiação solar no coletor, para coletores com inclinação abaixo de 45° o valor de τ_v é praticamente constante e o valor de α_s usado no cálculo é o total hemisférico. A Figura 3.6 mostra a curva do relacionamento entre a transmitância e o ângulo de incidência de radiação de uma, duas e três coberturas de vidro [12].

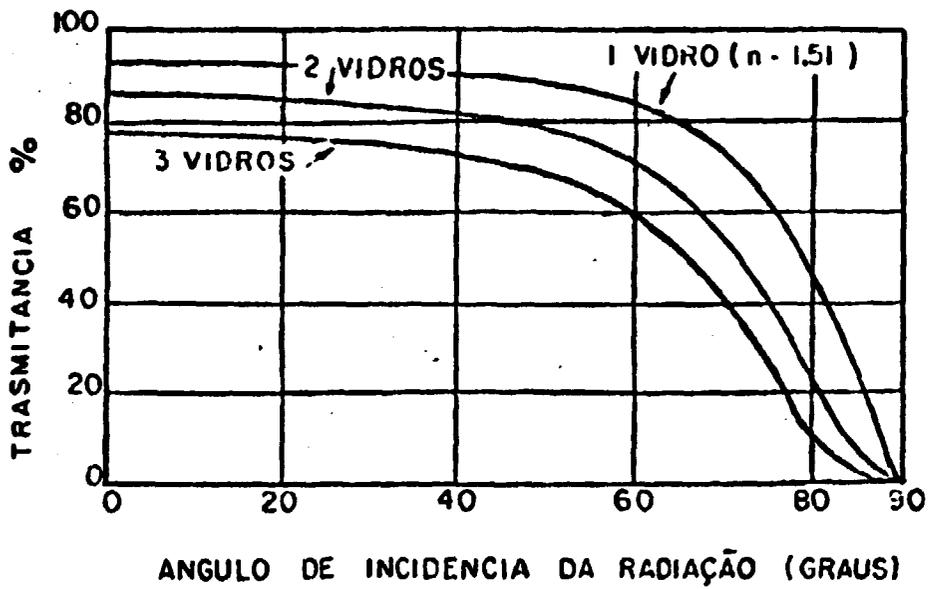
3.4 Análise Econômica

O método para efetuar-se o cálculo comparativo de custo dos sistemas solar e elétrico baseia-se no conceito de valor atual.

O custo total de um sistema solar é basicamente o custo do conjunto que compõe o sistema (coletores, tubulações, acessórios e isolamento térmico), mais o custo da montagem, manutenção e o custo da energia elétrica complementar.

3.4.1 Método do valor atual

Quantias monetárias relativas a diferentes épocas usualmente não podem ser comparadas, a menos que se leve em conta a variação de seus valores com o tempo. No método do valor atual, diferentes quantias monetárias - despesas ou receitas - relativas a pontos distanciados no tempo são deslo-



3.6 - Curva do Relacionamento entre Transmitância e Ângulo de Incidência da Radiação para 1, 2 e 3 Coberturas de Vidro [12]

çadas para uma data de referência na qual podem ser comparadas ou adicionadas [13].

3.4.2 O conceito de valor atual

A uma quantia monetária QM_t relativa ao instante t correspondente, no instante de referência t_0 , a uma quantia:

$$QM_0 = \frac{QM_t}{(1+i)^{t-t_0}} \quad (\text{Cz\$}) \quad (3.23)$$

onde:

$1/(1+i)^{t-t_0}$ é o fator de atualização; e
 i [1/ano]:

- pode ser considerada uma taxa de juros "aparente" definida pela relação $(1+i) = (1+i')(1+j)$, onde i' é a taxa de juros real e j é a taxa de inflação; ou

- pode ser empiricamente arbitrada, englobando efeitos dos juros reais e da inflação, lucros esperados, provisão para depreciação de bens, para fundo de desenvolvimento, etc.

O valor da taxa de descontos (i) segundo NEA/OECD [14] é um valor arbitrado para o dólar americano entre 0 a 10% ao ano e sugerem que se use o valor de 10% ao ano. Esta mesma taxa será aplicada ao cruzado, a unidade monetária utilizada

neste trabalho. (*)

Quantias monetárias QM_t - despesas ou receita - relativas a diferentes instantes t podem ser adicionadas (algebricamente) no instante de referência t_0 , fornecendo o saldo:

$$QM = \sum_{t=1}^N \frac{QM_t}{(1+i)^{t-t_0}} \quad (\text{cz\$}) \quad (3.24)$$

onde M engloba todas as despesas ou receitas.

3.4.3 Custo unitário do fornecimento de energia solar

Analogamente a aplicação à quantias monetárias, a uma quantidade de energia Q_t fornecida num dado intervalo de tempo no entorno de t correspondente, em igual intervalo no entorno de t_0 , a quantidade de energia

$$Q_0 = \frac{Q_t}{(1+i)^{t-t_0}} \quad [\text{KWh}] \quad (3.25)$$

Quantidade de energia Q_t relativas a diferentes instantes t podem ser adicionadas em t_0 , fornecendo o total:

$$Q = \sum_{t=1}^N \frac{Q_t}{(1+i)^{t-t_0}} \quad [\text{KWh}] \quad (3.26)$$

(*) Na época de realização deste trabalho (dezembro de 1986), achava-se em vigor o Plano Cruzado, durante a vigência do qual essa unidade monetária, bem como o valor da OTN, permaneceram estáveis, seguindo as relações:

$$\begin{aligned} \text{US\$1.00} &= \text{Cz\$ 13,84} \\ 1 \text{ OTN} &= \text{Cz\$106,40} \end{aligned}$$

onde N inclui todo o fornecimento de energia solar num dado tempo t.

Por definição, o custo unitário do fornecimento de energia solar é obtido pelo quociente entre QM e Q, equações (3.24) e (3.26).

$$CS = \frac{\sum_{t=1}^N \frac{QM_t}{(1+i)^{t-t_0}}}{10^3 \sum_{t=1}^N \frac{Q_t}{(1+i)^{t-t_0}}} [10^3 \text{ cz\$/KWh}] \quad (3.27)$$

4. METODOLOGIA

4.1 O Sistema Solar Completo em Escala de Laboratório

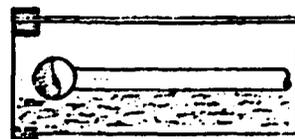
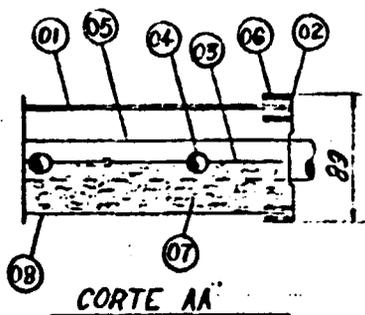
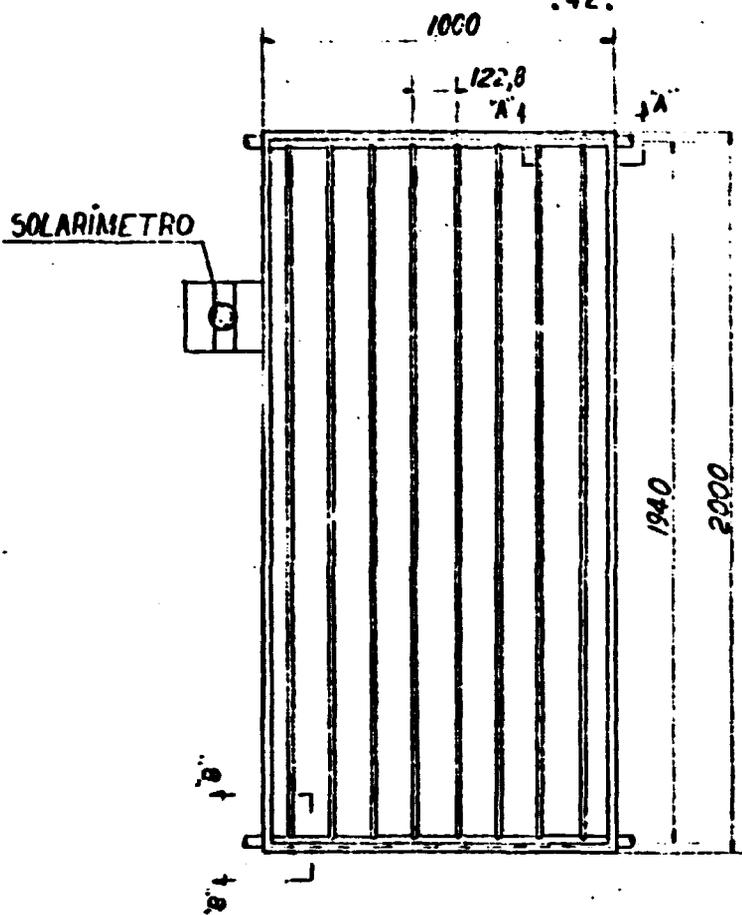
O circuito que simulou a condição de funcionamento do sistema de aquecimento solar em escala de laboratório, cujo arranjo físico é apresentado nas Figuras 4.5.a, b e c, consiste de:

- coletor solar plano (2 m²)
- tanque de armazenamento com resistência elétrica
- trocador de calor
- bomba diafragma
- acessórios (válvulas, tubulações e instrumentos de controle).

4.1.1 O coletor solar plano

O coletor usado para testes, fornecido pela firma Cosmos Engenharia Ltda., cujos detalhes são mostrados na Figura 4.1, possui as seguintes características básicas:

- caixilho estrutural em alumínio extrudado e anodizado fosco, de dimensões: 89 x 1000 x 2000 (milímetros)
- cobertura com módulos de vidro plano de 3 mm de espessura, unidos por juntas de dilatação
- chapa absorvedora de 1,2 mm de espessura em



- 01 COBERTURA: Módulos de vidro plano 3mm
- 02 JUNTAS DE DILATAÇÃO E VEDAÇÃO
- 03 CHAPA ABSORVEDORA: alumínio anodizado em preto fosco
- 04 TUBOS DE ELEVACÃO (orto por coletor) cobre 15 mm parede 0,50 mm
- 05 TUBOS COLETORES: cobre 28 mm parede 0,60 mm
- 06 CAIXILHO ESTRUTURAL: alumínio extrudado e anodizado fosco
- 07 ISOLAMENTO TÉRMICO: fibra de vidro aglomerado com resina
- 08 PROTEÇÃO INFERIOR: chapa de alumínio 0,5 mm

Figura 4.1 - Coletor Solar Plano do
Circuito de Testes

alumínio sólido extrudado anodizado em preto fosco, com camada anódica de 15 microns

- tubos de elevação (8 tubos) em cobre, 15 mm de diâmetro externo, com paredes de 0,50 mm

- isolamento térmico de fibra de vidro aglomerado com resina sintética de 50 mm de espessura.

4.1.2 O tanque de armazenamento

O tanque de armazenamento servirá para a coleta de água quente proveniente do coletor e sua estocagem nos períodos superiores à insolação crítica. Além disso, ele possui uma resistência elétrica de 1,8 kW, acoplada em sua parte inferior para suprir os períodos sem insolação.

O tanque (Figura 4.2) possui as seguintes características básicas:

- material em aço-carbono
- capacidade de 50 litros
- diâmetro de 360 mm
- isolamento térmico de lã de vidro de 50 mm de espessura.

4.1.3 O trocador de calor

O trocador de calor simulará o sistema que recebe o calor proveniente do tanque de armazenamento de água quente.

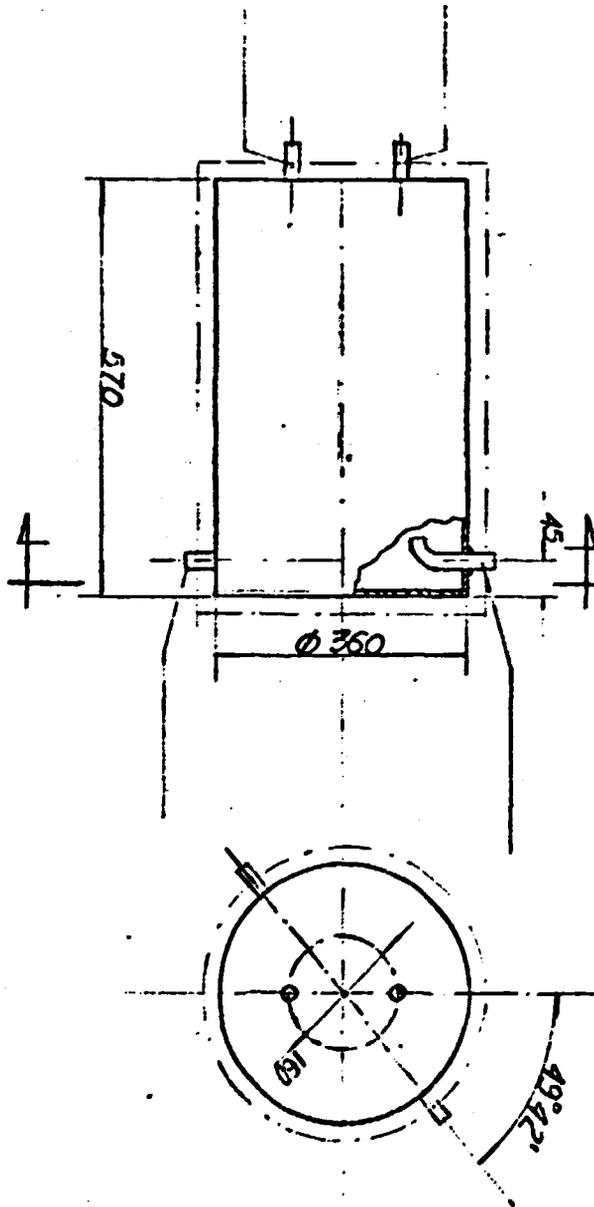


Figura 4.2 - O tanque de armazenamento

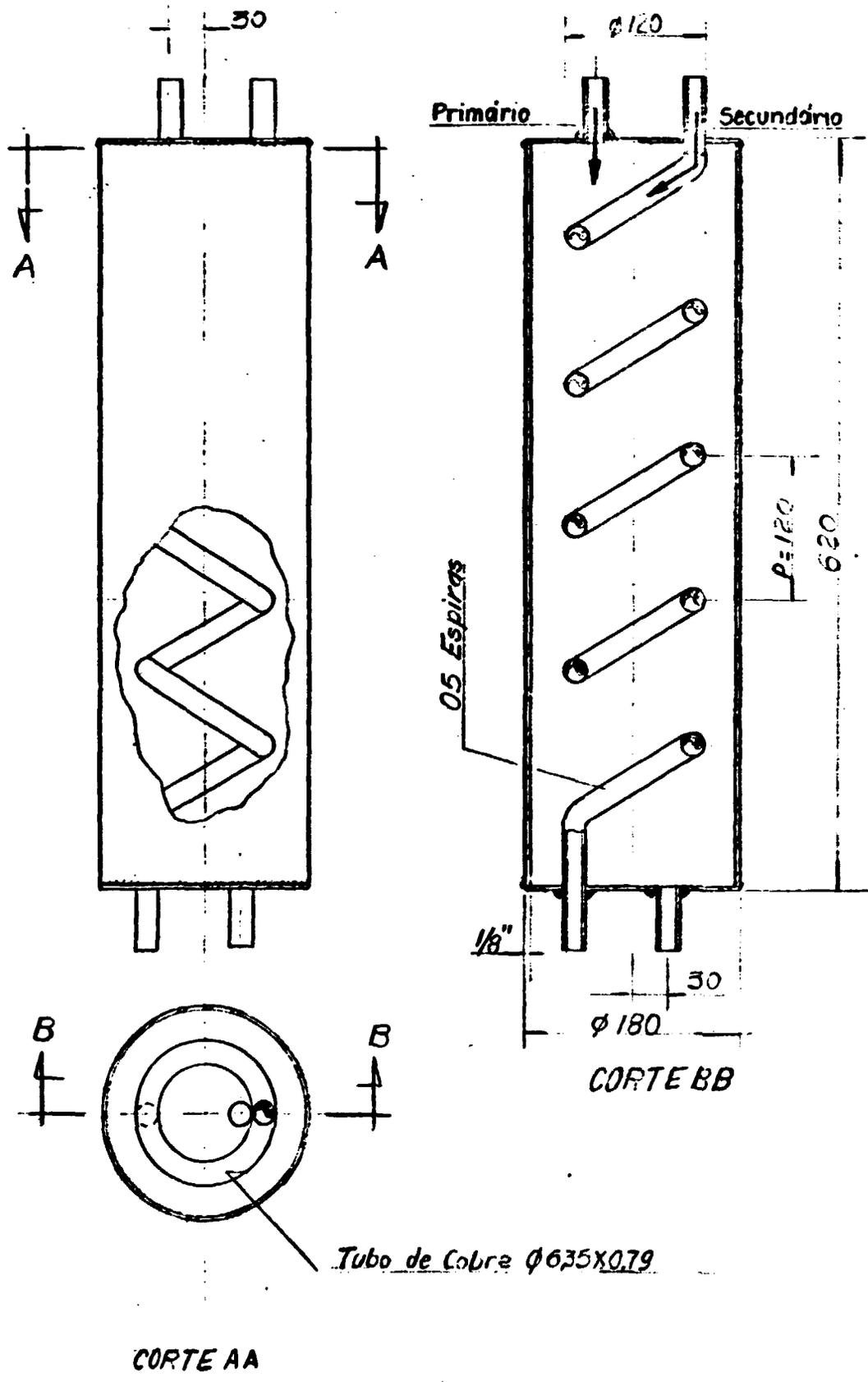


Figura 4.3 - Trocador de Calor do Circuito

As condições de projeto para o dimensionamento do trocador de calor, construído exclusivamente para os testes em Belo Horizonte, foram estabelecidos de acordo com o funcionamento do circuito de testes. Os dados principais utilizados em seu dimensionamento são apresentados juntamente com a memória de cálculo no anexo A.

O trocador de calor consiste de uma serpentina colocada dentro de um tanque, conforme mostrado na Figura 4.3. Possui as seguintes características:

- serpentina de tubo de cobre de 1/2" de diâmetro
- tanque em aço carbono de 180 mm de diâmetro por 620 mm de altura
- isolamento térmico de lã de vidro de 50 mm de espessura.

O fluido frio, que receberá o calor, passa por dentro da serpentina enquanto que o fluido quente passa por fora.

4.1.4 Bomba-Diafragma

A bomba promove a circulação forçada do fluido através do coletor no circuito fechado apresentado na Figura 4.4.

Consiste de uma bomba diafragma com as seguintes características:

- fabricação ALLINOX
- modelo C-1760-LP3
- potência de 50 W, para 230 V e 60 Hz
- vazão variável de 0 a 53 kg/h, com regulagem manual.

As vazões de testes utilizadas foram 10,2 e 14,3 kg/h arbitradas em função dos resultados obtidos no cálculo de simulação do funcionamento do coletor de testes em regime permanente.

4.1.5 As tubulações e os acessórios

As conexões (tês, joelhos e nipples) e tubulações empregadas na montagem do circuito de testes eram de aço galvanizado de 1/2" de diâmetro, schedule 30. Foram também utilizados duas válvulas esferas de 1/2", para bloquear o fluxo de água no coletor, quando necessário. As Figuras 4.4 e 4.5a, b, c mostram detalhes da montagem do circuito de teste.

O isolante empregado foi lã de vidro com espessura de 50 mm, exceto em trechos em que devido a impossibilidades físicas, usou-se isolante de 25 mm de espessura, tais como nas tubulações de entrada e saída de água no trocador de calor e na bomba e também nas duas válvulas.

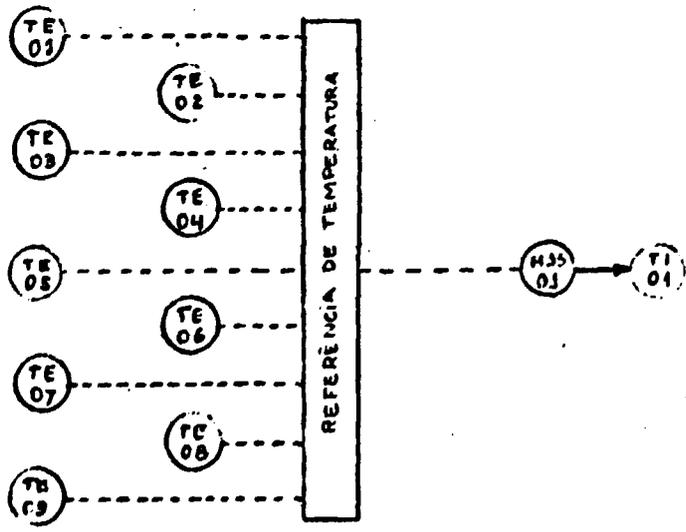
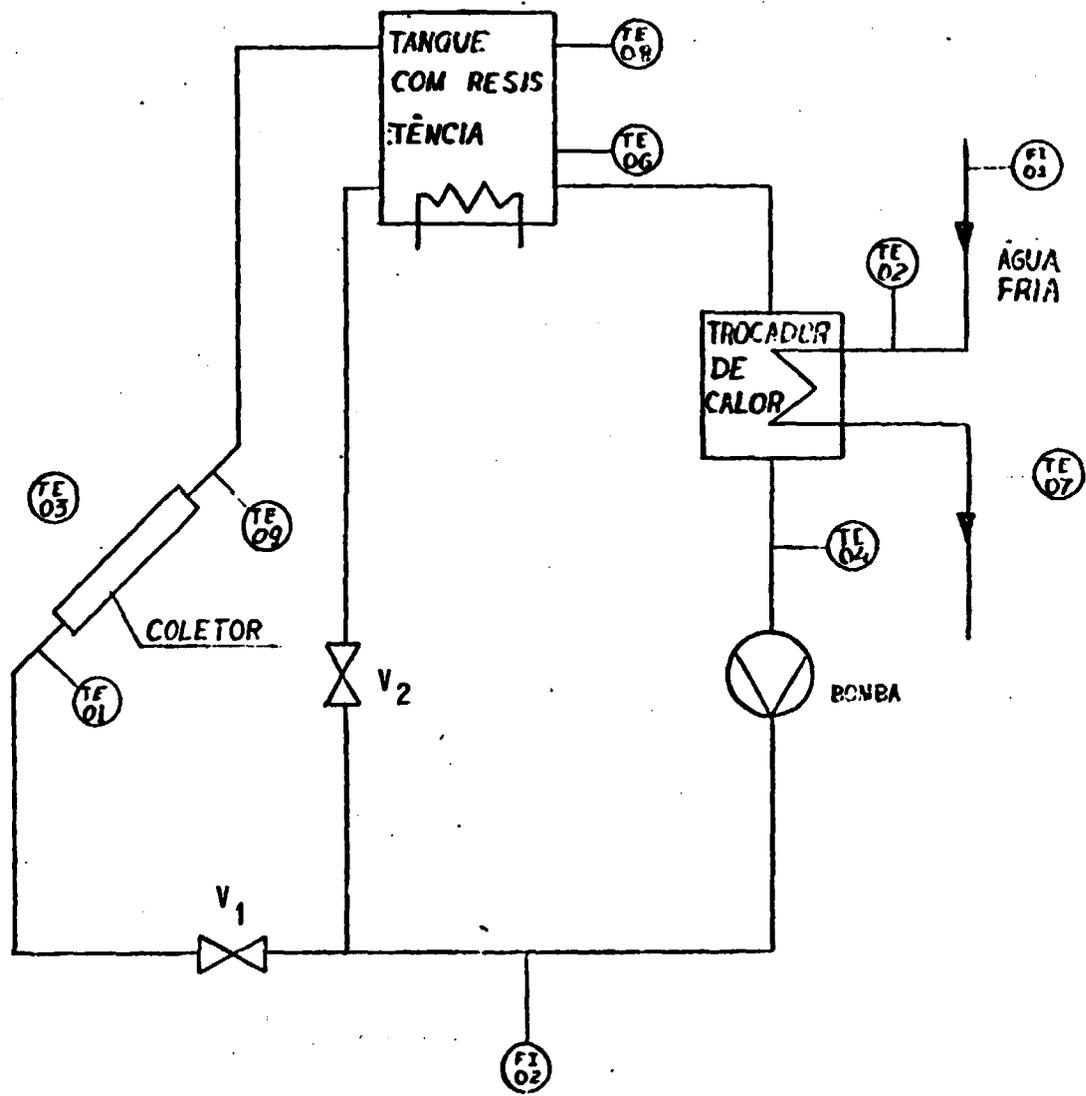


