INSTITUTO DE FÍSICA E QUÍMICA DE SÃO CARLOS
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Refrigeração com o uso de Energia Solar
João Francisco Escobedo

Tese apresentada ao Instituto de
Física e Química de São Carlos,
para a obtenção do Título de Dou-
tor em Ciências (Física Aplica-
da)

Orientador: Prof. Dr. Milton Ferreira
de Souza

Departamento de Física e Ciências dos
Materiais de São Carlos - SP

A minha esposa Maria Inez e meus filhos Aristeu, Jonas e Julia

MEMBROS DA COMISSÃO JULGADORA DA TESE DE DOUTORADO DE JOÃO
FRANCISCO ESCOBEDO APRESENTADA AO INSTITUTO DE
FÍSICA E QUÍMICA DE SÃO CARLOS, DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO,
EM 17 DE dezembro DE 1987

Comissão Julgadora:

Prof. Dr. Milton Ferreira de Souza (orientador)

Prof. Dr. José Pedro Andreeta

Prof. Dr. Máximo Siu Li

Prof. Dr. Mauri Fortes

Prof. Dr. Evandro Ferreira Passos

Agradeco

- ao Prof. Milton Ferreira de Souza (Orientador) e ao I.F.Q.S.C. pela oportunidade do treinamento;
 - ao grupo de Ótica pelas facilidades oferecidas em várias oportunidades e, principalmente, quando do desenvolvimento das termopilhas;
 - ao colega Walter Moreira Lima pelas sugestões e auxílio;
 - ao Engenheiro Eletrônico: Ricardo Arakaki, amigo incondicional, pelo incentivo e pela colaboração inestimável quando da construção do rastreador solar;
 - aos funcionários e técnicos:
 - oficina mecânica: Pingueiro, Carlos Alberto e Ferri
 - oficina ótica: Ercio, Djalma, Marcão, Jonas e Maurici
 - oficina de circuito impresso: Dô e Valdir
 - eletretos: Marcão, Níbio e Dante
 - manutenção: Adair e Rimoré
 - ótica: Sr. Domingos
- dos quais muito me orgulho de ser amigo, sem eles este trabalho não teria sido realizado;
- à Srta. Neuza Teixeira Gomes, pela dedicação e eficiência com que executou o serviço de edição do texto;
 - ao Prof. Sebastião Cardoso, em nome dos demais colegas do DPF-UFV, pelo incentivo e pelas trocas de idéias;
 - ao técnico de artes gráficas José Maurício de Freitas (UFV);
 - aos funcionários do DPF-UFV: Juquita, Artur, Maria do Carmo e Marcelino;
 - ao técnico de laboratório Floriano Ferreira da Silva
- e a todos os que, direta ou indiretamente, colaboraram neste trabalho.

INDICE

Resumo.....	
Abstract.....	
Lista de Figuras.....	
Lista de Tabelas.....	
CAPITULO I. Introdução	1.
CAPITULO II. Revisão Bibliográfica.....	3.
2.1. Máquinas Frigoríficas Solares.....	3.
2.1.1. O ciclo de refrigeração a adsorção	5.
2.1.2. Trabalhos com geladeiras a adsorção.....	8.
2.1.3. Adsorção em sólidos microporosos.....	10.
2.1.3.1. Termodinâmica de adsorção.....	10.
2.1.3.2. Relação de Clapeyron para a transição Fase adsorvida - Fase vapor.....	10.
2.1.3.3. Teoria da adsorção em sólidos microporosos.....	12.
2.1.3.4. Modelo termodinâmico de Polanyi.....	14.
2.1.3.5. Equações de Dubinin-Radoshkevich e Dubinin-Astakhov	15.
2.1.3.6. Calor isostérico de adsorção desenvolvido a partir da equação D-A.....	17.
2.1.4. O Par Zeólita 13 X - Água.....	19.
2.2. Sistemas de concentração da Radiação Solar	23.
2.2.1. Introdução.....	23.
2.2.2. Orientação dos Concentradores Bidimensionais.....	24.
2.2.3. Eficiência.....	26.
2.2.4. Tipos de concentradores.....	28.
2.2.4.1. Concentradores de Orientação Fixa.....	28.
2.2.4.2. Concentradores de foco linear.....	30.
2.3. Tubos de calor.....	33.
2.3.1. Princípios básicos de operação: taxa máxima transferida e limitações.....	33.
2.3.2. Aplicações.....	37.
2.4. Instrumentos de Medida da Radiação Solar.....	40.
2.4.1. Sensor de radiação solar	41.
2.4.2. Classificação dos instrumentos.....	42.
2.4.3. Termopilha: princípios e tipos.....	44.