Figura 4.4 - Fluxograma do Circuito de Testes

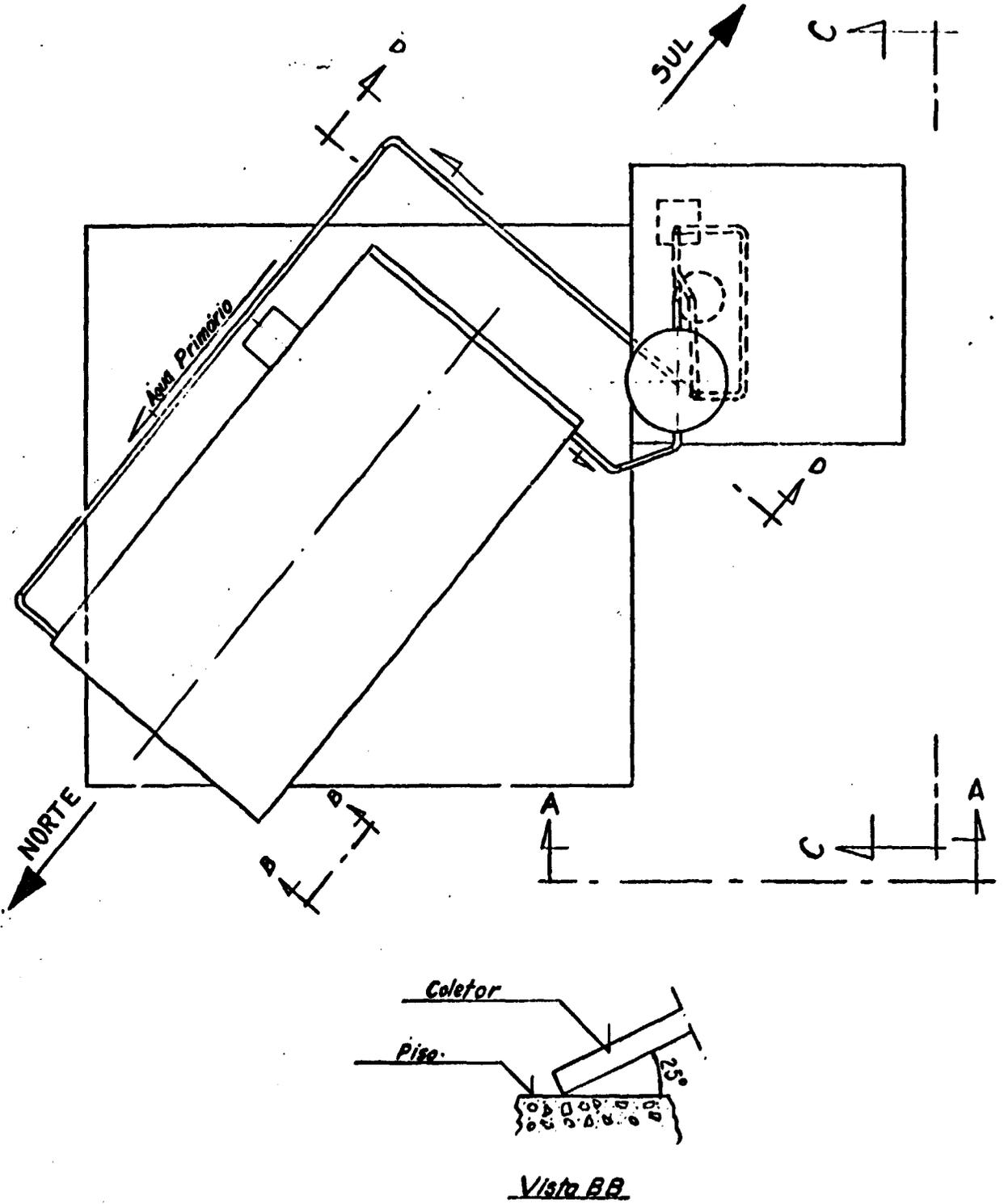


Figura 4.5a - Detalhes Construtivos e Arranjo Físico da Instalação de Testes

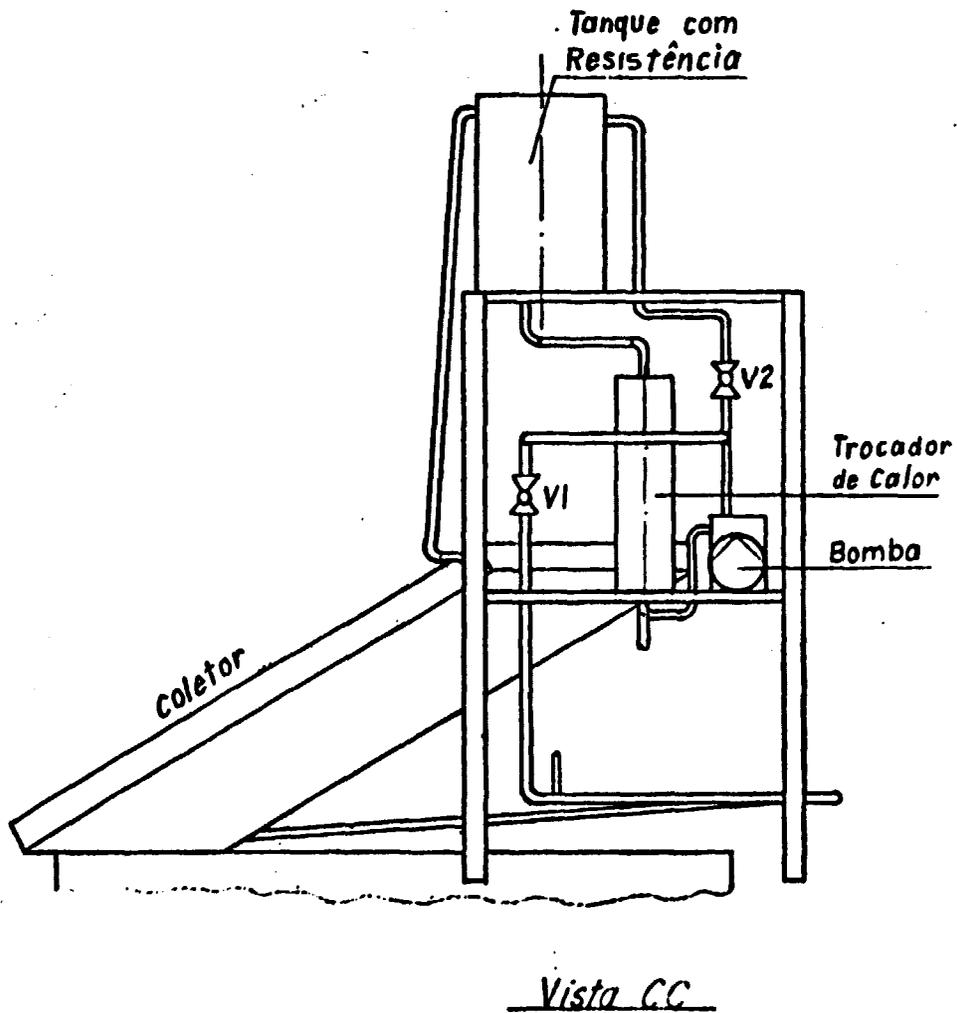


Figura 4.5b - Detalhes Construtivos e Arranjo Físico da Instalação de Testes

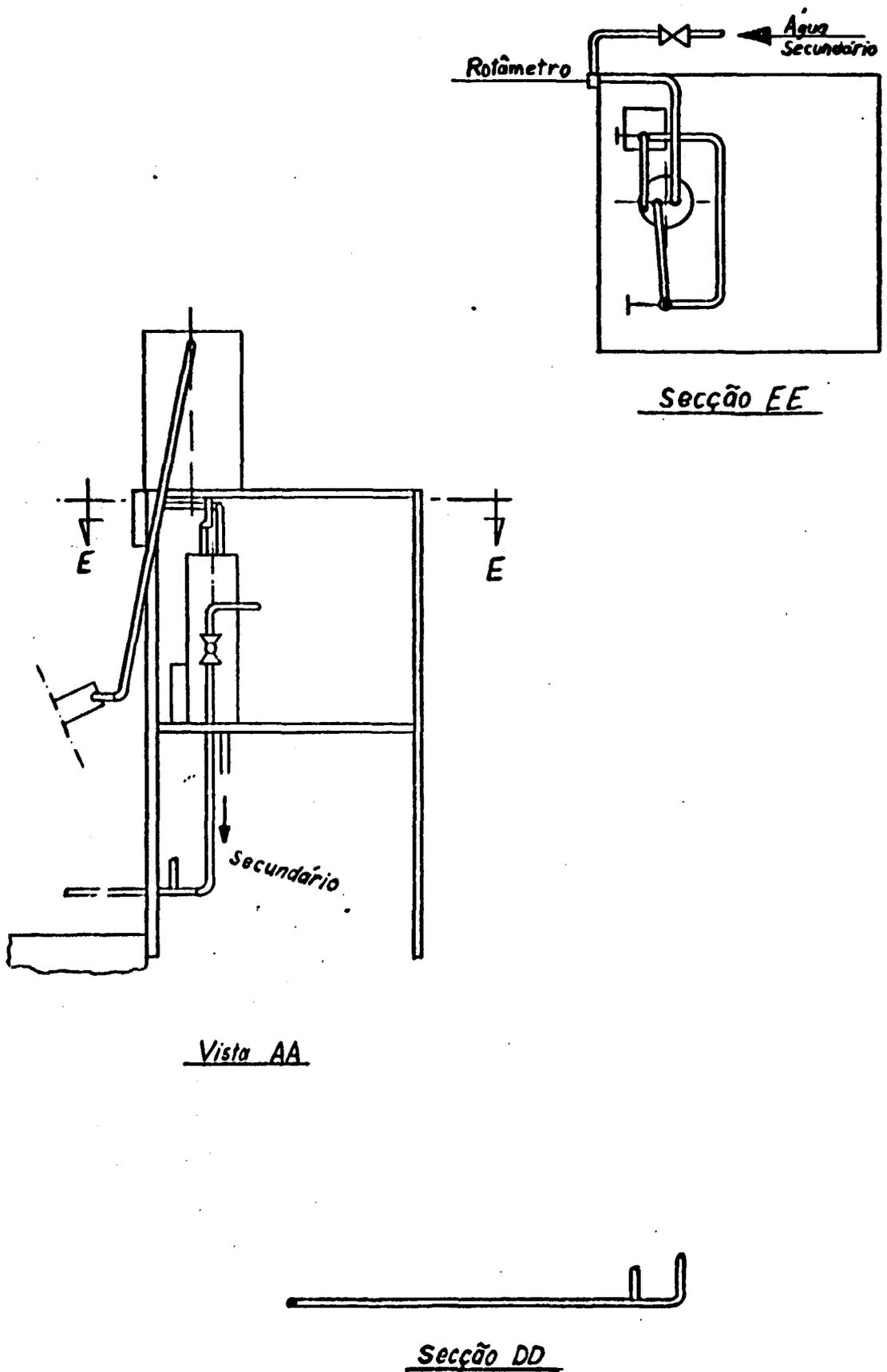


Figura 4.5c - Detalhes Construtivos e Arranjo Físico da Instalação de Testes

4.2 Montagem e Funcionamento do Circuito de Testes

O esquema do circuito de testes é apresentado na Figura 4.4, evidenciando os pontos de tomada de temperatura (numerados de acordo com o canal de entrada do registrador utilizado).

O "Lay-out" de montagem (planta baixa e vistas laterais) apresentado nas Figuras 4.5a, b e c mostram detalhes construtivos e arranjo físico da instalação.

4.2.1 O circuito fechado

Quando a energia incidente na superfície do coletor for insuficiente (incidência crítica) para fornecer uma temperatura de saída (TE 09) que seja pelo menos superior à de entrada de água fria (TE 02) no trocador de calor (para que haja uma troca mínima de calor), a válvula V_1 estará fechada e V_2 aberta, isolando assim o coletor solar do resto do sistema. Neste caso a resistência elétrica do tanque estará funcionando, sendo responsável pela energia suplementar.

Para níveis de insolação superiores ao valor crítico, V_1 estará aberta e V_2 fechada. Neste caso a resistência elétrica poderá estar ligada ou desligada e o acionamento dela é feito através do controlador automático de temperatura.

Para suprir as perdas de água do circuito (vazamento ou evaporação), a água de reposição entra por uma tubu-

lação na parte superior do tanque de armazenagem e o registro de entrada desta água só é aberto quando o circuito não estiver operando. O controle de nível máximo de água no tanque é feito por uma bóia.

A água que passará pela serpentina do trocador de calor (circuito secundário) simulará o fluido que receberá calor da fonte quente. A circulação da água fria é promovida pela própria pressão do sistema de alimentação e é monitorada por um rotâmetro na entrada da tubulação da serpentina. É um circuito de alimentação contínua, sem reaproveitamento da água.

4.2.2 Condições de funcionamento do coletor e considerações feitas nos cálculos

Através do código de computador (programa PROSOL), que simulou o funcionamento do coletor de testes, foi calculado uma vazão de água de 10,0 kg/h. Como a precisão de ajuste na bomba é limitada, os valores mais próximos deste foram 10,6 e 14,3 kg/h, que foram utilizados nos diversos testes de simulação do sistema.

A descrição do programa PROSOL encontra-se no Capítulo 5, item 5.1. Os dados de entrada utilizados nos cálculos são apresentados no Anexo B e são funções específicas dos seguintes itens:

- geometria do coletor solar (item 4.1.1 e Figura 4.1)

- propriedades térmicas dos materiais que compõem o coletor

- propriedades radiantes do vidro

- propriedades radiantes da chapa absorvedora (item 4.3.5)

- temperaturas de funcionamento do coletor

- parâmetros locais da região de Belo Horizonte.

Com relação à geometria do coletor solar, foi considerado a existência de um pequeno espaçamento de ar entre o tubo e a chapa absorvedora do coletor. Como este valor não é homogêneo ao longo dos tubos utilizou-se nos cálculos um valor médio (estimado) de 0,75 mm.

As temperaturas de entrada e saída no coletor solar de 50 e 78^oC respectivamente, foram estabelecidas de modo a atender a troca de calor necessária ao processo.

Os parâmetros da região de Belo Horizonte foram fornecidos pelo Ministério de Agricultura - Instituto de Meteorologia - 5^o Distrito de Meteorologia [18]. Os valores destes parâmetros foram obtidos pelo cálculo da média anual de 4 anos, de 1979 a 1982. São eles:

- . Média mensal da radiação solar global (Q_g) =
= 16.208 kJ/m² dia

- . Velocidade média anual do vento (v) = 1,6 m/s,

- . Temperatura média ambiente (T_{AR}) = 22,4^oC.

433.

O número de horas de insolação diária considerada nos cálculos foram de 7 horas.

4.3 Instrumentação

4.3.1 Medidas das vazões

As medidas de vazão da água do circuito secundário foram controladas através de uma pequena válvula agulha, manual, acoplada a um rotâmetro tipo TYP V100 - Vögtlin de escala 1,2 a 12 kg/h.

As medidas de vazão da água do circuito principal foram conferidas através de uma série de medidas feitas para cada dia de teste, colocando-se uma proveta de 500 ml na tubulação de saída de água da bomba e verificando-se o volume de água, após intervalos de 1 minuto e 2 minutos, marcados com um cronômetro de precisão, marca Omega. A medida adotada para cada dia foi a média dos valores diários obtidos.

4.3.2 Medidas das temperaturas

As medidas das temperaturas foram feitas através de 8 termopares, tipo K, Chromel-alumel, acoplados a um indicador Multicanal.

Cada canal mediu determinada temperatura no circuito, conforme esquematizado no fluxograma de funcionamento do circuito na Figura 4.4 e na Tabela 4.1, a qual indica o número do canal com seu respectivo ponto de instalação e o símbolo deste ponto usado no fluxograma.

TABELA 4.1 - Nº DO CANAL COM SEU RESPECTIVO PONTO DE INSTALAÇÃO NAS MEDIDAS DE TEMPERATURAS

Nº DO CANAL	SÍMBOLO		PONTO DE INSTALAÇÃO
	Fluxograma (Fig.4.4)	Equações	
1	TE 01	$T_{f,E}$	Temperatura de entrada da água no coletor
2	TE 02	T_{Eff}	Temperatura de entrada da água do secundário no trocador
3	TE 03	T_{AR}	Temperatura ambiente
4	TE 04	T_{sfq}	Temperatura de saída da água do circuito primário no trocador
6	TE 06	-	Temperatura da parte inferior do tanque
7	TE 07	T_{sff}	Temperatura de saída da água do secundário no trocador de calor
8	TE 08	-	Temperatura da parte superior do tanque
9	TE 09	$T_{f,s}$	Temperatura da saída de água no coletor

Na aferição dos termopares foi usado um banho controlador de temperatura, comparando-se a leitura obtida com o termopar e a obtida com um termômetro padrão de Quartzo - modelo 2801 A, precisão $0,02^{\circ}\text{C}$ e linearidade na faixa de 0 a 100°C de $0,05^{\circ}\text{C}$. Os resultados obtidos nesta aferição estão apresentados no Anexo C.

Além dos termopares já citados anteriormente (Tabela 4.1), usou-se ainda um outro termopar instalado também à parte inferior do tanque (próximo a TE 06), cuja função foi enviar um sinal ao controlador de temperatura, permitindo assim o acionamento automático da resistência elétrica.

O controlador de temperatura - Pextroterm, termopar Ferro-Constantan, faixa de temperatura de 0 a 600°C , 110 Volts - comanda um contator 3TA21 que comanda o liga/desliga dos resistores de aquecimento, mantendo a temperatura do tanque próxima ao valor ajustado no dial frontal rotativo do controlador. Portanto seu funcionamento está interligado à temperatura da parte inferior do tanque: quando energizado, se a temperatura for menor que o valor ajustado, os resistores recebem alimentação da rede elétrica; ao atingir o valor ajustado desligam-se os resistores; ao abaixar a temperatura, ligam-se novamente, mantendo-se assim a temperatura próxima ao valor ajustado.

O tempo durante o qual os resistores permaneceram ligados foi registrado em papel milimetrado através de um canal de um registrador conectado a uma fonte de aproximadamente 1 VCC, ligada em paralelo com os resistores.

O registrador usado foi um registrador ECB de

3 canais, modelo RB 103, 110 V e 60 Hz. O canal conectado ao registrador foi o canal 1, com o fundo de escala ajustado para 2 V.

4.3.3 Medida da radiação solar incidente

O solarímetro Theodor Friedrichs, tipo estrela, nº 1690, precisão 2,5%, foi fixado à estrutura metálica de sustentação do coletor (lateral), no mesmo plano de inclinação, cuja função é enviar ao registrador (citado no item anterior) um sinal em milivolts da energia solar incidente. A conversão é feita através da constante do equipamento: $10,07 \text{ mV/calcm}^{-2} \text{ min.}^{-1}$.

O canal conectado ao registrador foi o canal 2, com o fundo de escala ajustado para 20 mV.

4.3.4 Medida da velocidade do vento

O anemômetro de meteorologia - operação mecânica, tipo conchas - foi instalado numa base concretada a 50 centímetros do solo, de modo que suas conchas estivessem no nível da altura média do coletor, a uma distância de aproximadamente 3 metros deste, com finalidade de se obter velocidades médias do vento nas proximidades do vidro do coletor.

As conchas do anemômetro são mecanicamente acopladas a um totalizador, que fornece a distância percorrida pelo vento, em quilômetros, de modo que ao final de cada inter-

valo de tempo considerado, determina-se a velocidade média do vento.

4.3.5 Medida das propriedades radiantes da superfície da chapa absorvedora

Medidas da absorptividade e emissividade foram obtidas a partir de uma amostra da superfície absorvedora (alumínio anodizado) usada no coletor.

A medida da absorptividade foi realizada no aparelho: Alpha-meter Digital Display - modelo 2150/2164. Este aparelho fornece os valores totais da absorptividade na região solar, para a amostra à temperatura ambiente. Assim obteve-se um valor médio da absorptividade (α_s) igual a 92%.

A medida da emissividade (ϵ_s) foi realizada no seguinte aparelho: Digital Ambient Emissometer - modelo 2158/2164. Este aparelho fornece os valores totais da emissividade na região do infra-vermelho, para a amostra à temperatura ambiente. O valor médio da emissividade foi também 92%.

A partir destes resultados, constatou-se o caráter não-seletivo do processo utilizado para enegrecimento da chapa.

Estas medidas da absorptividade e emissividade da amostra foram realizadas no Laboratório de Engenharia Química da COPPE/UFRJ.

4.4 Procedimento de Teste do Circuito

Apesar da finalidade do circuito de testes ser a de simular o funcionamento completo de um modelo solar de operação contínua (com auxílio da energia elétrica para os períodos de insolação inferior à insolação crítica), os testes só foram realizados durante os períodos de insolação, pois o objetivo maior seria o de testar o modelo matemático desenvolvido para o coletor solar, visando uma posterior extrapolação dos resultados deste sistema para a região de Itataia (Ceará).

As medidas foram realizadas no horário de 8:00 h da manhã às 16:30 h, continuamente com um intervalo de tempo de quinze minutos entre cada medida, entre os meses de maio e junho de 1985.

Ao todo foram 12 dias de medidas ao longo destes dois meses, nas mais variadas condições climáticas: dias quentes, frios, nublados e inclusive chuvosos. Os resultados apresentados e analisados neste trabalho referem-se aos dias em que as curvas de incidência solar foram mais homogêneas.

A colocação do circuito em condições de testes obedecia aos seguintes procedimentos:

- Limpeza do vidro do coletor
- Abertura do registro da água de reposição no tanque para compensar as perdas por evaporação e/ou vazamentos que possam ter havido no dia anterior, fechando este registro logo após ter sido certificado o nível do tanque
- Ligação do controlador de temperatura do tanque de armazenamento, ajustando-o para que desligue automati-

camente o resistor, assim que a temperatura da parte inferior do tanque atingisse 78^oC (indicada pelo termopar colocado próximo a TE 06)

- Colocação da bomba em funcionamento, verificando sua vazão

- regulagem da vazão do circuito secundário para 12 Kg/h, através da válvula de ajuste do rotâmetro colocado na tubulação de entrada da serpentina

- Calibração do registrador, colocando-o em funcionamento com dois de seus canais conectados respectivamente ao controle de tempo de funcionamento do resistor e à medida de incidência solar.

Após todos estes preparativos, iniciavam-se as a notações de todas as medidas citadas no item 4.3 (exceto item 4.3.5).

5. MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA SOLAR

Baseando-se nas equações apresentadas no Capítulo 3 (Fundamentos Teóricos) foi feita a modelagem matemática em linguagem FORTRAN para o computador CYBER 730 da CONTROL DATA CORPORATION dos seguintes cálculos:

- . Dimensionamento do sistema de coletores através da simulação do funcionamento em regime permanente para coletores com uma cobertura de vidro;

- . Dimensionamento do sistema de coletores através da simulação do funcionamento em regime permanente para coletores com duas coberturas de vidro;

- . Funcionamento do coletor de teste em regime pseudo-permanente para o confronto teórico-experimental;

- . Cálculo econômico do sistema de coletores projetado e estudo comparativo dos custos solar x elétrico.

5.1 Dimensionamento do Sistema de Coletores Através da Simulação do Funcionamento em Regime Permanente

5.1.1 Coletores com uma cobertura de vidro (código PROSOL 1)

Considerando como dados de entrada as temperaturas de entrada e saída de água no coletor solar, bem como os

demais parâmetros citados no Capítulo 4 - item 4.2.2 e Anexo D, o código PROSOL 1 é baseado num cálculo iterativo para a determinação dos seguintes valores:

- . temperatura média da superfície da chapa absorvedora (T_s);
- . temperatura média do vidro (T_v);
- . vazão da água no coletor (\dot{m}_{H_2O}).

Este cálculo é feito através de 3 equações básicas:

- . Balanço térmico para o sistema chapa-vidro (equação 3.7);
- . fluxo radial de calor transferido ao fluido ao longo do comprimento do tubo (equação 3.8);
- . balanço térmico na superfície da chapa absorvedora (equação 3.5).

Estimando-se inicialmente valores para a temperatura da superfície da chapa absorvedora e do vidro, calcula-se primeiramente o calor transferido para a água (Q_{H_2O}), através da equação do balanço de energia do conjunto chapa e vidro (equação 3.7). Com este valor e com o valor do incremento de temperatura no coletor (dado de entrada), verifica-se a vazão do fluido, obtendo-se portanto o coeficiente médio convectivo de transmissão de calor (h_f) do fluido.

Conhecendo-se as resistências à passagem do fluxo de calor da chapa para o fluido, e ainda as temperaturas média do fluido e da superfície da chapa absorvedora (arbitrada inicialmente), calcula-se novamente o calor transferi-

do para a água $(Q_{H_2O})_2$ através da equação do fluxo radial de calor ao longo do tubo (equação 3.8).

Através do confronto entre os valores obtidos pelas duas equações para o calor transferido para a água $(Q_{H_2O})_1 / (Q_{H_2O})_2$, torna-se possível chegar-se iterativamente a valores da temperatura média da superfície e da vazão do fluido que satisfaçam as duas equações.

Concluindo esta fase, faz-se a verificação, também iterativa, da temperatura média do vidro pela equação do balanço térmico na superfície da chapa absorvedora (equação 3.5), tornando portanto possível o confronto com o valor arbitrado inicialmente, até que se encontre valores para os 3 parâmetros procurados, que satisfaçam a todas as equações.

Desta maneira chega-se a um valor de rendimento do coletor solar plano para determinada condição de operação.

Determina-se o nº total de coletores necessários ao sistema através do cálculo do funcionamento isolado de cada coletor da ligação série no arranjo série/paralelo, sendo que a energia a ser fornecida pelo sistema de coletores é um parâmetro de entrada no programa, juntamente com o número de coletores em série desejado no arranjo.

5.1.2 Coletores com duas coberturas de vidro (código PROSOL 2)

O código PROSOL 2 é similar ao PROSOL 1 e o número de incógnitas neste modelo é elevado para quatro:

- . temperatura média da superfície da chapa absorvedora (T_s),
- . temperatura média do vidro superior (T_{v_1}),
- . temperatura média do vidro interno (T_{v_2}),
- . vazão da água no coletor (\dot{m}_{H_2O}).

As equações básicas empregadas são:

- . Balanço térmico para o sistema chapa-vidro 2 - vidro 1 (equação 3.20-d),
 - . fluxo radial de calor transferido ao fluido ao longo do comprimento do tubo (equação 3.8),
 - . balanço térmico na superfície da chapa absorvedora (equação 3.20-c),
 - . balanço térmico no vidro superior (equação 3.20-a).

Usou-se neste código o método iterativo de Newton-Raphson [19].

5.2 Simulação do Funcionamento do Coletor de Teste em Regime Pseudo-permanente para o Confronto Teórico-experimental (Código FUSOL)

O código FUSOL simula o funcionamento do coletor de teste em regime pseudo-permanente. Basea-se no código PRO-SOL 1, descrito no item 5.1.1, porém utilizando-se como dados de entrada para o cálculo os seguintes parâmetros obtidos ex-

perimentalmente para cada intervalo de tempo considerado:

- . vazão do coletor de teste (\dot{m}_{H_2O}),
- . energia solar incidente no coletor de teste (Q_i),
- . velocidade do vento,
- . temperatura de entrada da água no coletor de teste ($T_{f,E}$),
- . temperatura ambiente (T_{AR}),

e calculando-se os seguintes parâmetros para cada intervalo de tempo considerado:

- . temperatura média da superfície da chapa absorvedora (T_s),
- . temperatura média do vidro (T_v),
- . temperatura teórica de saída de água no coletor de teste ($T_{f,s}$),
- . rendimento teórico do coletor de teste.

Como a temperatura de saída no coletor de teste e o seu rendimento para cada intervalo de tempo considerado são dados também conhecidos experimentalmente, tornou-se possível o confronto teórico-experimental destes valores.

5.3 Cálculo Econômico do Sistema de Coletores Projetado e Estudo Comparativo dos Custos SolarxElétrico (Código SECOST)

SECOST é um código de cálculo comparativo de cus

to dos sistemas solar e elétrico, baseando-se no conceito de valor atual apresentado no Capítulo 3 - ítem 3.4.

Utiliza-se como dados de entrada os seguintes ítems:

- Custo 1: energia solar

. Investimento inicial do sistema solar (incluindo montagem e manutenção),

. Custo do consumo mensal da energia elétrica complementar (energia auxiliar do sistema para o período de insolação insuficiente).

- Custo 2: energia elétrica

. Investimento inicial do sistema elétrico no caso de suprimento energético integral através de resistência elétrica

No cálculo do custo da energia elétrica considerou-se o custo industrial mensal da potência instalada, da energia consumida em kWh e o imposto único sobre a energia consumida. O Anexo E apresenta todos os custos unitários usados nos cálculos, juntamente com fonte e data de referência.

Utilizando-se as fórmulas 3.23 a 3.27 apresentadas no Capítulo 3, calcularam-se as quantias monetárias QM_t relativas a diferentes instantes t , atualizando para uma data base, comparando-se assim, o custo da energia solar (custo 1) com o custo da energia elétrica (custo 2).

6. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1 Apresentação dos Resultados Obtidos Experimentalmente

As medidas realizadas foram divididas em duas fases relativas às duas vazões de água empregadas (item 4.2.2).

FASE A - 10,6 kg/h

FASE B - 14,3 kg/h

6.1.1 Fase A

Foram selecionadas as experiências realizadas nos dias 28, 29 e 30 de maio, e ainda nos dias 11 e 14 de junho de 1985. A sequência das Figuras 6.1 a 6.10, apresentadas a seguir, mostra especificamente, para cada dia de teste, as seguintes curvas:

- radiação solar incidente no plano do coletor em função da hora do dia, com indicação do horário de funcionamento da resistência elétrica para complementar a energia solar no caso da energia incidente estar abaixo da incidência crítica;

- condições operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o coletor plano ao longo do dia.

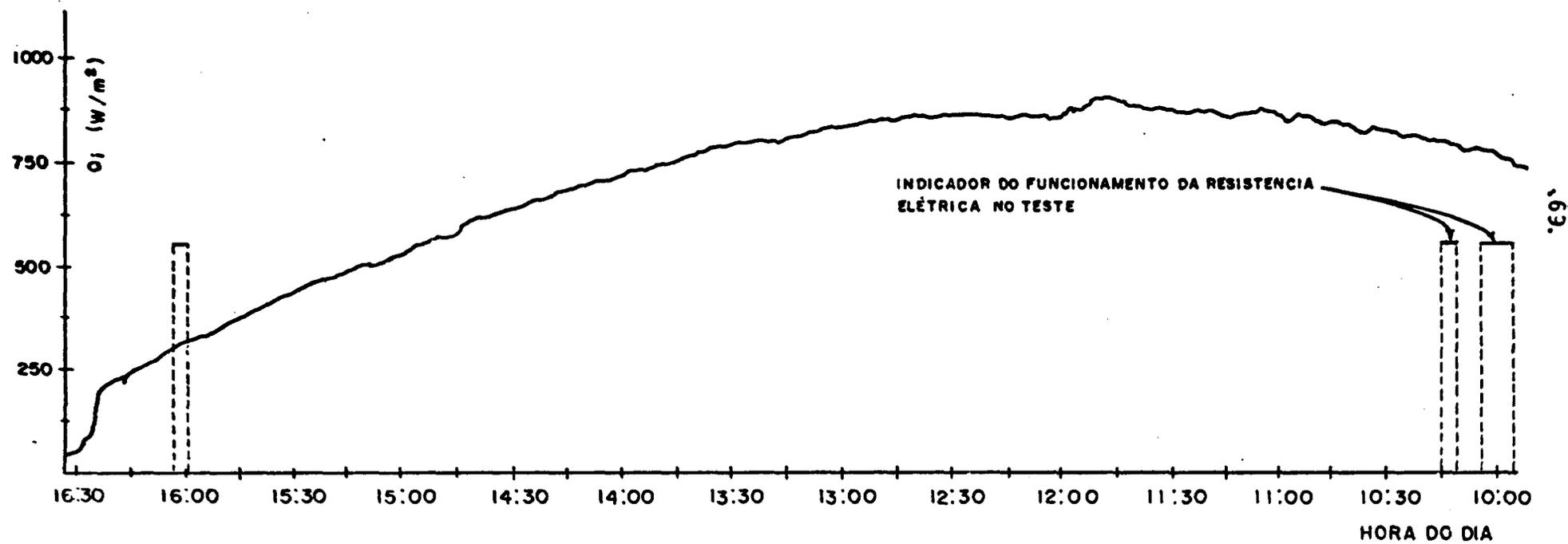


Figura 6.1 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
 Teste do Dia 28/05/85

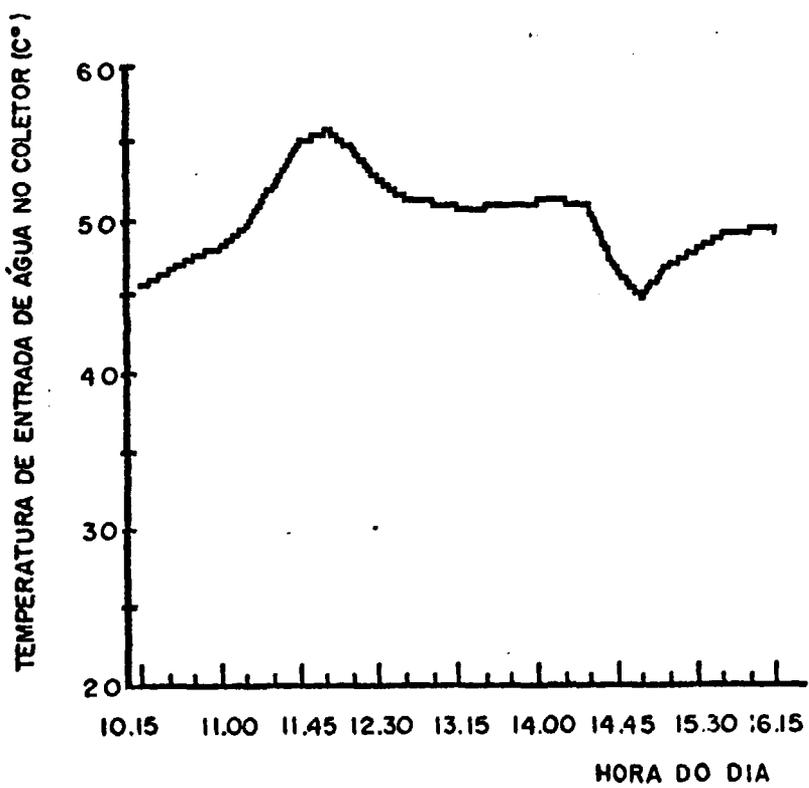
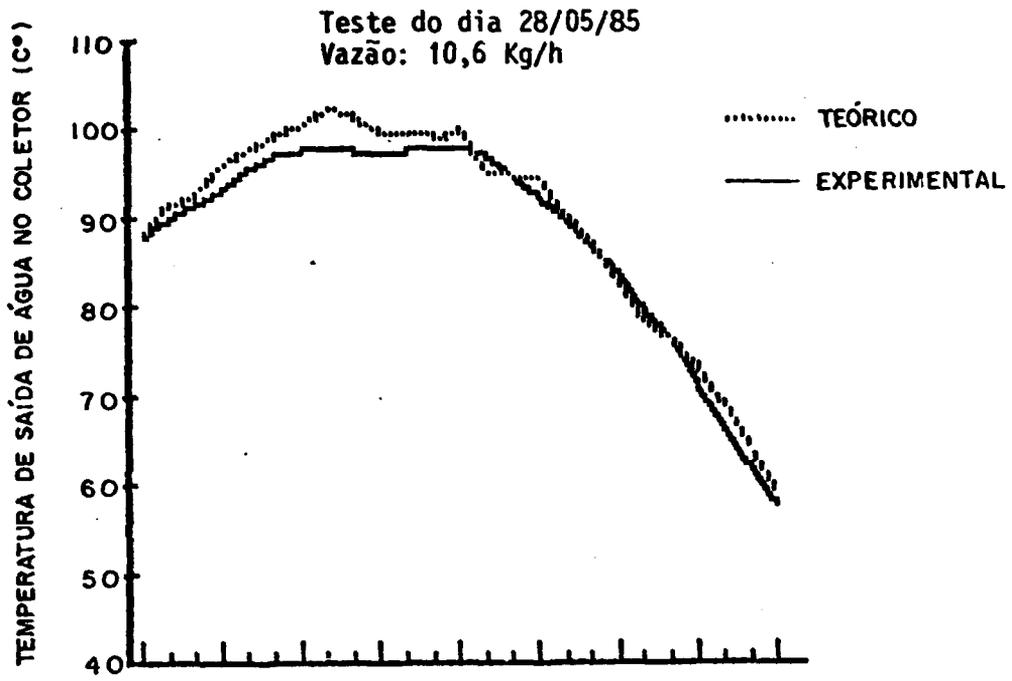


Figura 6.2 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída de água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 28/05/85 - FASE A

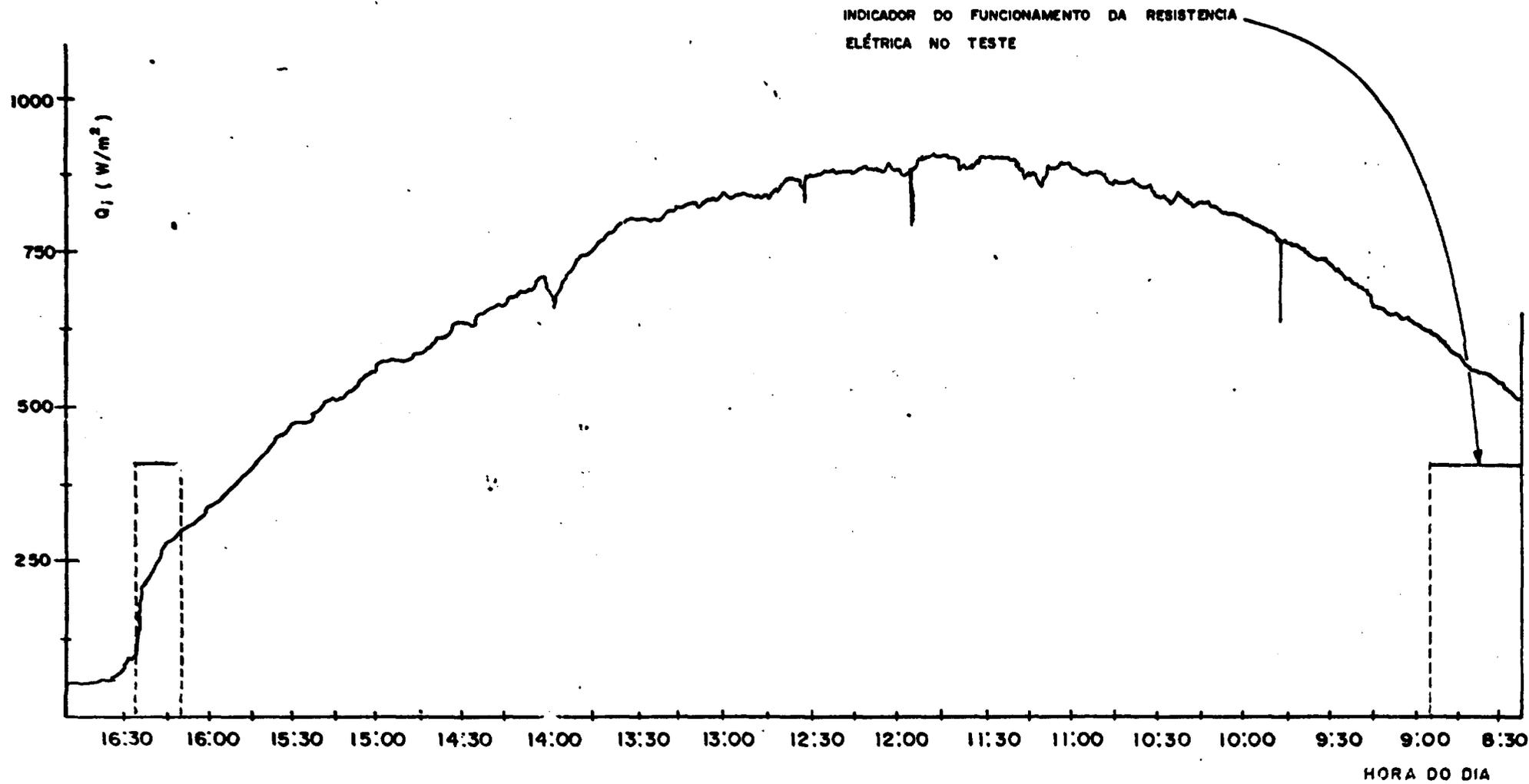


Figura 6.3 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
Teste do Dia 29/05/85

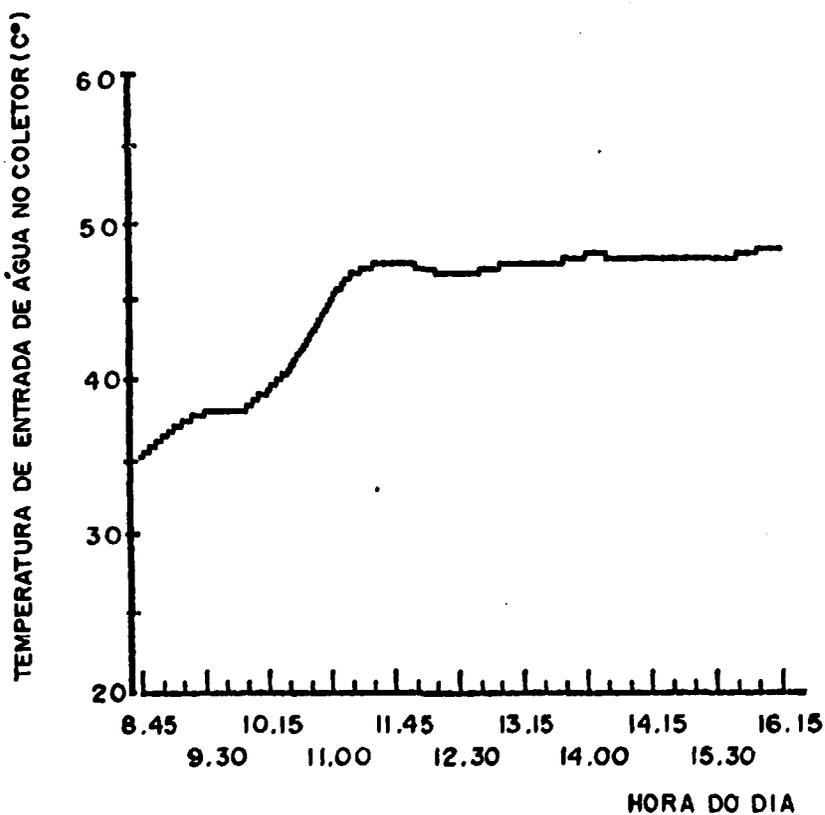
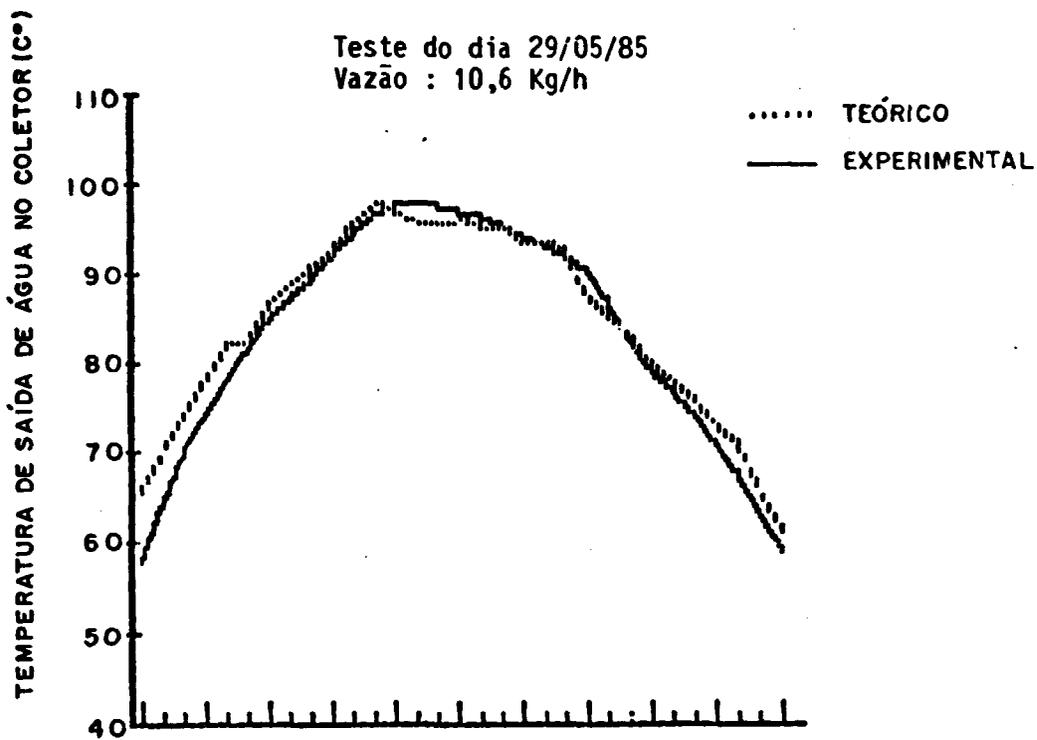