CAPITULO III. Simulação do ciclo Adsorção: Escolha do Par e do Sistema de Captação Solar	46
3.1. Máquina Frigorífica Quadritérmica.....	46
3.2. Descrição da Análise Numérica.....	47
3.3. Comparação dos COP Térmicos.....	51
3.4. Critério de Escolha do Par Adsorvente-Refrigerante.....	54
3.5. Escolha do Sistema de Captação Solar.....	57
CAPITULO IV. Desenvolvimento Experimental.....	60
4.1. Sistema de Concentração Solar.....	62
4.1.1. Concentrador Cilindrico-Parabólico (C.C.P.).....	62
4.1.2. Sistema de Rastreamento.....	63
4.1.2.1. Sensores.....	63
4.1.2.2. Descrição do Circuito Eletrônico de Controle.....	66
4.1.2.3. Sistema Mecânico.....	68
4.2. Tubo de Calor.....	69
4.3. Unidade Frigorífica.....	70
4.3.1. Componentes.....	70
4.3.2. Tubulações e Válvulas.....	72
4.4. Instrumentos de Medida	74
4.4.1. Piranômetro.....	74
4.4.2. Pireliômetro.....	74
4.5. Métodos de Construção.....	80
4.5.1. Concentrador Cilindrico-Parabólico.....	80
4.5.2. O tubo de calor.....	80
4.5.2.1. Fluido de Trabalho.....	81
4.5.2.2. Suporte Poroso.....	82
4.5.2.3. Tubo Externo.....	82
4.5.2.4. Características Termo-mecânicas.....	83
4.5.2.5. Carregamento do Tubo de Calor.....	84
4.5.3. Carregamento do par Zeólita/Água na Unidade Frigorífica.....	86
4.6. Obtenção das Termopilhas.....	87
4.6.1. Circuito Termoelétrico.....	87
4.6.1.1. Máscaras Metálicas.....	87
4.6.1.2. Evaporação	92

4.6.2. Montagem e Revestimento.....	93
4.7. Ensaios e Métodos de Medida.....	94
4.7.1. Tubo de Calor.....	94
4.7.1.1. Medidas de Temperatura.....	96
4.7.1.2. Medidas de Vazão.....	96
4.7.2. C.C.P. e Tubo de Calor.....	96
4.7.2.1. Medidas de Temperatura, Vazão e Potência Extraída.....	97
4.7.2.2. Medidas de Potência Solar Incidente.....	97
4.7.3. Máquina Frigorífica Solar.....	97
4.7.3.1. Medidas de Temperatura.....	99
4.7.3.2. Medidas da Radiação Solar.....	99
4.7.3.3. Medidas do Volume Dessorvido/Adsorvido..	100
4.7.4. Calibração dos Radiômetros:	
Piranômetro e Pireliômetro.....	100
4.7.4.1. Equipamentos de Calibração.....	100
4.7.4.2. Instrumento de Medida.....	100
4.7.4.3. Métodos de Calibração.....	101
CAPITULO V. Resultados e Discussão.....	102
5.1. Máquina Frigorífica Solar.....	102
5.1.1. Caracterização do CCP - Tubo de Calor.....	102
5.1.2. Tecnologia de vedação e carregamento.....	109
5.1.2.1. Solda e Válvulas.....	110
5.1.2.2. Carregamento da máquina.....	112
5.1.3. Resultados com a Máquina Frigorífica	114
5.1.3.1. Temperaturas de Operação.....	118
5.1.3.2. Ciclo Experimental.....	120
5.1.3.3. Rendimento de Captação, COP Térmico e COP Solar.....	125
5.1.4. COPsolar - médio.....	132
5.1.5. Análise Comparativa de Custos.....	140
5.2. Caracterização do Piranômetro e Pireliômetro.....	144
5.2.1. Constante de Tempo.....	144
5.2.2. Efeitos da Temperatura Ambiente e Convecção.....	150
5.2.3. Linearidade e Constante de Calibração.....	153