Figura 6.4 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 29/05/85 - FASE A

INDICADOR DO FUNCIONAMENTO DA RESISTENCIA
ELÉTRICA NO TESTE

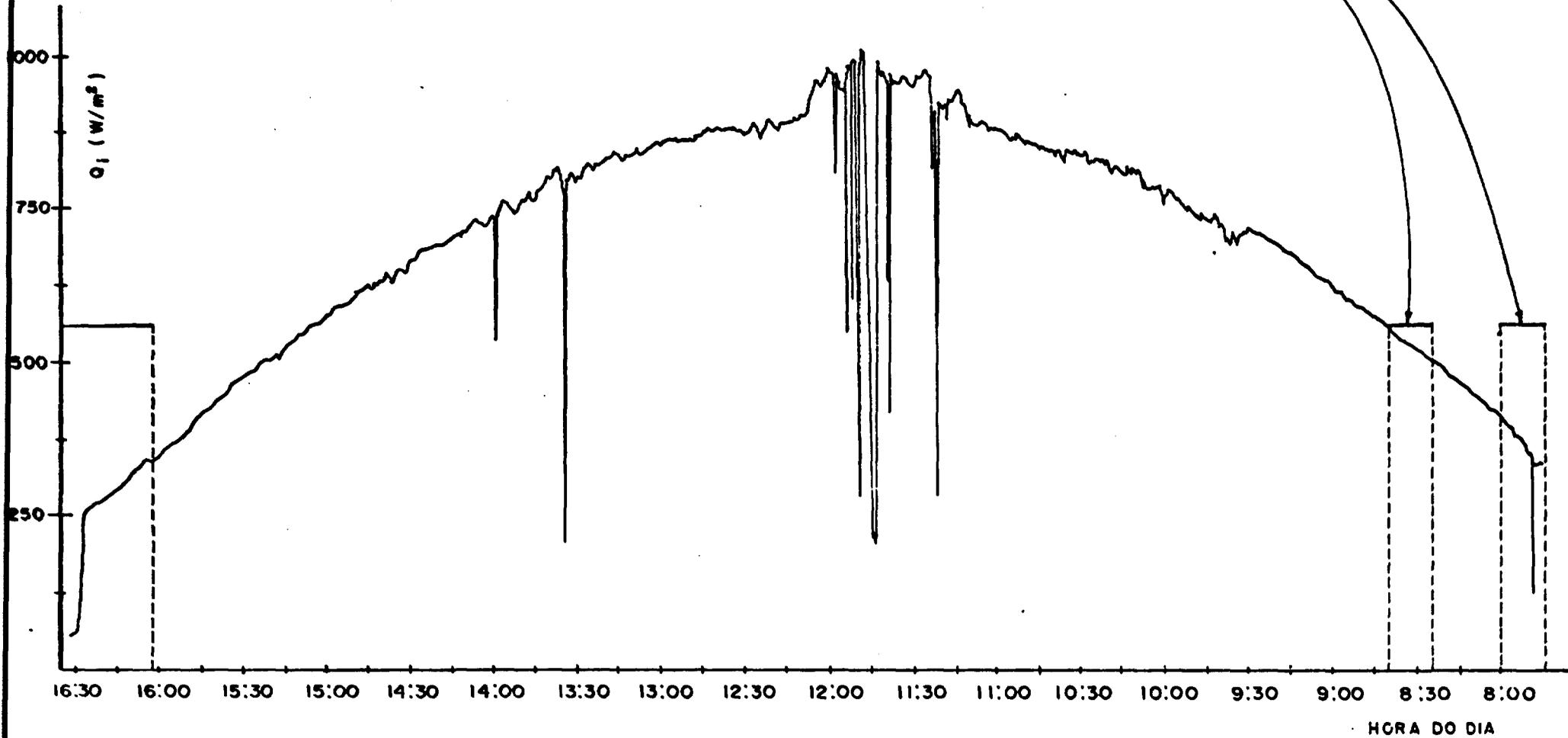


Figura 6.5 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
Teste do dia 30/05/85

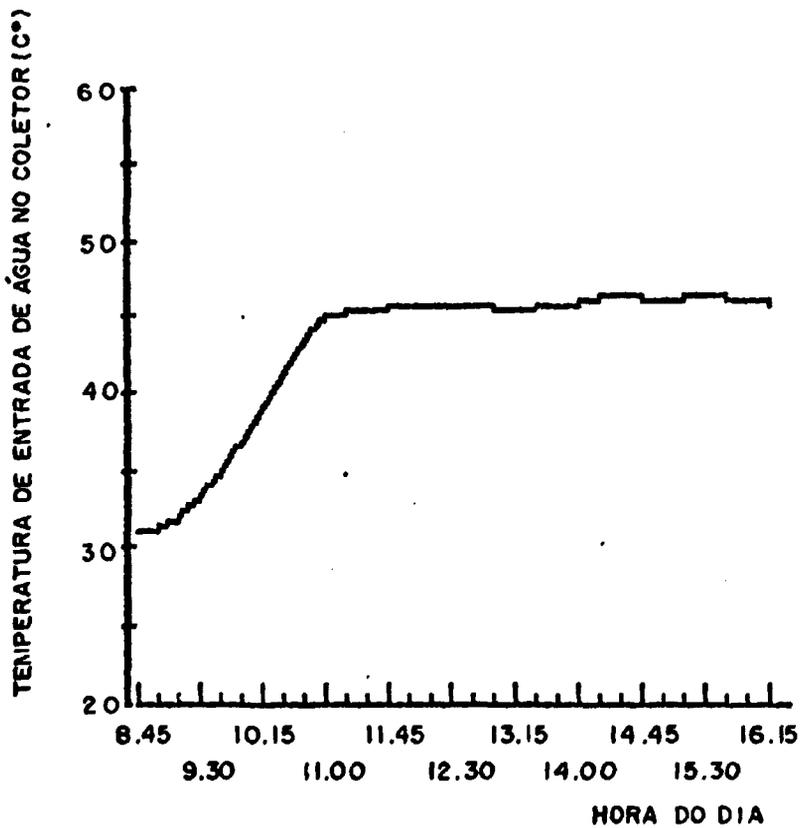
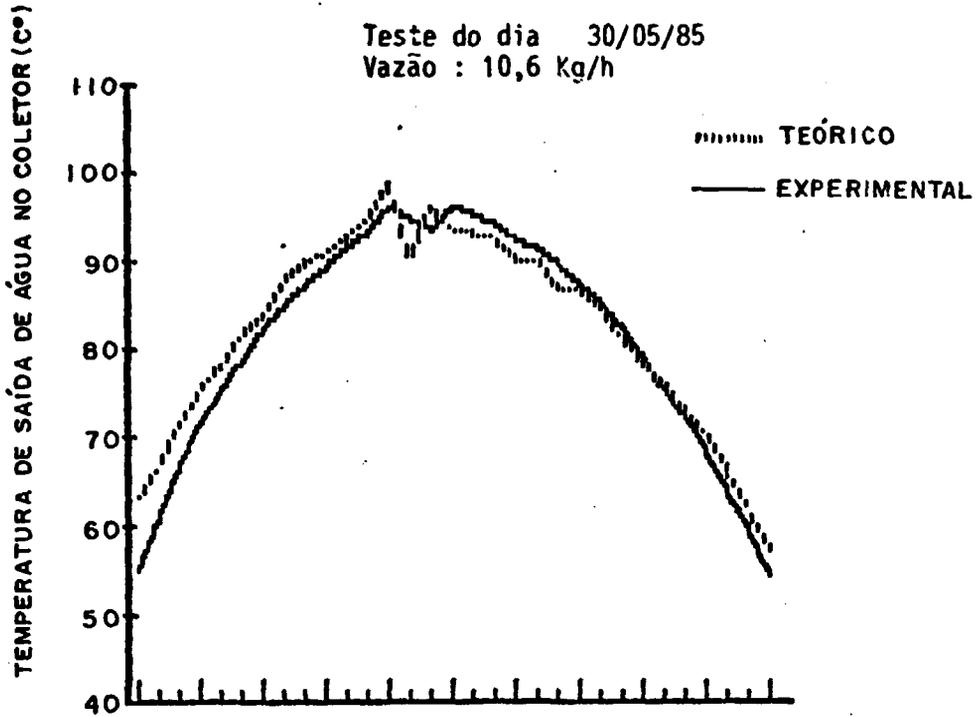


Figura 6.6 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia . Teste do Dia 30/05/85. Fase A

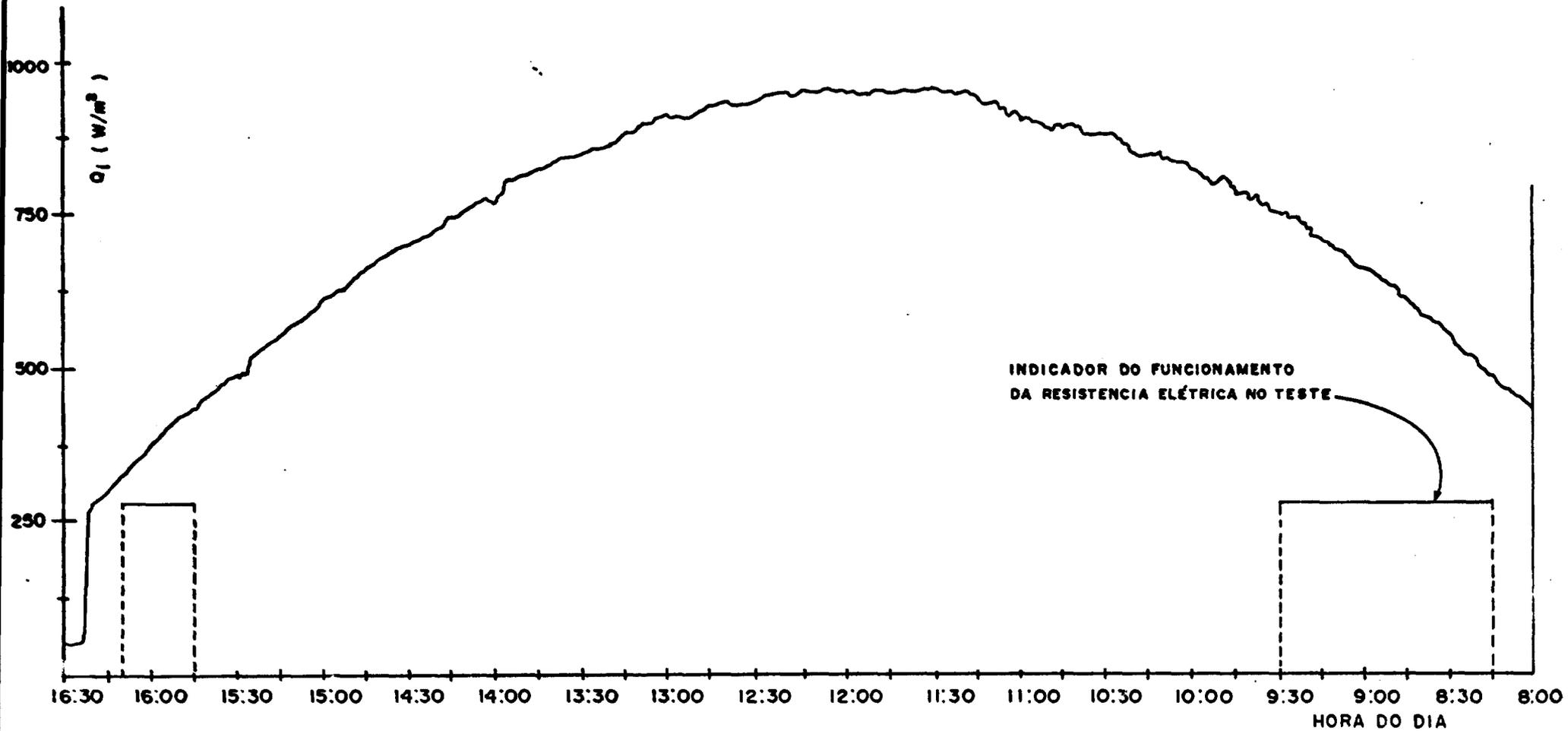


Figura 6.7 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
Teste do Dia 11/06/85

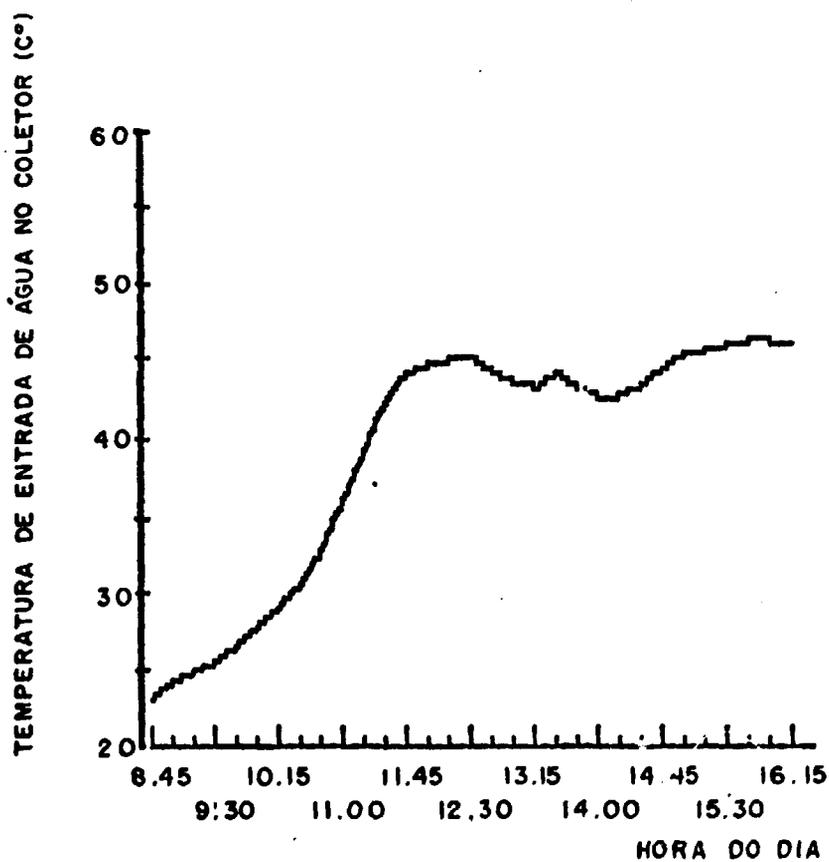
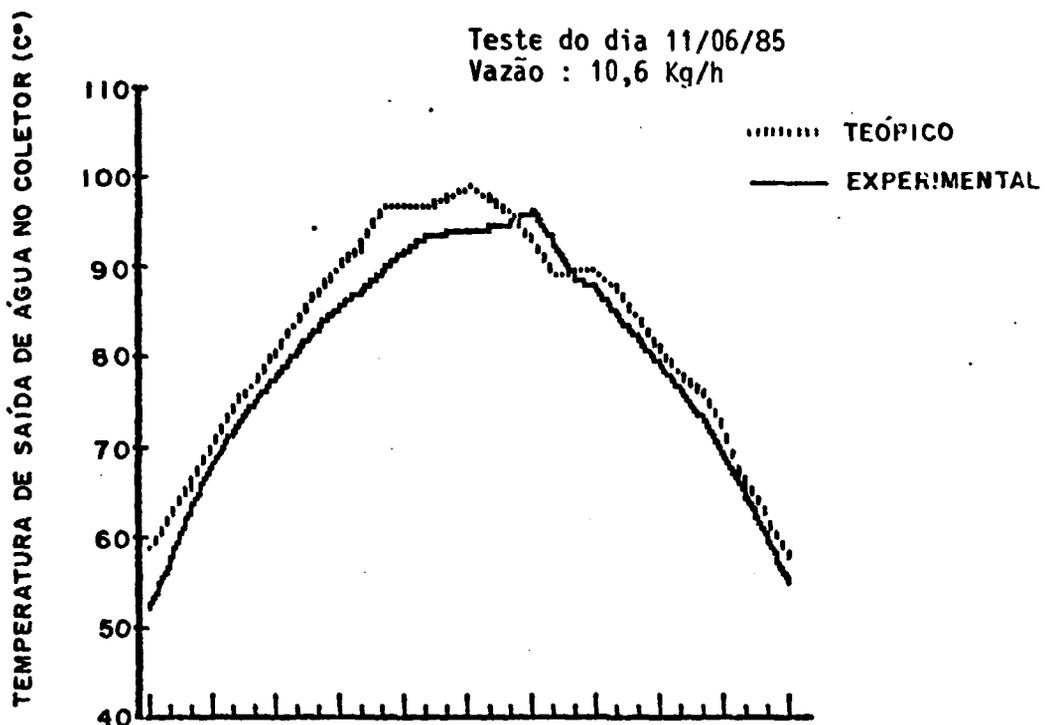


Figura 6.8 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 11/06/85 - FASE A

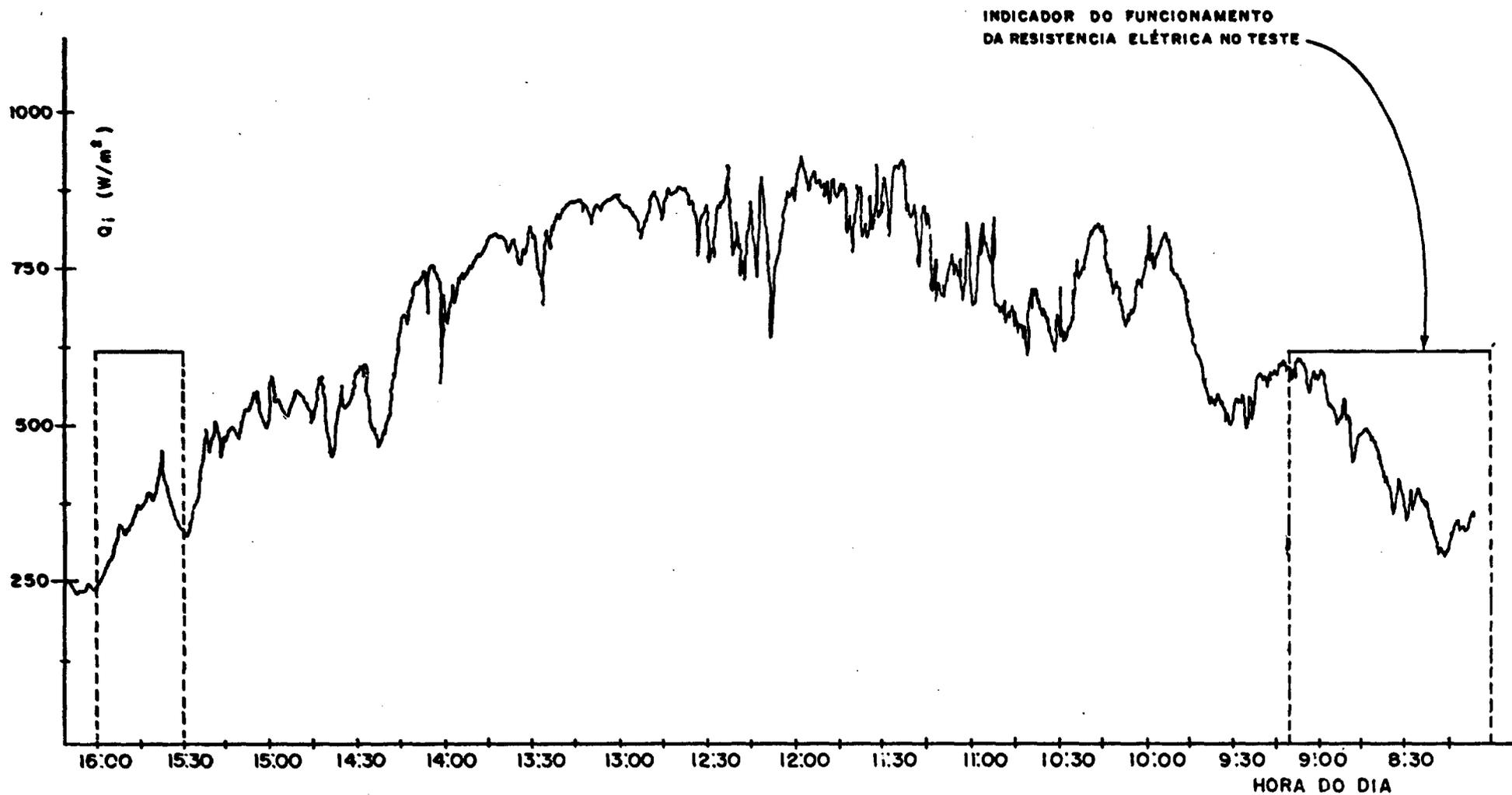


Figura 6.9 - Radiação Solar Incidente no plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
Teste do Dia 14/06/85

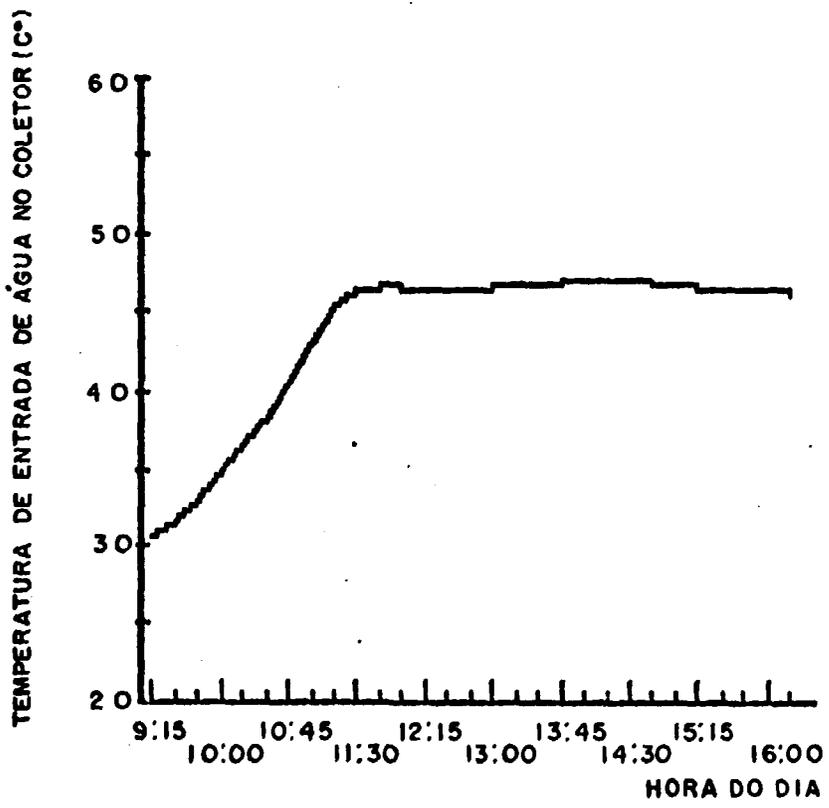
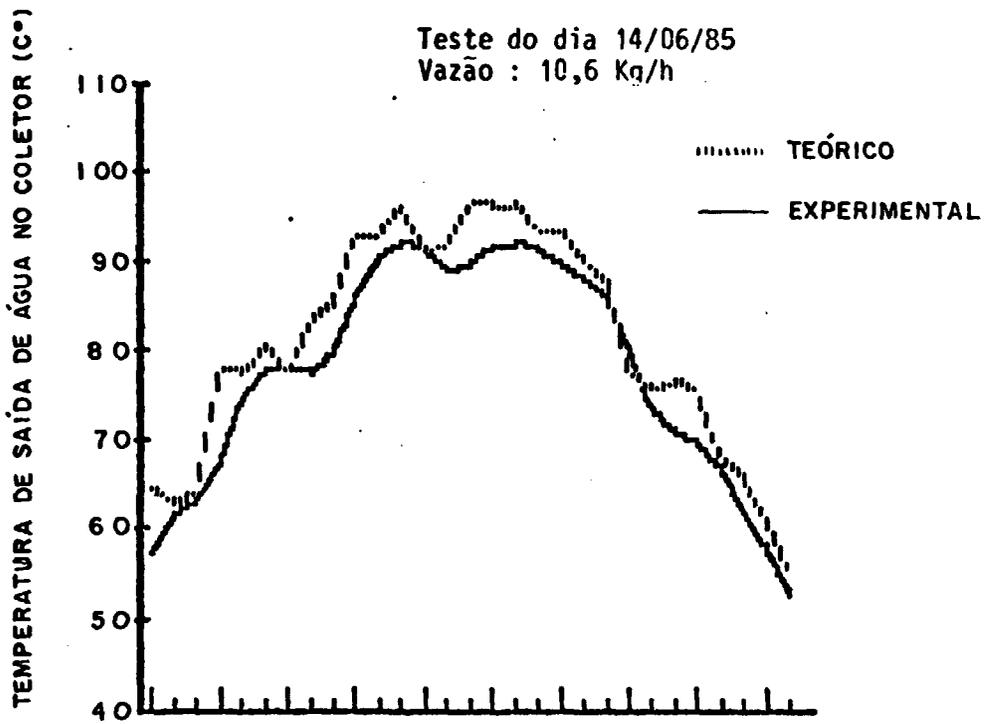


Figura 6.10 - Condições Operacionais (temperatura de entrada e saída da água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 14/06/85 . FASE A

6.1.2 Fase B

As medidas obtidas com vazão constante de 14,3 kg/h e selecionadas para esta análise, foram realizadas nos dias 12 e 13 de junho de 1985 e apresentadas a seguir na sequência das Figuras 6.11 a 6.14, onde são mostradas para cada dia de teste as curvas citadas no item 6.1.1.