CAPITULO VI, Conclusões.....	157
6.1. Máquina Frigorífica Solar.....	157
6.2. Termopilha e Aplicações.....	158
Apêndice I - Desenvolvimento de um coletor plano com revestimento seletivo de óxido de alumínio.....	160
Referências Bibliográficas.....	180

Índice de Figuras

Figura 2.01. Vias Frigoríficas Solares.....	4
Figura 2.02. Máquina Frigorífica Intermitente à Adsorção	6
Figura 2.03. O Ciclo e seu Diagrama Isostérico.....	6
Figura 2.04. Os diferentes tipos de Isosterias.....	13
Figura 2.05. Desvios da Representação D-R.....	17
Figura 2.06. Unidade Sodalita.....	20
Figura 2.07. Estrutura de Zeólita.....	20
Figura 2.08. Características do par Zeólita 13 X-Água.....	22
Figura 2.09. Ângulo de incidência em um concentrador.....	23
Figura 2.10. Variação da declinação solar durante o ano.....	25
Figura 2.11. Concentradores de orientação fixa.....	29
Figura 2.12. Concentradores de foco linear.....	31
Figura 2.13. Esquema de um tubo de calor.....	34
Figura 2.14. Limitações do transporte de calor no tubo de calor.....	37
Figura 2.15. (a) Piranômetro (b) Pireliômetro.....	40
Figura 3.01. Máquina a adsorção quadritérmica.....	46
Figura 3.02. Fluxograma dos cálculos numéricos.....	50
Figura 3.03. COP em função de T_{des} ($T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$).....	51
Figura 3.04. COP em função de T_{des} ($T_{cond}=45^{\circ}\text{C}$).....	52
Figura 3.05. COP em função de T_{ads} ($T_{des} = 105^{\circ}\text{C}$).....	53
Figura 3.06. COP em função de T_{ads} ($T_{des} = 150^{\circ}\text{C}$)	53
Figura 3.07. Rendimento exergético em função de T_{des} ($T_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$).....	54
Figura 3.08. Rendimento exergético em função de T_{des} ($T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$).....	55
Figura 3.09. Rendimento exergético em função da diferença $\Delta T = T_{cond} - T_{ev}$	56
Figura 4.01. Visão geral da máquina frigorífica solar.....	60
Figura 4.02. Esquema da máquina.....	61
Figura 4.03. Detalhes da superfície cilíndrico-parabólica.....	62
Figura 4.04. Visão do rastreador solar	64
Figura 4.05. Esquema dos sensores de rastreamento e busca.....	65
Figura 4.06. Diagrama de blocos do circuito	67
Figura 4.07. Detalhes do regenerador-adsorvedor.....	71

Figura 4.08. Detalhes do condensador.....	71
Figura 4.09. Detalhes do evaporador.....	72
Figura 4.10. Esquema das tubulações e válvulas.....	73
Figura 4.11. Visão geral do piranômetro e da termopilha diferencial.....	75
Figura 4.12. Esquema e medidas do piranômetro.....	76
Figura 4.13. Visão geral do pireliômetro e da termopilha preta.....	78
Figura 4.14. Esquema e medidas do pireliômetro.....	79
Figura 4.15. Carregamento do tubo de calor.....	85
Figura 4.16. Circuitos termoeletricos da termopilha do piranômetro.....	89
Figura 4.17. Circuitos termoeletricos da termopilha do pireliômetro	90
Figura 4.18. Fotolitos e máscaras metálicas das termopilhas...	91
Figura 4.19. Termopilhas obtidas.....	92
Figura 4.20. Ensaio calorimétrico com o tubo de calor.....	95
Figura 4.21. Ensaio calorimétrico com CCP - tubo de calor.....	98
 Figura 5.1. Curva de potência transferida pelo tubo de calor em função do tempo.....	104
Figura 5.2. Funcionamento do CCP e tubo de calor para um dia de trabalho	106
Figura 5.3. Eficiência de captação e transferência máxima da combinação CCP - Tubo de calor.....	108
Figura 5.4. Funcionamento da máquina frigorífica para o dia 06/08/85 com energia solar (fase de regeneração).....	116
Figura 5.5. Temperatura do adsorvedor (Tads) e evaporador (Tev) em função do tempo (fase de adsorção).....	117
Figura 5.6. Ciclo experimental em diagrama isobárico.....	121
Figura 5.7. A fase de adsorção em teste de laboratório.....	124
Figura 5.8. Coeficientes de performance em função de Tdes	131
Figura 5.9. Funcionamento da máquina no dia 15/10/85.....	133
Figura 5.10. Funcionamento da máquina no dia 09/08/85.....	134
Figura 5.11. Funcionamento da máquina no dia 01/10/85.....	135
Figura 5.12. Funcionamento da máquina no dia 18/11/85.....	136
Figura 5.13. Funcionamento da máquina no dia 05/10/85.....	137
Figura 5.14. Funcionamento da máquina no dia 03/10/85.....	138
Figura 5.15. Constante de tempo do piranômetro.....	145