6.2 Análise dos Resultados Obtidos Experimentalmente

6.2.1 Balanço de energia

Uma análise das curvas experimentais da radiação incidente no plano do coletor em função da hora do dia, Figuras 6.1, 6.3, 6.5, 6.7 e 6.9 da Fase A e Figuras 6.11 e 6.13 da Fase B dos testes, nos permite verificar a duração de cada dia de teste, e ainda o período do teste em que o circuito funcionou com o auxílio da resistência elétrica.

A duração média diária dos testes experimentais apresentadas neste trabalho, foi de 492,6 min. Em 18% deste período a resistência elétrica permaneceu ligada, no restante do tempo, o sistema funcionou apenas com a energia absorvida pelo coletor solar plano.

Como a potência dissipada pela resistência elétrica é de 1,8 kW, a quantidade média de calor diária fornecida por esta resistência foi de 2,66 kWh.

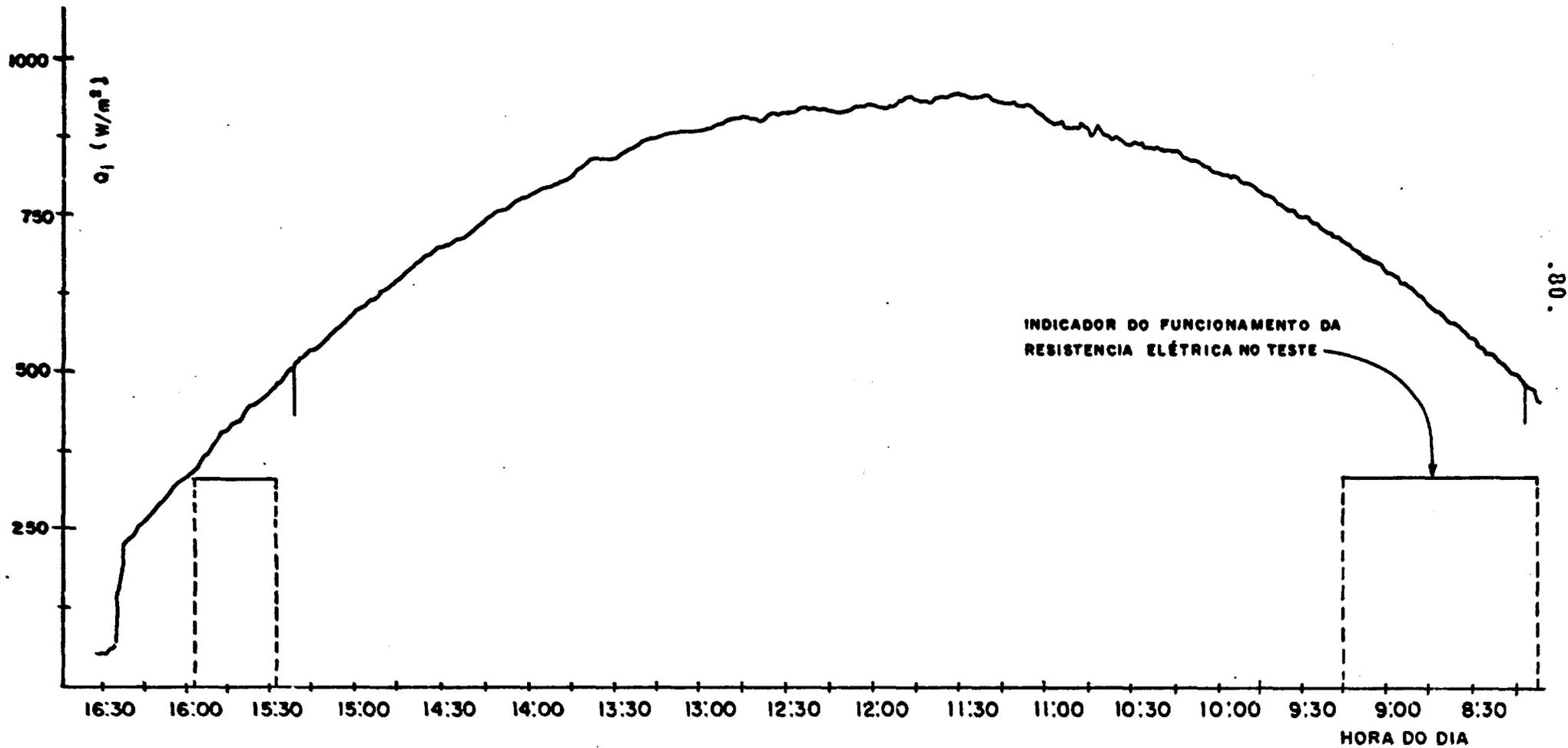


Figura 6.1.1 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
 Teste do Dia 12/06/85

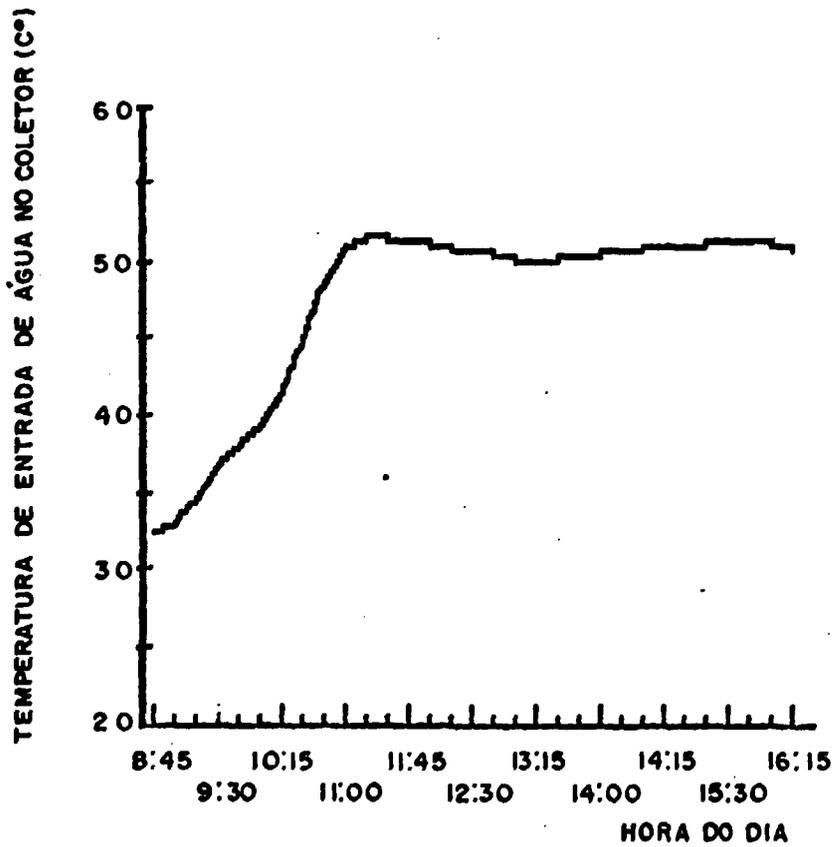
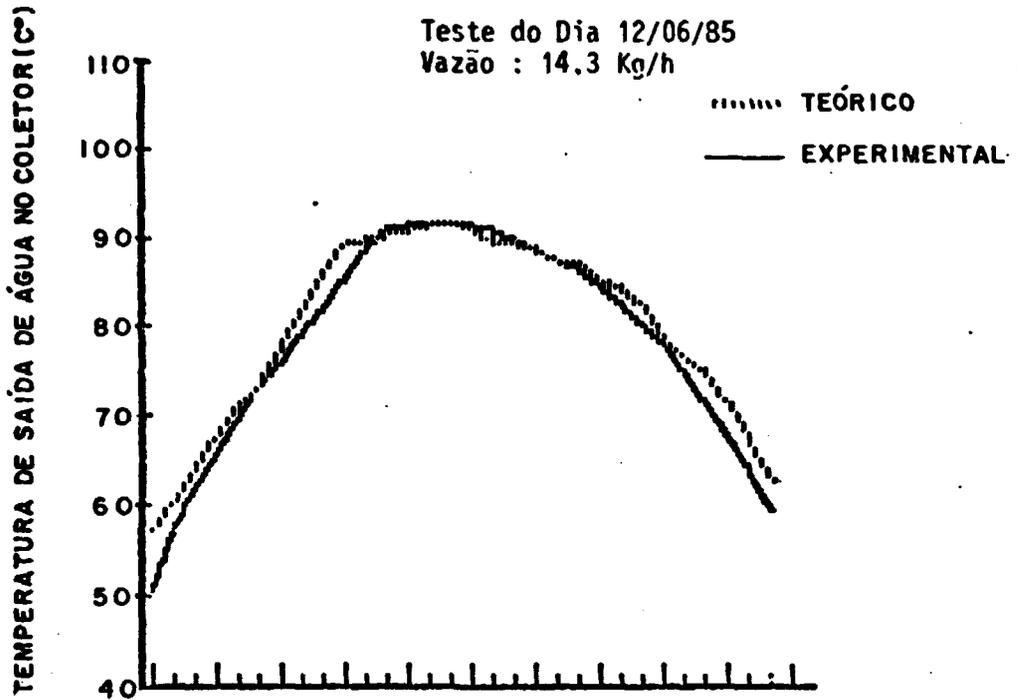


Figura 6.12 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 12/06/85 . FASE B

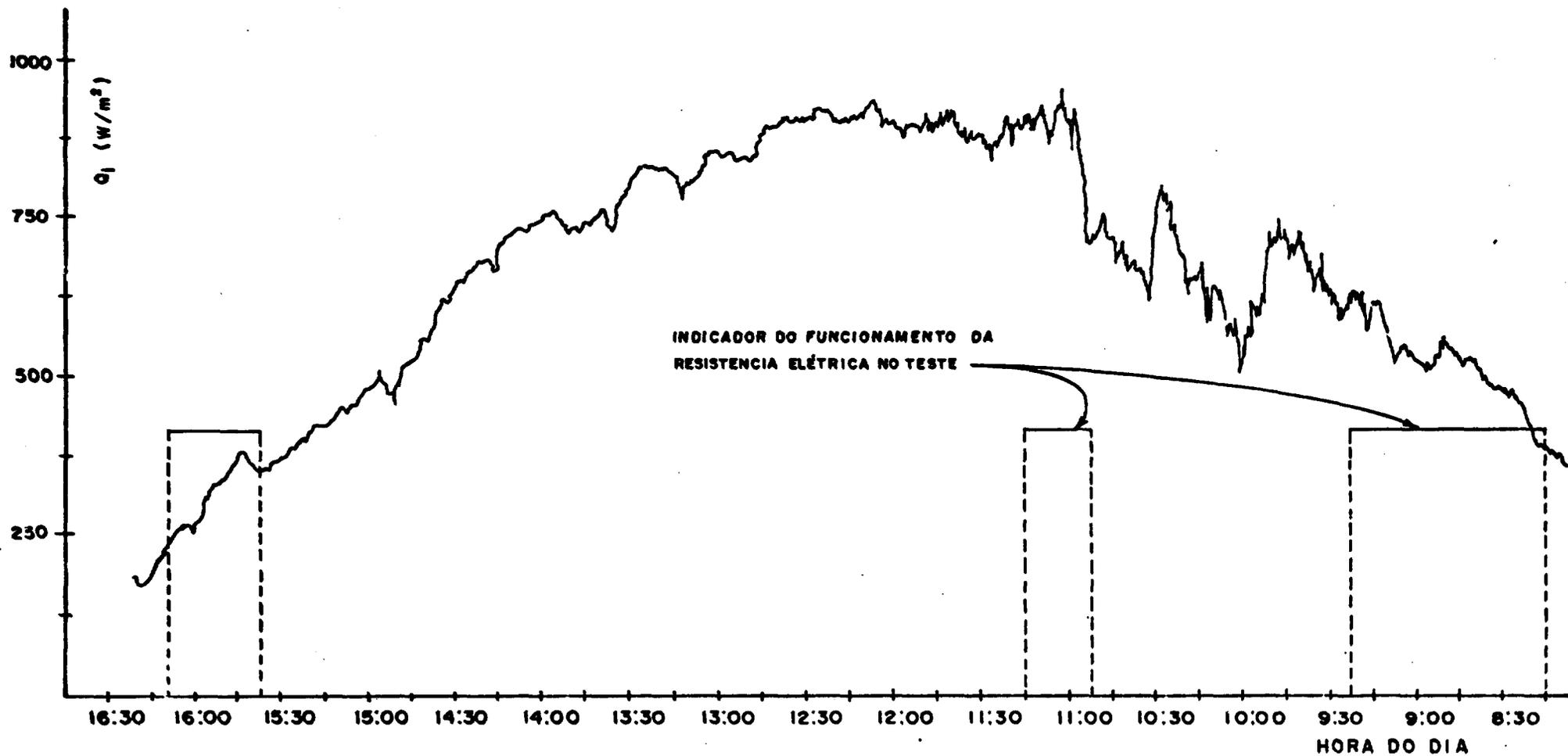


Figura 6.13 - Radiação Solar Incidente no Plano do Coletor em Função da Hora do Dia.
 Teste do Dia 12/06/95

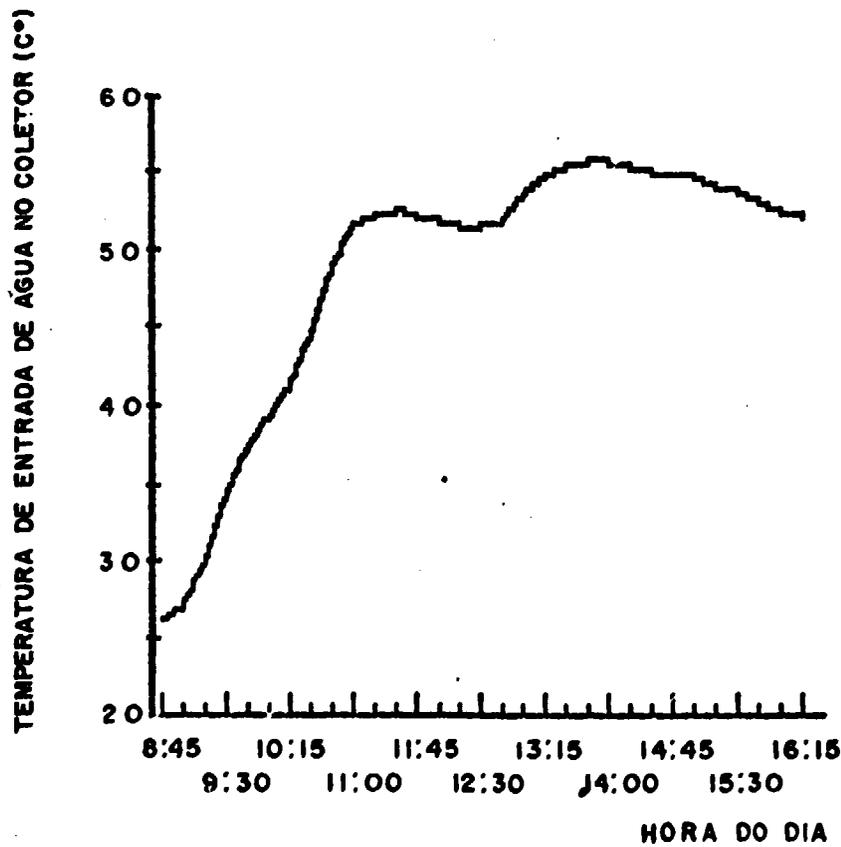
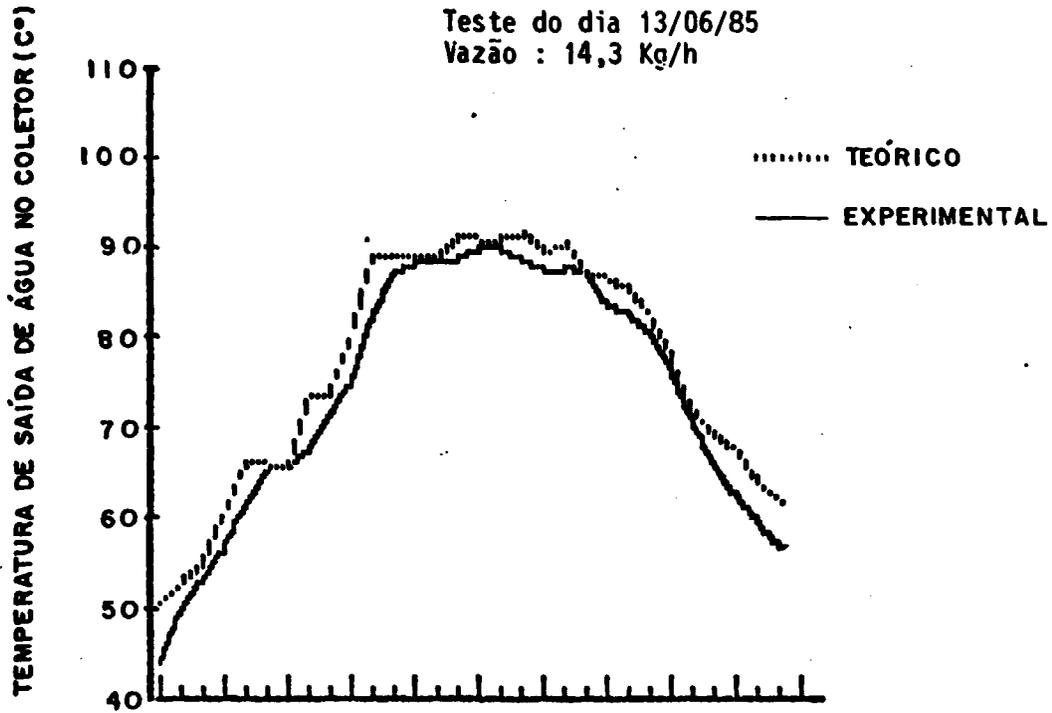


Figura 6.14 - Condições Operacionais (temperaturas de entrada e saída da água) para o Coletor Plano ao Longo do Dia. Teste do Dia 13/06/85. FASE B

A quantidade média de calor útil diária absorvida pela água no coletor solar plano nos testes foi de 3,52 kWh, calculada através dos resultados apresentados nas curvas experimentais das condições operacionais do coletor solar ao longo dos dias de testes, Figuras 6.2, 6.4, 6.6, 6.8 e 6.10 (Fase A), 6.12 e 6.14 (Fase B).

O fabricante da bomba diafragma não dispõe da curva característica do equipamento e sabendo-se que esta operou, praticamente, em seu limite inferior (baixa eficiência), não será considerado, neste trabalho, a energia consumida pelo bombeamento do fluido.

Adicionando-se as taxas de calor absorvida pelo coletor solar e a fornecida pela resistência elétrica, chegou-se a um resultado de 6,18 kWh para a quantidade média de calor diária fornecida à água do circuito primário. Este valor foi a taxa necessária para aquecer inicialmente o volume de água do circuito primário (apresentado na Tabela 6.1) de 20°C a 50°C, ou seja, 2,53 kWh/dia, e ainda conservá-lo funcionando nas condições operacionais citadas no item 4.2.2, isto é, fornecendo ao circuito secundário (trocador de calor) a potência mínima necessária ao seu funcionamento.

TABELA 6.1 - VOLUME DE ÁGUA DO CIRCUITO DE TESTES
(CIRCUITO PRIMÁRIO)

EQUIPAMENTO	VOLUME DE ÁGUA (10 ³ m ³)
Tanque de armazenamento	50,0
Trocador de calor	17,8
Tubos do circuito	1,2
Coletor solar	3,5
Circuito total	72,5

A quantidade média de calor útil diária cedida ao circuito secundário foi de 2,69 kWh, calculada através dos dados obtidos experimentalmente das temperaturas de funcionamento de trocador de calor (Anexo A-3). Este valor corresponde a 327,7 W, que é bem próximo da potência de projeto do trocador de calor 321 W, comprovando portanto o funcionamento do equipamento de acordo com as condições de projeto. No Anexo 3 são apresentadas algumas curvas de funcionamento do trocador de calor durante os testes.

A Tabela 6.2 mostra um resumo das taxas de calor calculadas experimentalmente, podendo-se assim avaliar o balanço de energia média diária no circuito de teste, para os testes apresentados neste trabalho.

TABELA 6.2 - BALANÇO DE ENERGIA MÉDIA DIÁRIA DURANTE OS TESTES

ABSORÇÃO E CONSUMO DA ENERGIA NO PERÍODO DE TESTES		QUANTIDADE MÉDIA DE CALOR DIÁRIA (kWh)
Energia útil absorvida peio volume de água do circuito primário	Coletor solar	3,52
	Resistência elétrica	2,66
Total absorvida	Total absorvida pelo volume de água do circuito primário	6,18
Energia cedida	Energia cedida ao secundário (Trocador de calor)	2,69
	Necessária para colocar o volume de água do circuito primário nas condições de operação	2,53
Total cedida	Total consumida no funcionamento do circuito	5,22

Uma análise dos resultados apresentados na Tabela 6.2, nos indica que 15,5% do valor da energia total fornecida ao volume de água do circuito primário durante os testes experimentais, foi dissipada em perdas. Observa-se também que a energia útil da água absorvida no coletor solar plano é suficiente para manter o funcionamento do circuito secundário com uma eficiência média no trocador de calor da ordem de 76% durante o período correspondente ao número de horas de insolação diária considerada nos cálculos do projeto do coletor solar plano para a região de Belo Horizonte.

A resistência elétrica foi utilizada para pré-aquecer o volume de água do circuito primário às condições iniciais de funcionamento. Este fato só ocorreu devido aos testes não terem sido contínuos, com funcionamento durante o dia e a noite, como ocorrerá no modelo real no processo de recuperação de urânio do minério fósforo uranífero de Itataia.

6.2.2 Desvio entre valores teóricos e experimentais das condições operacionais

As temperaturas de saída de água no coletor, apresentaram um desvio médio de 3,5% entre os valores teóricos e experimentais. Os gráficos do funcionamento do coletor plano ao longo do dia, Figuras 6.2, 6.4, 6.6, 6.10, 6.12 e 6.14, mostram o desvio entre valores teórico x experimental para cada teste.

Levando-se em conta a precisão da aparelhagem de medição (item 4.3), o resultado foi plenamente satisfatório, indicando que o modelo matemático (código FUSOL) se ajustou ao experimental.

O desvio entre os valores teóricos e experimentais nas temperaturas de saída de água no coletor, resultaram em um desvio médio de 5,9% entre os valores teóricos e experimentais do rendimento térmico do coletor.

6.3 Configuração do Sistema para a Região de Belo Horizonte

6.3.1 Configuração do sistema para coletores de 1 vidro

Através da modelagem do sistema para regime permanente, código PROSOL 1 (item 5.1.1), operando nas condições de projeto para a região de Belo Horizonte, foi possível obter a configuração do sistema solar para coletores de 1 vidro, com 2 m² de área frontal de coleta, através do cálculo da vazão e rendimento de cada coletor na montagem série/paralelo. A Tabela 6.3 mostra os resultados obtidos para os casos de 3 e 4 coletores conectados em série para o sistema funcionando nas condições de projeto, estimando-se um período de armazenamento diário de energia solar da ordem de 6 horas, o que corresponderá a uma potência instalada 86% superior ao valor necessário ao projeto.

TABELA 6.3 - CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA SOLAR, PARA COLETORES DE 1 VIDRO, COM 2 m² DE ÁREA FRONTAL DE COLETA, PROJETADO PARA AS CONDIÇÕES DA REGIÃO DE BELO HORIZONTE, COM O SISTEMA ABSORVENDO UMA MÉDIA DIÁRIA DE 1.144 kWh

Nº DE COLETORES SÉRIE/PARALELO	TOTAL DE COLETORES DO SISTEMA	VAZÃO POR COLETOR (kg/h)	RENDIMENTO NO PRIMEIRO E ÚLTIMO COLETOR DA ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE (%)	RENDIMENTO MÉDIO DO CONJUNTO DE COLETORES ASSOCIADOS EM SÉRIE (%)
3/167	501	30,1	34,4 20,1	26,9
4/125	500	40,4	35,7 19,2	27,1

6.3.1.1 Comentários dos resultados obtidos para a configuração do sistema para coletores de 1 vidro

Uma análise dos resultados obtidos para coletores de 1 vidro apresentado na Tabela 6.3, demonstra uma baixa eficiência do conjunto para as condições de trabalho a temperaturas moderadas (50 a 78°C), sendo portanto a análise econômica um fator determinante na seleção do sistema a ser instalado.

Acredita-se que devido ao grande número de coletores em paralelo, esta configuração poderia ser dividida em duas partes independentes, com 2 tanques de armazenamento e 2 bombas para facilidades de instalação e operação deste sistema. Observa-se ainda que para reduzir-se o número de coletores em paralelo, não é aconselhável, neste caso, aumentar-se o nũ-

mero de coletores em série, o que pode ser facilmente comprovado pela baixa eficiência dos últimos coletores da associação em série.

A configuração para coletores de 2 vidros surgiu como uma tentativa de aumentar a eficiência média da associação, o que possibilitaria uma redução no número total de coletores envolvidos, e conseqüentemente, do custo inicial do projeto.

6.3.2 Configuração do sistema para coletores de 2 vidros

Analogamente ao item 6.3.1, através da modelagem do sistema para regime permanente, código PROSOL 2 (item 5.1.2), para coletores de 2 vidros, foi possível obter-se a configuração do sistema solar, nas condições de projeto em questão, cujos resultados são apresentados na Tabela 6.4.

A modelagem do sistema de coletores de 2 vidros não foi testada experimentalmente, para comprovação do modelo teórico, entretanto, verificou-se grande similaridade com o modelo de 1 vidro já testado.

TABELA 6.4 - CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA SOLAR, PARA COLETORES DE 2 VIDROS, COM 2 m² DE ÁREA FRONTAL DE COLETA, PROJETADO PARA AS CONDIÇÕES DE BELO HORIZONTE, COM O SISTEMA ABSORVENDO UMA MÉDIA DIÁRIA DE 1.144 kWh

Nº DE COLETORES SÉRIE/PARALELO	TOTAL DE COLETORES DO SISTEMA	VAZÃO POR COLETOR	RENDIMENTO NO PRIMEIRO E NO ÚLTIMO COLETOR DA ASSOCIAÇÃO SÉRIE (%)	RENDIMENTO MÉDIO DO CONJUNTO DE COLETORES ASSO-CIADOS EM SÉRIE (%)
3/121	363	41,5	42,7 31,6	37,0
4/91	364	55,7	43,7 31,2	37,3
5/72	360	69,8	44,3 30,9	37,4
6/60	360	84,1	44,7 30,8	37,5
7/51	357	98,4	45,1 30,7	37,6
8/45	360	112,7	45,3 30,6	37,7
9/40	360	127,0	45,5 30,6	37,7
10/36	360	141,3	45,7 30,6	37,8
11/32	352	155,6	45,8 30,6	37,8
12/30	360	170,0	46,0 30,5	37,9
13/27	351	184,3	46,1 30,5	37,9
14/25	350	198,7	46,2 30,5	38,0
15/24	360	213,1	46,2 30,5	38,0
16/22	352	227,4	46,3 30,5	38,0
17/21	357	241,8	46,4 30,5	38,0

6.3.2.1 Comentários dos resultados obtidos para a configuração do sistema para coletores de 2 vidros

Os resultados para coletores de 2 vidros apresentados na Tabela 6.4, demonstram um aumento da eficiência do sistema para as condições de trabalho, tanto para o conjunto de coletores da associação série/paralelo, como para cada coletor da série, analisado individualmente.

Observa-se, também, que há um ligeiro crescimento no rendimento médio do conjunto de coletores da associação série/paralelo, a medida que o número de coletores em série cresce e o em paralelo diminui. O sistema de 14 série/25 paralelo será o sistema a ser analisado economicamente, pois apresenta um bom rendimento do conjunto, e o número total de coletores (350 coletores) no arranjo, menor que o de outras associações.

A redução do número de coletores em paralelo como tendência de otimização da configuração do sistema solar foi também verificada por Trevisan e Macedo [15].

6.4 Análise Econômica dos Sistemas Alternativos Propostos

Através do código SECOST (item 5.3) foi feita a análise econômica por meio do cálculo comparativo de custo dos sistemas solar e elétrico, baseando-se no conceito de valor atual e considerando-se a necessidade de um suprimento e-

nergético diário de 88 KW.

No que diz respeito aos custos cabe ressaltar que foi considerada como disponível a área para a instalação do sistema, ou seja, foi atribuído custo zero ao espaço físico a ser ocupado.

Com base em informações de fabricantes de coletores, a manutenção necessária a um sistema solar, praticamente, se restringe a troca de vidros e rotômetros. Assim, o custo do serviço de manutenção dos sistemas solares serão considerados igual a 2% do investimento inicial.

O prazo de 15 anos de amortização foi estimado como sendo a vida útil dos coletores dispostos na planta. Embora não tenhamos no Brasil coletores que ultrapassem esta idade, este valor é encontrado na literatura e é considerado hoje como algo conservador [15].

6.4.1 Levantamento de custos para a configuração do sistema para coletores de 1 vidro

O custo total do capital restrito refere-se ao investimento realizado com o custo inicial do sistema de coletores de 1 vidro (Tabela 6.5), somado ao custo mensal da energia elétrica complementar no período em que o sistema de coletores não estiver funcionando (Tabela 6.6). O período diário em que a energia elétrica complementar irá atuar no sistema solar é da ordem de 11 horas, considerando-se um período de insolação diária de 7 horas (valor medido para a região de Be

lo Horizonte) e acrescido de um período de 6 horas de armazenamento de energia solar.

O anexo E apresenta as tabelas de todos os custos unitários usados nos cálculos, bem como datas e fontes informativas.

TABELA 6.5 - INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA SOLAR NA CONFIGURAÇÃO DE COLETORES DE 1 VIDRO (DATA REFERENCIA DEZ/86)

ITENS	CUSTO (OTN)
Coletores solares (500 módulos de 2 m ²)	8.833,83
Estrutura metálica	922,18
Tanques de armazenamen to com resistência ele trica e isolamento tér mico - 10.000 l - (2)	864,66
Tubulações isoladas (incluindo conexões) (450 m)	167,95
Rotâmetros (13)	154,92
Válvulas globo (13)	78,68
Termostatos diferen ciais (2)	35,39
Bombas centrífugas 1,5 CV-Vazão 2700 Kg/h (2)	90,11
Mão-de-obra	406,02
Manutenção (2% do total)	234,96
Total	11.788,70

**TABELA 6.6 - CUSTO MENSAL DA ENERGIA ELÉTRICA COMPLEMENTAR
PARA O SISTEMA SOLAR (DATA REFERENCIA: DEZ/
86)**

TARIFA BINOMIA		CUSTO MENSAL (OTN)
Potência instalada	88 kW	77,14
Energia consumida	29.040 kWh	91,57
Imposto único sobre a energia consumida	29.040 kWh	71,27
TOTAL/MENSAL		239,98

A Tabela 6.7 apresenta o investimento realizado com o custo inicial do sistema elétrico no caso de suprimento energético integral através da resistência elétrica, e a Tabela 6.8 mostra o custo mensal da energia elétrica para este caso.

Nas Tabelas 6.5 e 6.7 não foram computados itens que são comuns a ambos os sistemas a serem comparados, tais como o sistema de trocadores de calor e instalação de energia elétrica.

TABELA 6.7 - INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA ELÉTRICO NO CASO DE SUPRIMENTO ENERGÉTICO INTEGRAL ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA (DATA DE REFERÊNCIA: DEZ/86)

ITENS	CUSTO* (OTN)
Aquecedores de circulação para água com resistência de imersão de 100 kW (1)	188,11
Bomba centrífuga 1,0 CV - Vazão 2700 kg/h (1)	28,48
TOTAL	216,59

* Não computado itens comuns a ambos sistemas

TABELA 6.8 - CUSTO MENSAL DA ENERGIA ELÉTRICA NO CASO DE SUPRIMENTO ENERGÉTICO INTEGRAL ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA (DATA DE REFERÊNCIA: DEZ/86)

TARIFA BINOMIA		CUSTO MENSAL (OTN)
Potência instalada	88 kW	77,14
Energia consumida	63.360 kWh	199,79
Imposto único sobre a energia consumida	63.360 kWh	155,49
TOTAL/MENSAL		432,42

6.4.2 Levantamento de custos para a configuração do sistema para coletores de vidro duplo

O custo total do capital restrito apenas ao investimento inicial do sistema de coletores com vidros duplos é apresentado na Tabela 6.9. Os demais custos são os mesmos apresentados no item 6.4.1 (Tabelas 6.6 a 6.8).

TABELA 6.9 - INVESTIMENTO INICIAL DO SISTEMA SOLAR NA CONFIGURAÇÃO DE COLETORES DE VIDRO DUPLO (DATA DE REFERÊNCIA: DEZ/86)

ITENS	CUSTO (OTN)
Coletores solares-vidro duplo (350 módulos de 2 m ²)	6.512,63
Suportação	645,53
Tanques de armazenamento com resistência elétrica e isolamento térmico - 10.000 l - (2)	864,66
Tubulações isoladas (316 m)	117,90
Rotâmetros (4)	47,67
Válvulas globo (4)	24,21
Termostatos diferenciais (2)	35,39
Bombas centrífugas 1,5 CV - Vazão 2.700 kg/h (2)	90,11
Mão-de-obra	284,21
Manutenção (2% do total)	172,44
TOTAL	8.794,75

6.4.3 Comentários dos resultados obtidos na análise econômica comparativa entre o sistema elétrico e solar

Usando-se como dados de entrada do programa SECOST o valor da taxa de descontos (i) de 10% ao ano e os custos apresentados nas Tabelas 6.5 a 6.8 para o sistema de coletores de vidro simples e os custos apresentados nas Tabelas 6.6 a 6.9 para o sistema de coletores de vidro duplo, chegou-se ao tempo de retorno de investimento de 82 a 55 meses, respectivamente. Estes valores correspondem a 46% e 31% do tempo de vida útil estimada para os coletores planos (180 meses).

Acredita-se que, no momento atual, com expectativa de racionamento e altos custos envolvidos na geração de energia elétrica, a relação benefício x custo proveniente da utilização de sistemas solares seria, ainda, ampliada.

6.4.4 Comentários preliminares da extrapolação do modelo para Itataia

Através do código PROSOL 1 foi feita uma análise preliminar para extrapolação do modelo para Itataia (Ceará), utilizando-se como dados de entrada no programa, as condições meteorológicas nas proximidades da região, que segundo Nunes e outros [21], a média anual da radiação solar incidente é da ordem de 20% superior ao valor estimado para a região de Belo Horizonte e a velocidade do vento é da ordem de 100% superior.

Estas alterações nas condições climáticas da região, equivalem a uma redução na área total de coleta da ordem de 30% da área calculada para Belo Horizonte, correspondendo a uma redução da ordem de 33% no tempo de retorno de investimento em relação ao cálculo econômico.

7. CONCLUSÃO

Baseando-se numa análise criteriosa dos resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir que:

1) Os coletores solares planos comerciais, disponíveis no mercado brasileiro, atendem às condições exigidas pelo processo. Verificou-se também que modificações relativamente simples e economicamente viáveis, como a instalação de 2 coberturas transparentes, poderiam reduzir a área total de coleta em 30%.

2) A instalação piloto construída com um coletor solar plano de 1 vidro, simulou o funcionamento do processo de modo intermitente.

Verificou-se através dos dados obtidos experimentalmente, que o consumo médio diário do processo nos testes era de 5,22 kWh, com eficiência média global de 84,5%. A participação média de energia solar no processo foi de apenas 57%. Entretanto verificou-se que se não houvesse necessidade de aquecimento inicial do volume de água do circuito primário, o coletor solar seria capaz de suprir 100% da demanda de energia, no mesmo período de testes, com uma eficiência média do trocador de calor da ordem de 76%.

3) O modelo matemático desenvolvido e comprovado neste trabalho, código FUSOL, simulou o funcionamento do coletor solar plano de 1 vidro em regime pseudo-permanente. Comparações entre os valores teóricos obtidos por este modelo e os obtidos pelos testes experimentais, indicaram um desvio médio para a temperatura de saída do coletor da ordem de 3,5%, resultando em um desvio médio de 5,9% no valor de sua eficiência térmica.

4) A partir do código FUSOL foram elaborados os códigos PROSOL 1 e PROSOL 2, os quais determinam a área total de coletores em função das condições de projeto do sistema e das condições meteorológicas da região, otimizam sua disposição série/paralelo, calculam a vazão de água em cada coletor e a eficiência média do arranjo para coletores de 1 e 2 vidros, respectivamente.

Chegou-se aos seguintes resultados para o dimensionamento do sistema na região de Belo Horizonte:

	COLETORES DE 1 VIDRO	COLETORES DE 2 VIDROS
Nº de módulos	500 módulos de 2 m ²	350 módulos de 2 m ²
Arranjo	4 coletores série/125 coletores paralelos	14 coletores série/25 coletores paralelos
Vazão por coletor	40,4 kg/h	198,7 kg/h
Eficiência média do conjunto	27,1 %	38,0 %

Para ambos os casos considerou-se um período de insolução diária de 7 horas (valor medido para a região de Belo Horizonte), acrescido de um período de 6 horas de armazenamento de energia solar. Portanto, o sistema solar absorverá uma média diária de 1.144 kWh.

5) A partir de simulações utilizando o PROSOL 2, foi observado que a medida que o arranjo série/paralelo tende a uma forma quadrática, ocorre um crescimento da ordem de 2,8% no rendimento médio do conjunto de coletores da associação.

6) Através do cálculo econômico comparativo dos custos solar x elétrico, código SECOST, concluiu-se que os sistemas solares dimensionados são economicamente viáveis, visto que o tempo de retorno de investimento corresponde a 46% e 31% do tempo de vida útil para coletores de vidro simples e de vidro duplo, respectivamente.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES

As sugestões apresentadas neste trabalho referem-se a estudos mais detalhados de coletores de vidro duplo e superfícies seletivas, justificando-se estas recomendações pelas análises já iniciadas, código PROSOL 2 e Tabela F-1 no Anexo F: (influência de parâmetros de projeto no rendimento e dimensionamento de coletores de 1 vidro). As propostas sugeridas para trabalhos posteriores são:

- 1) Projetar e construir um sistema solar em escala piloto operando com coletores de vidro duplo e/ou superfície seletiva.

- 2) Determinar as características operacionais e curvas experimentais de eficiência térmica dos coletores propostos no item 8.1.

- 3) Verificar a adequação dos modelos teóricos desenvolvidos neste trabalho, códigos PROSOL 1 e PROSOL 2, frente aos dados experimentais levantados no item 8.2.

- 4) Extrapolção dos modelos para as condições climáticas da região de Itataia.

5) Análise econômica dos sistemas propostos, para Itataia.

6) Estudo de otimização do conjunto coletor e reservatório, com novas propostas de circuito primário e secundário.

ANEXO A - DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR DO CIRCUITO DE TESTES E RESULTADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE

No circuito para testes do sistema em escala de laboratório, o trocador de calor simulou as condições de troca de calor em uma das etapas do processo de Itataia, que consome a energia útil absorvida no coletor solar.

O trocador de calor, dimensionado exclusivamente para os testes em Belo Horizonte, é do tipo casco-tubo, com água quente provinda do coletor (circuito primário) passando no casco e o fluido frio (circuito secundário), passando no interior da serpentina.

A-1 Formulário usado no projeto do trocador de calor do circuito de testes

O formulário usado no cálculo foi:

- Diferença de temperatura média logarítmica (correntes opostas)

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B} \right)}$$

onde:

$$\Delta T_A = T_{efq} - T_{sff}$$

$$\Delta T_B = T_{sfq} - T_{eff}$$

- Área de troca de calor interna:

$$A = \pi D_i L_T$$

- Cálculo dos coeficientes convectivos

a) Coeficiente convectivo interno ao tubo da serpentina:

- Escoamento laminar, dutos longos

$$Nu = 1,86 (Re Pr D_i/L_T)^{0,33}$$

$$h_i = \frac{Nu K}{D_i}$$

b) Coeficiente convectivo externo ao tubo da serpentina:

- Convecção natural em cilindro vertical

$$Nu_D = 0,48 (Gr_D)^{1/4}$$

$$Gr_D = \frac{\rho^2 g \beta (T_e - T_i) D_c^3}{\mu^2}$$

$$h_e = \frac{Nu_D K}{D_c}$$

onde:

D_c = Diâmetro da serpentina enrolada

T_e = Temperatura média externa ao tubo

T_i = Temperatura média interna ao tubo.

- Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{SERV} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_K \frac{D_i}{D_e} + \frac{1}{h_e} \frac{D_i}{D_e} + R_{ii} + R_{ie} \frac{D_i}{D_e}}$$

- Calor útil

$$Q_{UTIL} = U_{SERV} A_i LMTD$$

A-2 Dados de projeto e dimensionamento do trocador de calor

As condições de projeto para o dimensionamento do trocador de calor, estabelecidos de acordo com o funcionamento do circuito de testes foram as seguintes:

Casco: fluido quente (proveniente do tanque de armazenamento)

$$T_{efq} = 76^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sfq} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{fq} = 10,6 \text{ kg/h}$$

Tubo (serpentina): fluido frio

$$T_{eff} = 22^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sff} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{ff} = 12 \text{ kg/h}$$

Potência de troca de calor:

$$\dot{Q} = 321 \text{ W}$$

Coefficientes de troca de calor:

$$h_i = 2122,2 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

$$h_e = 515,4 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

$$R_{ii} = R_{ie} = 0,000172 \text{ m}^2\text{°K/W (Fator de incrustação para água de cidade)}$$

$$U_{SERV} = 336,6 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

Dimensões do trocador de calor:

- Tanque:

Diâmetro: 180 mm

Altura: 620 mm

- Serpentina:

$D_e = 120 \text{ mm}$

Passo: 120 mm

Nº de voltas da serpentina: 05

Diâmetro do tubo: 6,35 mm

Espessura da parede: 0,79 mm

A-3 Resultados obtidos com os testes experimentais do trocador de calor no circuito de testes

Os valores médios de operação do trocador de calor durante os testes experimentais foram:

- Potência média de troca de calor:

$$\dot{Q} = 327,7 \text{ W}$$

- Temperaturas de entrada e saída da água fria

$$T_{eff} = 21,4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sff} = 46,4^{\circ}\text{C}$$

- Vazão da água na serpentina

$$\dot{m}_{ff} = 11,3 \text{ kg/h}$$

As Figuras A.3.1 e A.3.2 mostram as temperaturas de funcionamento do trocador de calor em função da hora do dia para os testes experimentais realizados em 11 e 12 de junho de 1985.