Figura 5.16.	Constante de tempo do pireliômetro.....	148
Figura 5.17.	Curvas comparativas de aquecimento entre o piranômetro e o piranômetro padrão Eppley.....	149
Figura 5.18.	Efeito de temperatura no piranômetro.....	151
Figura 5.19.	Efeito de convecção no piranômetro.....	152
Figura 5.20.	Diagrama de dispersão para o piranômetro.....	154
Figura 5.21.	Diagrama de dispersão para o pireliômetro	155
Figura 5.22.	Termopilhas do tipo estrela.....	156

Índice de Tabelas

Tabela III.1	- Custos e eficiências de coletores solares.....	57
Tabela IV.1	- Fluidos e temperaturas de operação.....	81
Tabela V.1	- Resultados obtidos com o protótipo frigorífico...115	
Tabela V.2	- Balanço térmico experimental para o dia 6/8/85...127	
Tabela V.3	- Resultados do protótipo frigorífico - vários dias.132	
Tabela A I.1	- Resultados das medidas com o coletor plano em 29/6/85.....	174

Resumo

Uma simulação numérica do ciclo de refrigeração a adsorção é realizada para os pares zeólita-água e carvão ativo AC-35 - metanol, justificando a escolha do par bem como do sistema de captação a serem utilizados no protótipo.

O protótipo construído compreende um concentrador cilíndrico-parabólico com rastreamento solar, um tubo de calor e uma unidade frigorífica (com zeólita-água). Aspectos tecnológicos como válvulas, soldas e carregamento do par na máquina são analisados. Os resultados dos testes de desempenho são apresentados, discutidos e comparados com a literatura. Uma análise de custos é feita.

Paralelamente, construímos termopilhas pelo método da evaporação. Estas termopilhas foram utilizadas na construção do piranômetro e do pireliômetro. Os instrumentos são caracterizados em termos de sensibilidade, constante de tempo, linearidade, efeitos de temperatura e convecção natural. Os resultados desta caracterização são discutidos e comparados com um modelo fabricado pela Eppley.

Finalmente, no apêndice I, testamos o desempenho de um coletor plano utilizando no absorvedor o revestimento seletivo de óxido de alumínio recentemente desenvolvido no IFQSC. As melhores condições para obtenção do revestimento seletivo em placas de grande porte são estudadas.

ABSTRACT

A numerical simulation of the adsorption refrigeration cycle was made for zeolite/water and activated carbon(RC-35)/methanol pairs, to select the pair and the solar collector in the prototype.

The fabricated prototype consists of a cylindrical parabolic concentrator with solar tracking, a heat pipe and the refrigeration unit (with the zeolite/water pair). The technical aspects of valves, welds and out-gassing are analysed. The results of the performance tests are presented, discussed and compared with the literature. An analysis of costs is made.

In parallel thermopiles were constructed using the evaporation method. These thermopiles were used in the construction of the piranometer and the pirheliometer. The instruments were characterised in terms of: sensitivity, stability with time, linearity, effects of temperature and natural convection. The results of this characterisation are discussed and compared with a model made by Eppley.

Finally, in Appendix I, we tested the performance of a flat plate collector using a selective coating of aluminium oxide (developed in I.F.Q.S.C.) as absorber. The best conditions for obtaining the selective coating on big size plates are discussed.

I. INTRODUÇÃO

Este trabalho foi realizado entre 1982 e 1985 no IFQSC, tendo sido terminado no Depto. de Física da Universidade Federal de Viçosa, em 1986 e 1987.

O assunto principal desta tese é a refrigeração solar a adsorção. No entanto, no decorrer do trabalho, julgamos interessante desenvolver pesquisas noutras direções, sempre dentro do tema energia solar.

Para determinar a eficiência da geladeira solar era necessário realizar medidas da energia solar incidente, mas tivemos dificuldades de obter pireliômetros ou piranômetros emprestados. Devido à inexistência de radiômetros no mercado nacional, o desenvolvimento de termopilhas e de suas aplicações como sensores destes instrumentos mereceu nossa atenção.

A tecnologia de fabricação de termopilhas e de instrumentos que dela fazem uso é ainda incipiente no Brasil. Tais instrumentos são muito importantes em estações meteorológicas, bem como em pesquisas sobre espectroscopia ótica, energia solar, etc.. Por estas razões, nossos trabalhos com termopilhas e aplicações serão incluídos no corpo principal da tese, ainda que tais instrumentos não tenham sido utilizados nos testes da geladeira, por estarem ainda em desenvolvimento na ocasião.

Por outro lado, o estudo de superfícies seletivas de óxido de alumínio em alumínio, bem como sua utilização em coletores solares planos, foi uma consequência natural de trabalhos que vinham se desenvolvendo dentro do IFQSC (Apêndice I).

Esta tese está estruturada da seguinte maneira:

A revisão bibliográfica, capítulo II, começa com uma avaliação das diferentes possibilidades de se fazer frio a partir da energia solar. Apresentamos o ciclo a adsorção e aspectos da teoria da adsorção, particularmente em sólidos microporosos. É feita também uma breve descrição do par zeólita 13X-água. Em seguida são apresentados os conceitos básicos de concentradores solares, tubos de calor, radiômetros e termopilhas.

No capítulo III fazemos uma justificativa da escolha do par zeólita 13X-água e do coletor concentrador, com base em critérios de coeficiente de performance térmico e de rendimentos

exergéticos, em relação ao par carvão ativo-metanol.

O capítulo IV, desenvolvimento experimental, começa com a descrição do protótipo construído, composto do concentrador cilíndrico-parabólico (C.C.P.), do rastreador, do tubo de calor e da unidade frigorífica propriamente dita. São descritos também o piranômetro e o pireliômetro. Em seguida, relatamos os métodos utilizados na construção do C.C.P. e do tubo de calor, no carregamento da unidade frigorífica e na obtenção das termopilhas. Finalizando este capítulo, descrevemos os testes experimentais realizados e os métodos de medida.

No capítulo V apresentamos os resultados dos testes do sistema de captação-transferência, discutimos alguns problemas técnicos e mostramos os resultados obtidos com o protótipo. Estes resultados são comparados com os de máquinas planas, inclusive do ponto de vista dos custos. Os resultados dos testes com o piranômetro e o pireliômetro são também apresentados e discutidos.

II. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Máquinas Frigoríficas Solares

A produção de frio a partir da energia solar, Figura (2.1), pode ser feita por duas vias principais: fotovoltaica e térmica.

A máquina frigorífica fotovoltaica compõe-se de painéis fotovoltaicos que convertem a energia da radiação solar diretamente em eletricidade, que é utilizada para fazer funcionar um refrigerador comum a compressão. As 8 geladeiras solares atualmente recomendadas pela Organização Mundial de Saúde para a conservação de vacinas são geladeiras fotovoltaicas, porém seu preço continua elevado, o que representa um obstáculo econômico /1/.

A conversão por via térmica pode ser feita através de ciclos de Rankine ou de sorção-dessorção.

Os sistemas a duplo ciclo de Rankine constituem-se de duas máquinas térmicas, uma motora e outra frigorífica, acopladas mecanicamente. As unidades deste tipo realizadas até hoje não passaram da fase de protótipo /2/.

Os ciclos à sorção-dessorção podem ser divididos em ciclos à absorção e ciclos à adsorção. Seu funcionamento baseia-se nas propriedades de equilíbrio de sistemas heterogêneos com dois componentes: absorvente ou adsorvente e refrigerante. No fenômeno da absorção o fluido absorvido penetra mais ou menos profundamente no material absorvente, que pode ser sólido ou líquido, ao qual fica incorporado (forças de natureza química), enquanto que na adsorção o fluido é retido na superfície do sólido (forças de dispersão - Van der Waals).