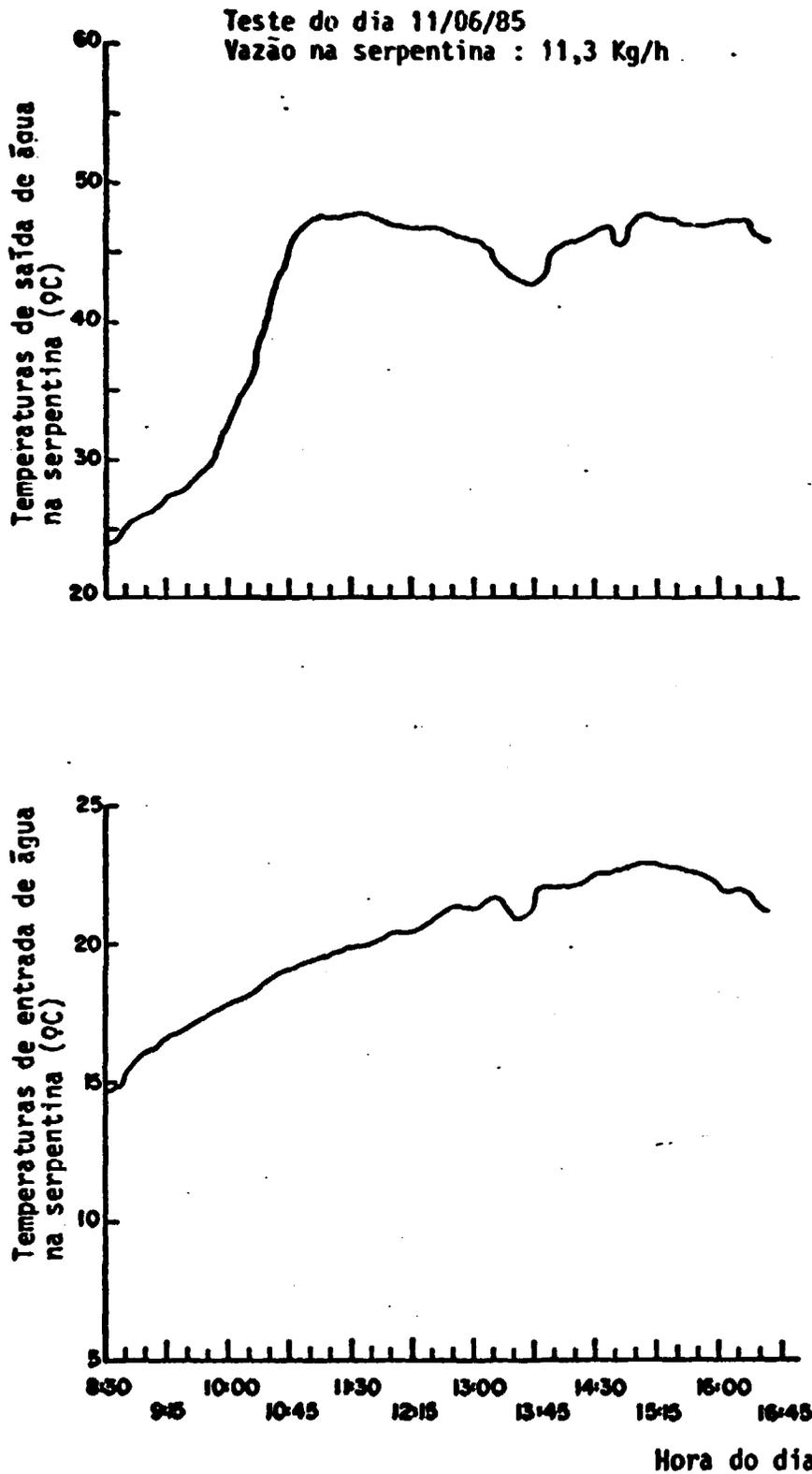


Figura A.3.1 - Temperaturas de Funcionamento do Trocador de Calor em Função da Hora do Dia. Teste do dia 11/06/85. FASE A

Teste do dia 12/06/85
Vazão na serpentina : 11,3 K_h

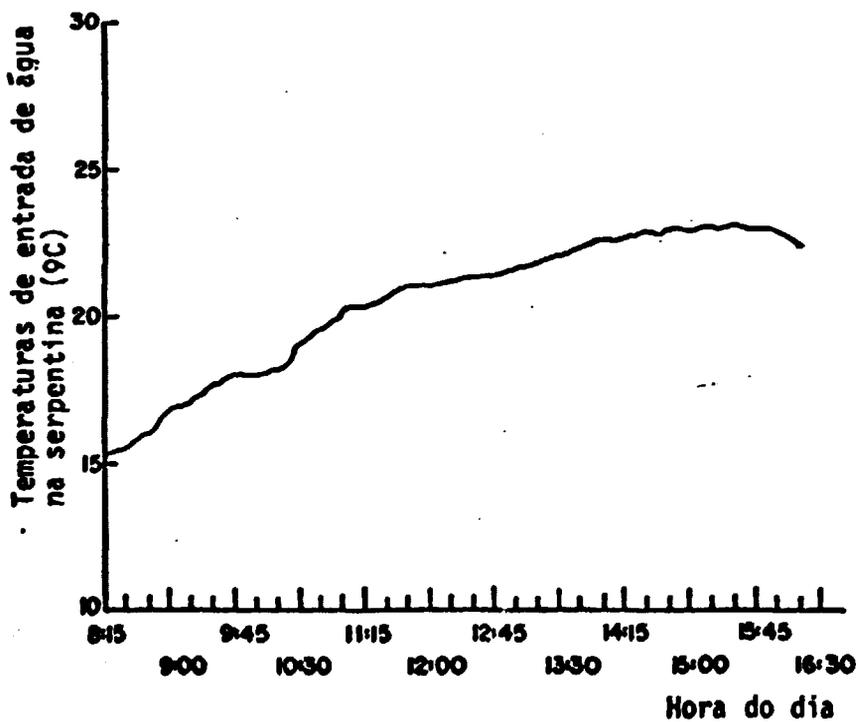
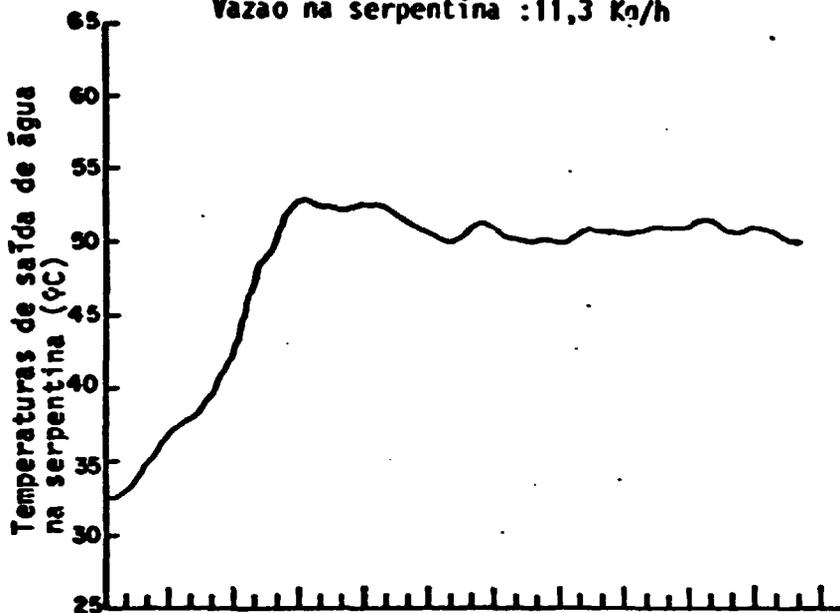


Figura A.3.2 - Temperaturas de Funcionamento do Trocador de Calor em Função da Hora do Dia. Teste do dia 12/06/85. FASE B.

ANEXO B - CONDIÇÕES DE PROJETO DO COLETOR SOLAR PLANO DO CIRCUITO DE TESTES E DADOS DE ENTRADA UTILIZADOS NO CÁLCULO DE SEU FUNCIONAMENTO PARA A REGIÃO DE BELO HORIZONTE

As condições de projeto do coletor solar plano do circuito de testes e os dados de entrada utilizados no cálculo de seu funcionamento para a região de Belo Horizonte, foram:

- Dimensões e informações técnicas do coletor solar de testes:

Área frontal: 2 m²

Área transparente: 1,89m²

Distância entre chapa absorvedora e vidro: 40,0mm

Comprimento dos tubos transversais: 1940,0mm

Número de tubos: 8

Diâmetro dos tubos: 15,0mm

Espessura do tubo do coletor: 0,5mm

Condutividade térmica da chapa

absorvedora : 212,33 W/m °K

Distância entre as linhas de centro

dos tubos : 122,8mm

Espessura do vidro: 3,0mm

Espessura da placa absorvedora: 1,2mm

Absortividade da superfície absorvedora: 0,92

Emissividade da superfície absorvedora: 0,92

Transmissividade do vidro: 0,88

Refletividade do vidro: 0,10

Condutividade térmica do isolamento: 0,0326 W/m°C

Espessura do isolamento: 50,0 mm

Fator de contato placa/tubo: 0,75 mm

- Condições atmosféricas para Belo Horizonte, no período de 1979 a 1982 (Fonte: 5º Distrito de Meteorologia-MG):

Média mensal da radiação solar

global: 16208 KJ/m²dia

Número médio de horas de inso-

lação diária: 7 horas

Velocidade média anual do vento: 1,6 m/s

Temperatura média ambiente: 22,4 °C

- Condições de operação do coletor solar:

Temperatura de entrada de água

no coletor: 50,0 °C

Temperatura de saída de água no

coletor: 78,0 °C

ANEXO C AFERIÇÃO DOS TERMOPARES

Para aferição dos termopares utilizados nos testes experimentais (tipo K, chromel-alumel), foi usado um banho controlador de temperatura, que consiste de um recipiente contendo água, cuja temperatura é pré-estabelecida, possibilitando assim comparar a temperatura obtida pelo termopar com a temperatura obtida por um termômetro padrão, utilizou-se um termômetro de precisão de quartzo-modelo 2801 A, precisão $0,02^{\circ}\text{C}$ e linearidade na faixa de 0 a 100°C de $0,05^{\circ}\text{C}$. Os dados obtidos experimentalmente foram listados na Tabela C.1.1 e C.1.2.

O desvio médio de $2,94^{\circ}\text{C}$ foi usado para a correção das temperaturas obtidas com os termopares.

TABELA C.1.1 - DADOS OBTIDOS NA AFERIÇÃO DOS TERMOPARES COM UM TERMÔMETRO DE PRECISÃO

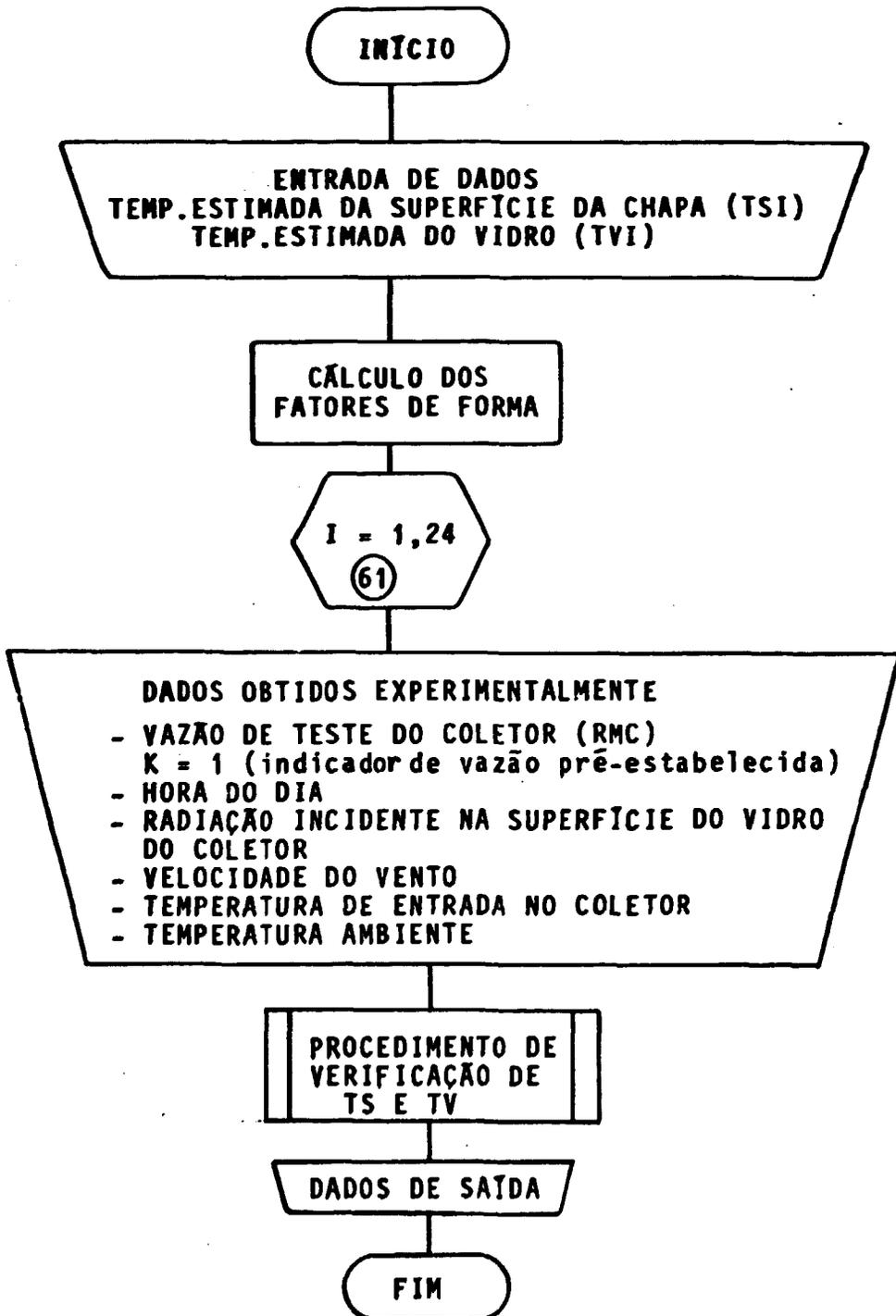
TEMPERATURA AJUSTADA NO CONTROLADOR °C	TEMPERATURA OBTIDA COM O TERMOPAR (T6) °C	TERMÔMETRO DE PRECISÃO (QUARTZO) °C
25	23,8	26,7
30	27,8	30,6
40	37,6	40,3
50	48,0	50,7
60	57,2	60,0
70	67,1	70,1
80	76,2	79,3
90	86,0	89,4
96	94,1	97,2

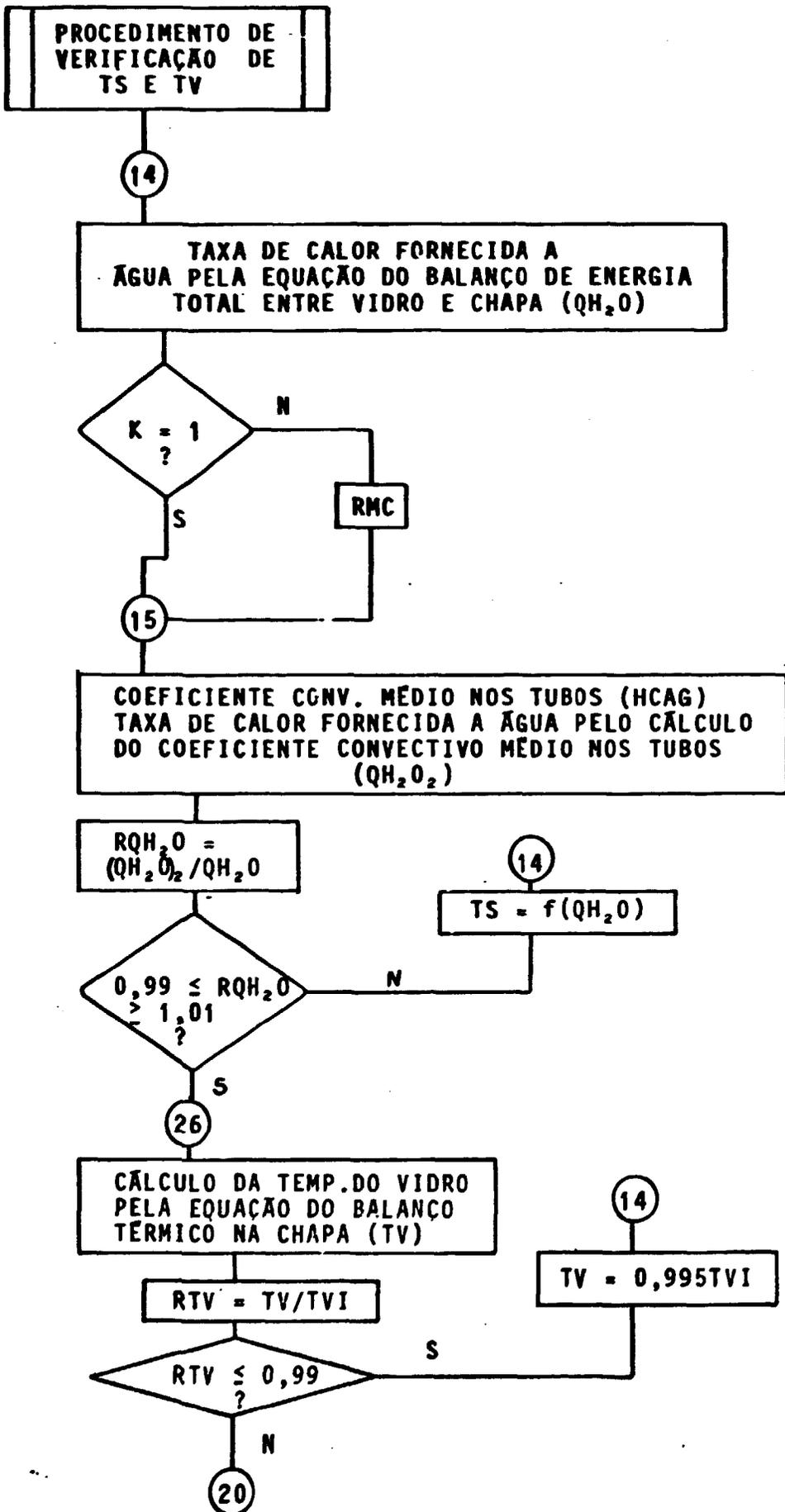
TABELA C.1.2 - DADOS OBTIDOS NA AFERIÇÃO DOS TERMOPARES COM UM TERMÔMETRO DE PRECISÃO

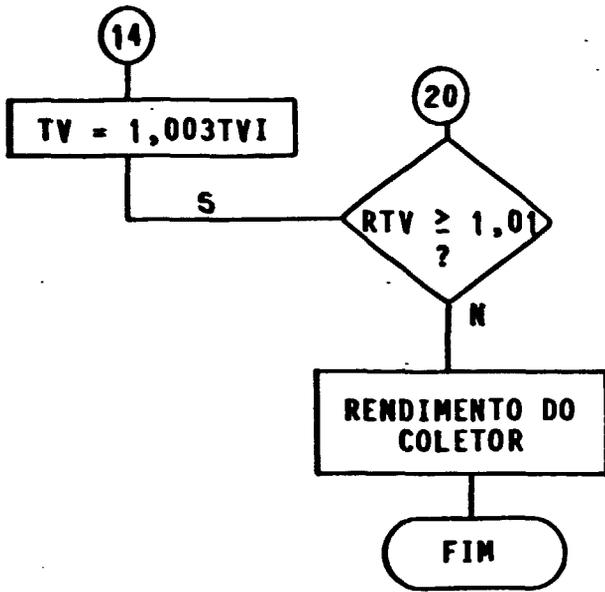
TEMPERATURA AJUSTADA NO CONTROLADOR °C	TEMPERATURA OBTIDA COM O TERMOPAR (T3) °C	TERMÔMETRO DE PRECISÃO (QUARTZO) °C
25	23,8	26,7
30	27,9	30,7
40	37,3	40,0
50	46,9	49,7
60	57,3	60,3
70	66,1	69,1
80	76,4	79,5
90	85,1	88,2
95	92,0	95,4

ANEXO D FLUXOGRAMA DOS CÓDIGOS UTILIZADOS NESTE TRABALHO

D-1 Código FUSOL - Simulação do Funcionamento do Coletor Solar de 1 Vidro

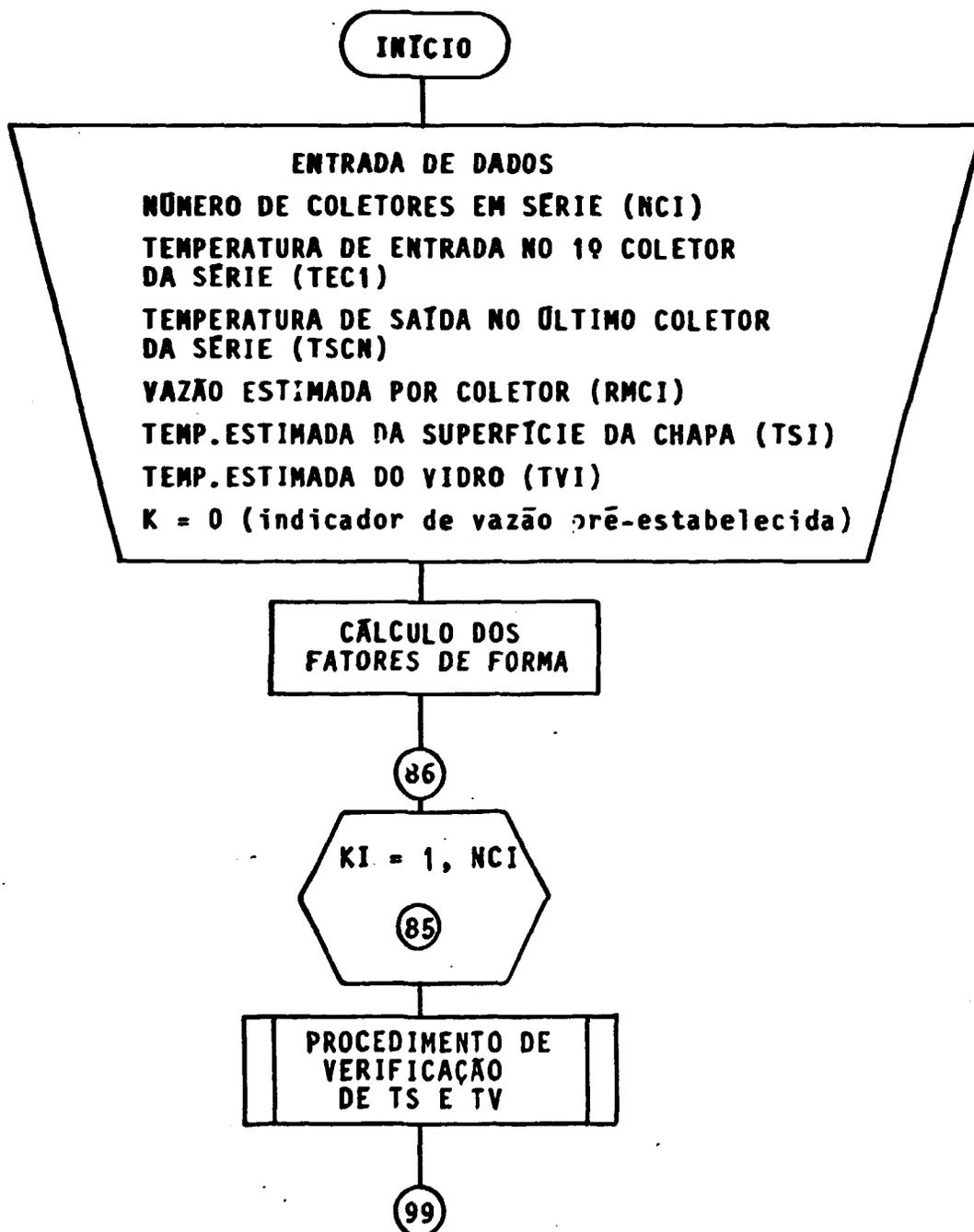


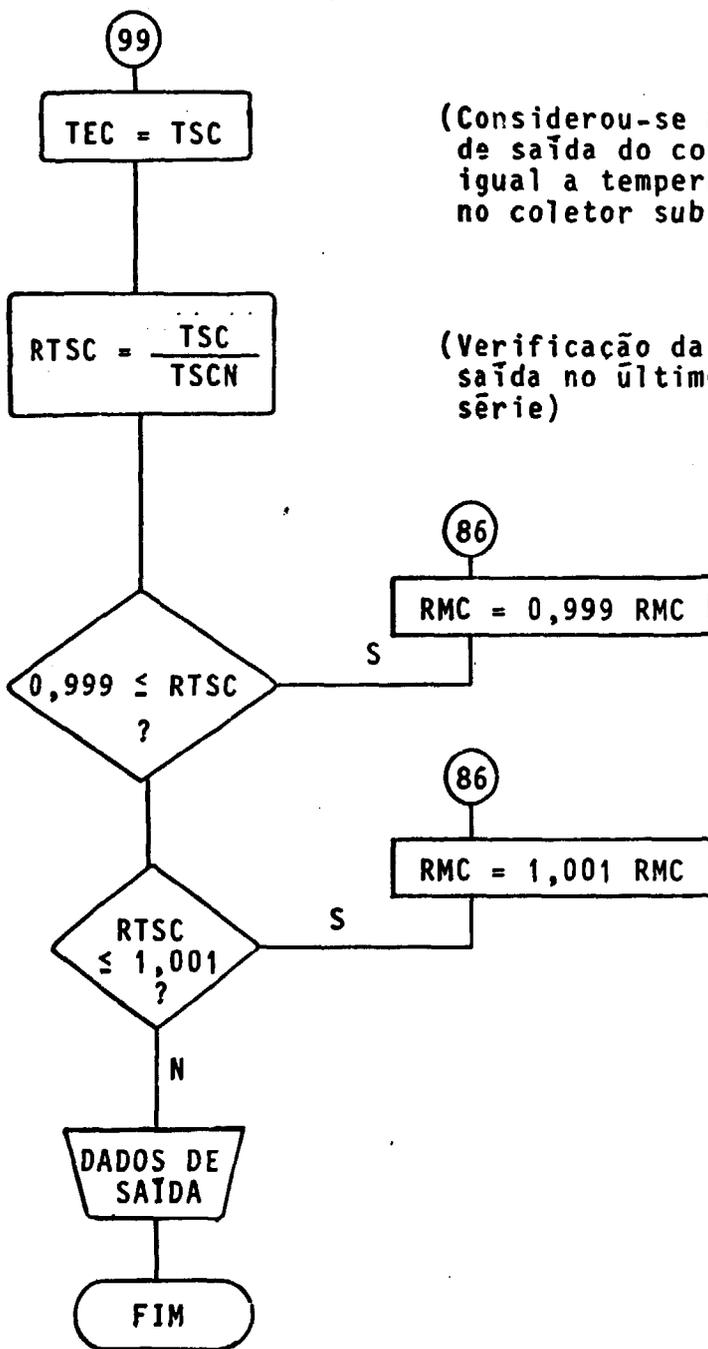




D-2

Código PROSOL 1 - Dimensionamento e Arranjo do Sistema de Coletores para Coletores de 1 Vidro



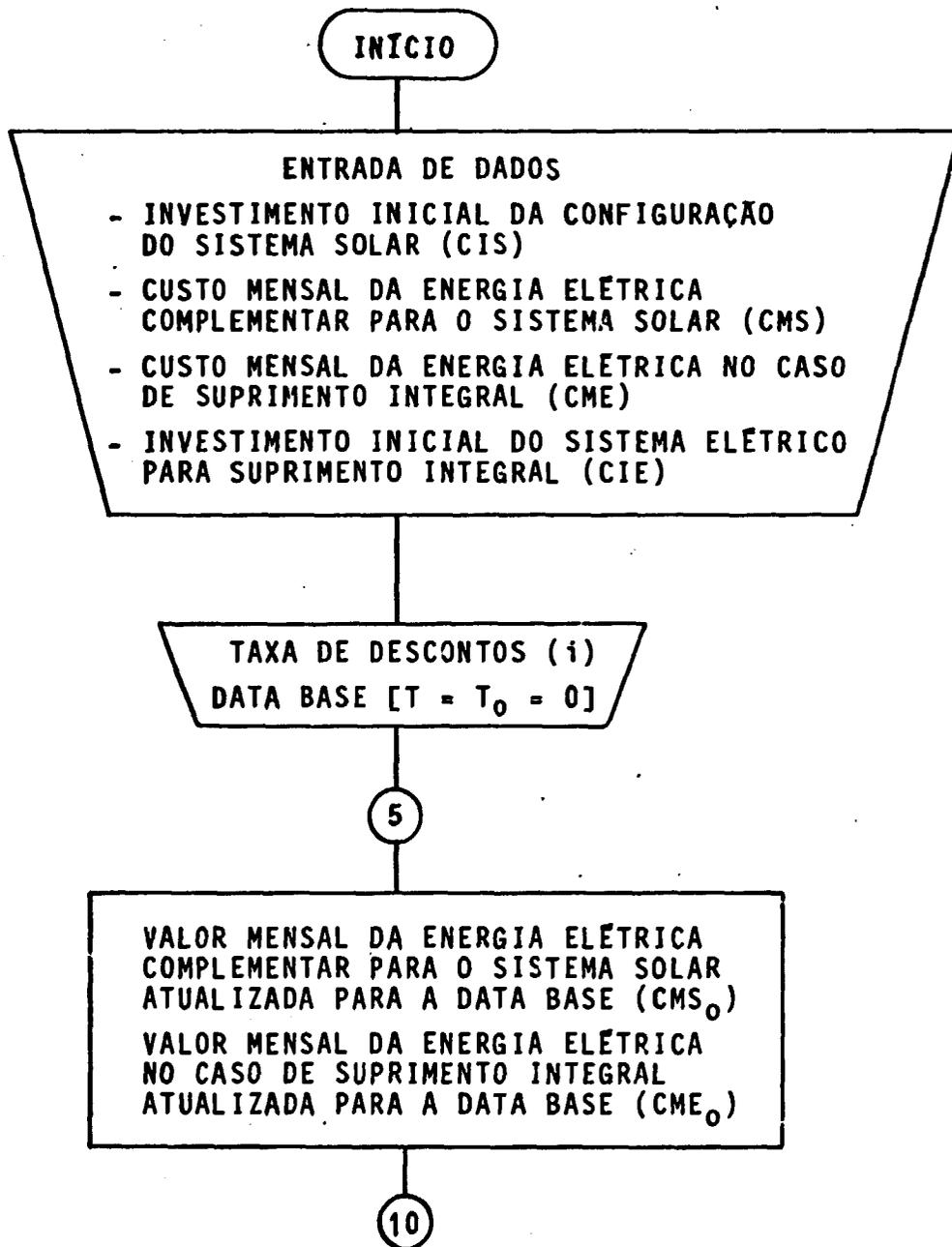


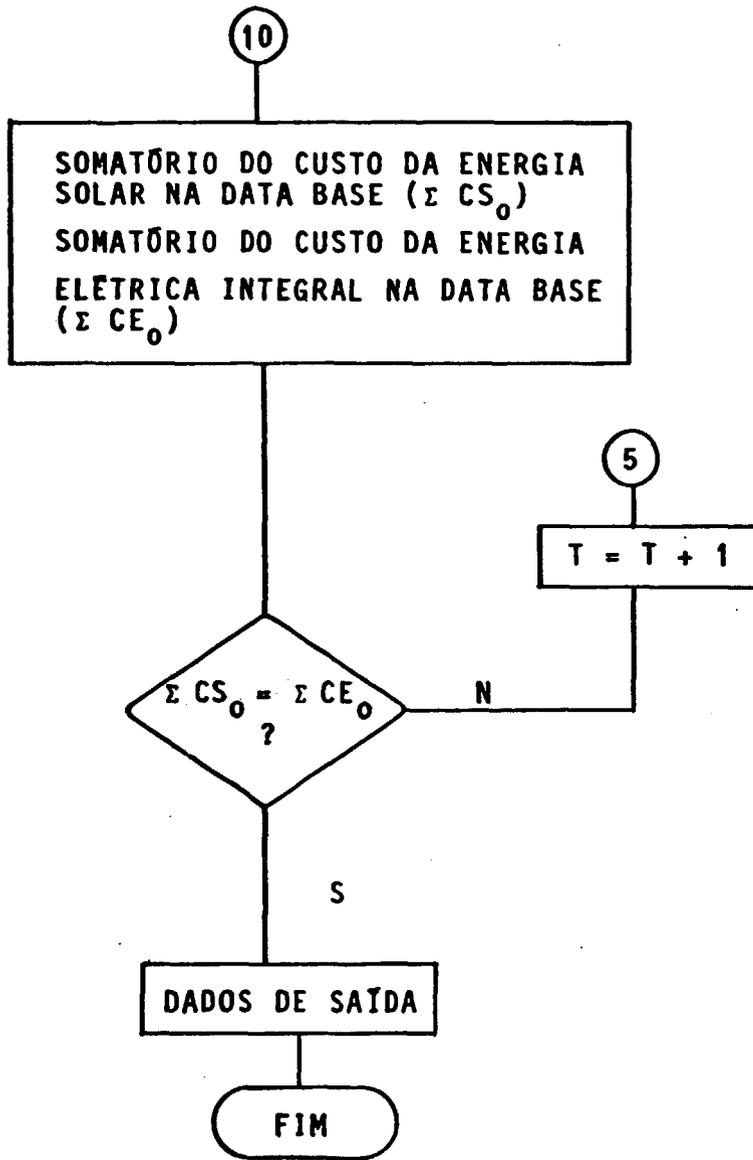
(Considerou-se a temperatura de saída do coletor como sendo igual a temperatura de entrada no coletor subseqüente da série)

(Verificação da temperatura de saída no último coletor da série)

D-3

Código SECOST - Cálculo Econômico Comparativo
entre o Sistema Solar e Elétrico





ANEXO E CUSTO UNITÁRIO DOS EQUIPAMENTOS E CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA MENSAL, COM FONTES E DATAS DE REFERÊNCIA

As Tabelas E-1 e E-2 apresentam os custos unitários dos equipamentos e consumo mensal de energia elétrica com fontes e dados de referência.

TABELA E-1 - CUSTO UNITÁRIO DOS EQUIPAMENTOS E ITENS APRESENTADOS NO CAPÍTULO 6 (DEZ/86)

ITENS	CUSTO (OTN)	FONTE DE REFERÊNCIA
Coletor solar plano (1 vidro - 1000 m ²)	8,83/m ²	ENALTER
Coletor solar plano (2 vidros - 750 m ²)	9,30/m ²	
Estrutura metálica	0,92/m ²	
Tanque de armazenamento com resistência elétrica e isolamento térmico (10000 ℓ)	432,33/unidade	
Rotâmetro	11,92/unidade	
Válvula globo	6,05/unidade	
Termostato diferencial	17,70/unidade	
Mão-de-obra	10,41/m ²	
Aquecedores de circulação para água com resistência de imersão de 100 kW	188,11/unidade	Kent-Daniel Martins
Bomba centrífuga 1,0 CV - Vazão 2700 kg/h	28,48/unidade	Bombas Albrizzi- Petry
Bomba centrífuga 1,5 CV - Vazão 2700 kg/h	45,06/unidade	

**TABELA E-2 - CUSTO UNITÁRIO DO CONSUMO MENSAL INDUSTRIAL
DE ENERGIA ELÉTRICA. FONTE: CEMIG (DEZ/86)**

TARIFA BINOMIA	CUSTO UNITÁRIO MENSAL (OTR)
Potência instalada (KW)	0,8766
Energia consumida (kWh)	0,00315
Imposto único sobre a energia consumida	0,00245

**ANEXO F INFLUENCIA DE PARÂMETROS DE PROJETO NO RENDIMENTO
E DIMENSIONAMENTO DE COLETORES DE 1 VIDRO**

A Tabela F-1 apresenta as influências de alterações em parâmetros básicos de projeto de coletores solares planos - tais como propriedades radiantes da superfície da chapa absorvedora - no rendimento e dimensionamento de sistema de coletores. Esta tabela foi obtida com a utilização do programa PROSOL 1, considerando-se como padrão o dimensionamento do sistema de troca de calor de Itataia para as condições meteorológicas de Belo Horizonte.

TABELA F-1 - INFLUÊNCIAS DE ALTERAÇÕES EM PARÂMETROS BÁSICOS DE PROJETO DE COLETORES SOLARES
PLANOS DE VIDRO SIMPLES

CASO CONSIDERADO E PARÂMETRO ALTERADO	VAZÃO POR COLETOR (kg/h)	TAXA DE CALOR FORNECIDA PARA A ÁGUA Q _{H₂O} (W)	RENDIMENTO DO COLETOR (%)	ÁREA TOTAL DE COLETA NECESSÁRIA AO SISTEMA (m ²)	RELAÇÃO ENTRE A ÁREA CALCULADA NO CASO CONSIDERADO E ÁREA PADRÃO
Coletor convencional-Sup. preto fosco comum (CASO PADRÃO) T _{f,e} = 50°C T _{f,s} = 78°C α _s = ε _s = 0,92 τ _v = 0,88 c _v = 0,10; e _{ISOL} = 50 mm v = 1,6 m/s; T _{AR} = 22,4°C Q _i = 16208 KJ/m ² dia	10,1	330,76	27,2	940,1	1,00
Superfície seletiva croman α _s = 0,83 ε _s = 0,50	11,38	371,46	30,5	837,9	0,89
Superfície seletiva tipo deposição a vácuo α _s = 0,93 ε _s = 0,22	16,75	546,61	44,9	569,3	0,61
Superfície seletiva tipo vaporização de nitrato α _s = 0,97 ε _s = 0,17	18,40	600,46	49,3	518,3	0,55
Influência da média anual do calor incidente no coletor, velocidade do vento e temperatura ambiente Q _i = 19423 KJ/m ² dia v = 3,0 m/s T _{AR} = 25,0 °C	13,8	450,43	30,9	690,4	0,73

NOMENCLATURA

A	=	área de troca de calor (m^2)
cp	=	calor específico (KJ/kg^0K)
CS	=	custo unitário do fornecimento de energia (10^3 Cz\$/KWh)
D	=	diâmetro da tubulação (m)
D_H	=	diâmetro hidráulico (m)
e	=	espessura do material (m)
ǰ	=	fator geométrico-radiante ($1/(m^{-2})$)
F	=	fator de forma (adimensional)
F'	=	fator de eficiência do coletor (%)
F_R	=	fator de remoção de calor (%)
g	=	aceleração da gravidade (m/s^2)
G_r	=	número de Grashoff (adimensional)
h	=	coeficiente de transferência de calor (W/m^2^0K)
hc, hr	=	coeficiente de transferência de calor por convecção e radiação respectivamente (W/m^2^0K)
i	=	taxa de descontos (%)
K	=	condutividade térmica (W/m^0K)
L	=	comprimento (m)
LMTD	=	diferença de temperatura média logaritimica (0C)
ṁ	=	vazão mássica (kg/h)
N_t	=	número de tubos transversais do coletor (adimensional)
Nu	=	número de Nusselt médio (adimensional)
Pr	=	número de Prandtl (adimensional)
Q	=	quantidade de calor por unidade de tempo (W)

Q_A, Q_T, Q_{REF}	= quantidade de calor absorvida, transferida e refletida, respectivamente (W)
Q_C, Q_R	= quantidade de calor convectivo e radiante transferido (W)
Q_{H_2O}	= quantidade de calor transferido ao fluido (W)
Q_{PERDAS}	= quantidade total de calor perdido (W)
Q_M	= quantia monetária (Cz\$)
r_1, r_2, r_3, r_4	= raios das tubulações (m)
R	= resistência a passagem ao fluxo do calor ($m^2 \text{ } ^\circ K/W$)
$R_{FLUIDO}, R_T, R_{EAR}, R_S$	= resistências à passagem do fluxo de calor no fluido, no tubo e no espaçamento de ar existente entre tubo e chapa absorvedora, respectivamente ($m^2 \text{ } ^\circ K/W$)
R_S	= resistência à passagem de fluxo de calor na chapa absorvedora ($m^2 \text{ } ^\circ K/W$)
R_{ij}, R_{ie}	= resistência de incrustação interna e externa a serpentina do trocador de calor ($m^2 \text{ } ^\circ K/W$)
ΣR	= somatório de todas as resistências ao fluxo radial de calor ($m^2 \text{ } ^\circ K/W$)
Ra	= número de Rayleigh (adimensional)
Re	= número de Reynolds (adimensional)
T	= temperatura ($^\circ C$)
T_F	= temperatura média do fluido ($^\circ C$)
$T_{f,E}, T_{f,S}$	= temperatura de entrada e saída do fluido no coletor, respectivamente ($^\circ C$)
T_{efq}, T_{sfq}	= temperatura de entrada e saída do fluido quente no trocador de calor, respectivamente ($^\circ C$)

$T_{e_{ff}}, T_{s_{ff}}$	= temperatura de entrada e saída do fluido frio no trocador de calor, respectivamente ($^{\circ}\text{C}$)
T_K	= temperatura ($^{\circ}\text{K}$)
U	= coeficiente global de troca de calor ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{K}$)
v	= velocidade do vento (m/s)
α	= absorvidade do material (%)
β	= coeficiente de dilatação volumétrica ($1/^{\circ}\text{C}$)
δ	= distância entre a superfície da chapa absorvedora e o vidro (m)
ϵ	= emissividade do material (%)
η	= eficiência térmica (%)
θ	= ângulo que o coletor forma com a horizontal (radiano)
μ	= viscosidade dinâmica (kg/ms)
ν	= viscosidade cinemática (m^2/s)
ρ	= refletividade do material (%)
τ	= transmissividade do material (%)
σ	= constante de Stefan-Boltzmann = $5,669 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}^4$

Índices (exceto quando indicado anteriormente)

AR	= referente ao ar ambiente
b	= referente a base do coletor
CEU	= referente à temperatura do céu
D	= referente ao duto da tubulação
DH	= referente ao diâmetro hidráulico

- e = referente a parte externa à serpentina no trocador de calor
- F = referente a aleta
- i = referente a parte interna à serpentina no trocador de calor
- ISOL = referente ao isolamento térmico
- LAT = referente à lateral do coletor
- s = referente à superfície da chapa absorvedora
- T = referente ao tubo transversal do coletor
- V = referente ao vidro do coletor
- V₁, V₂ = referente aos vidros 1 e 2 para coletor de vidro duplo
- W = referente ao vento

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] KREITH, F. Princípios de Transmissão de Calor. São Paulo, Edgard Blücher Ltda., 1969
- [2] HOLMAN, J.P. Transferência de Calor. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- [3] DUFFIE, J.A. & BECKMAN, W.A. Solar Energy Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, 1974
- [4] SIEGEL, R. & HOWELL, J.R. Thermal Radiation Heat Transfer. New York, McGraw Hill Book Company, Inc., 1972
- [5] OLIPHANT, M.V. Measurement of Wind Speed Distributions Across a Solar Collector. J.Solar Energy, 24 (4): 403-405, 1980
- [6] COOPER, P.I. The Effect of Inclination on the Heat Loss from Flat-Plate Solar Collectors. Solar Energy, New York, 27 (5): 413-420, 1981
- [7] MONTEIRO, S.N. et alii. Revestimentos Seletivos para Absorção de Energia Solar em Chapas Metálicas. Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, 1977 (PTC 13/77)
- [8] BEZERRA, A.M. Energia Solar-Aquecedores de Água. Curitiba, Litel-Livraria Itaipu Ltda., 1982
- [9] PASSOS, M.L.A. Radiação Térmica; transferência de calor em chapas espectralmente seletivas durante a absorção de energia solar. Rio de Janeiro, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1981 (Tese de Mestrado)

- [10] HILL, J.E. & STREED, E.R. A Method of Testing for Rating Solar Collectors Based on Thermal Performance, Solar Energy, New York, 18: 421-429, 1976
- [11] KREITH, F. Principles of Solar Engineering, New York, McGraw Hill, 1978
- [12] MEINEL, A.B. & MEINEL, M.P. Applied Solar Energy an Introduction, Massachusetts, Addison-Wesley Publitting Company, Inc., 1976
- [13] MASCARENHAS, H.A. & PAIVA, A.L. NUCOST: Código de Cálculo de Custo de Geração Núcleo-Elétrica. Belo Horizonte, NUCLEBRÁS/CDTN, s.d. (Nota Técnica DETR.PD - ainda não editada)
- [14] NUCLEAR ENERGY AGENCY. The Economics of the Nuclear Fuel Cycle (Paris, 1985)
- [15] TREVISAN, O.V. & MACFDO, I.C. Disposição Ótima de Coletores Solares em Plantas de Aquecimento. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 7, Uberlândia, 13-16 dez., 1983. Anais... Uberlândia, Universidade Federal de Uberlândia, 1983
- [16] DUARTE, J.; BENEDETTO, J.; AQUINO, J.; COELHO, S. Recuperação de Urânio de Ácido Fosfórico. Processo e Especificações para Projeto. Belo Horizonte, NUCLEBRÁS/CDTN, 1986 (NUCLEBRÁS/CDTN-N.T.DETM-023/86)
- [17] PERRY, J.H. Chemical Engineers Handbook. 4 ed.-McGraw-Hill Book Company, Inc., Tokio, 1963
- [18] BRASIL. Ministério da Agricultura Instituto de Meteorologia. Parâmetros Meteorológicos da Região de Belo Horizonte, período de 1979-1982. Comunicação Pessoal

- [19] CARNAHAN, B. Applied Numerical Methods. New York, J. Wiley, 1969
- [20] CAMPOS, M.M. Transcrição de Resultados de Análises Químicas. Belo Horizonte, NUCLEBRÁS/CDTN, 1983 (NUCLEBRÁS/CDTN/ASPC-1/83)
- [21] NUNES, G.S.; ANDRÉ, R.G.B.A.; VIANELLO, R.L.; MARQUEZ, V.S. Estudo da Distribuição de Radiação Solar Incidente sobre o Brasil. Rev. Bras.de Armaz., Viçosa 4 (2), 5-30, 1979
- [22] SIMON, F.F. Flat-plate Solar-Collector Performance Evaluation with a Solar Simulator as a Basis for Collector Selection and Performance Prediction. Solar Energy, New York, 18: 451-466, 1976
- [23] HIEDEMANN, K.H.; SUTER, J.M.; KELLER, J. Korrosion von Aluminium in der Solartechnik: Erfahrungsund Informationsaustausch Zwischen Forschung und Industrie. Tagungsbericht, Eidgenössisches Institut für Reaktor Forschung-Würenhigen, Schweiz, 1982.
- [24] ALVARES, S.G. et al. Me sungen an einer Periodisch Arbeitenden Solarkälteanlage. Klima, Kälte, Heizung, Sep.1982, BRD.