Nos ciclos à absorção os pares refrigerante-absorvente mais utilizados são amônia-água (onde a amônia é o refrigerante e a água o absorvente) e brometo de lítio-água (onde a água é o refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente) /3,4,5/.

Nos ciclos à adsorção, os pares adsorvente-refrigerante mais utilizados são Zeólita-água /6/, Silica-Gel-água /7/ e carvão ativo-metanol /8/. Estes ciclos, com desenvolvimentos recentes, representam uma via promissora na refrigeração solar devido à simplicidade da máquina, fiabilidade potencial e baixo custo /9/.

FIGURA 2.01 - Vias frigoríficas solares

2.1.1. O Ciclo de Refrigeração a Adsorção

Como na maioria dos ciclos frigoríficos, o ciclo de refrigeração a adsorção completa-se por sucessões de vaporizações e condensações de um sistema heterogêneo líquido - vapor do fluido refrigerante. A originalidade deste ciclo reside no método utilizado para a produção da evaporação e da condensação: os dois fenômenos são efeitos de um deslocamento do equilíbrio líquido-vapor correspondente a uma adsorção e a uma dessorção do vapor por um sólido microporoso adsorvente.

A dinâmica dos dois processos é suficientemente lenta para que o ciclo possa ser considerado reversível.

O ciclo intermitente de refrigeração a adsorção caracteriza-se por um funcionamento descontínuo e completa-se em duas fases: regeneração ou aquecimento e adsorção ou produção de frio, conforme mostra o esquema da Figura (2.2).

Durante a fase de aquecimento do sólido poroso, a pressão do sistema vai aumentando e, a partir do instante em que esta pressão atinge o valor da pressão de saturação correspondente à temperatura do condensador, principia um processo de dessorção-condensação. O condensado vai gradativamente se acumulando dentro do evaporador.

Na fase de produção de frio, o sólido poroso, deixando de ser aquecido, vê sua temperatura diminuir e, a partir do instante em que a pressão atinge o valor da pressão de saturação correspondente à temperatura do evaporador, tem-se o início do processo de evaporação-adsorção. O sólido vai aumentando sua concentração de fluido frigorífico e o frio vai sendo produzido no evaporador.

Este ciclo pode ser representado num diagrama isostérico. Neste diagrama, as linhas oblíquas representam as isosteras (igual concentração). O sistema representado neste diagrama é composto unicamente pelo sólido poroso e pelo fluido nele adsorvido.

Duas simplificações podem ser feitas:

- Os processos de dessorção-condensação e de adsorção-evaporação - são supostos isobáricos. Como a pressão do sistema durante estes dois processos é imposta pelo equilíbrio

FIGURA 2.02 - Máquina frigorífica intermitente por adsorção

FIGURA 2.03 - O ciclo no diagrama isostérico

monovariante existente no condensador e no evaporador, respectivamente, esta suposição equivale à de temperaturas constantes no condensador e no evaporador. Trata-se de uma boa aproximação no caso de condensação à água, quando a temperatura de condensação não varia muito. No caso de condensadores a ar, a aproximação torna-se grosseira pois a temperatura do condensador varia bastante durante o processo de dessorção. No que se refere ao processo de adsorção-evaporação, a aproximação isobárica é boa no caso de uma câmara isotérmica, mas torna-se falsa no caso, por exemplo, da fabricação de gelo, onde a temperatura do evaporador segue aproximadamente a da água que inicialmente se resfria para depois se solidificar.

- Os processos de aquecimento e resfriamento isostéricos são representados por isosteras simples. Na realidade ocorrem gradientes de temperatura no interior do sólido poroso ao longo desses processos. Como a cada instante a pressão dentro do sistema é uniforme, isto implica na criação simultânea de gradientes de concentração dentro do sólido poroso. Durante o aquecimento, por exemplo, as regiões do leito poroso próximas às partes metálicas ficam mais quentes e com menor concentração do que as regiões mais frias de maior concentração. Esta aproximação é boa na medida em que a isostera simples de aquecimento ou resfriamento seja vista como uma média para o leito poroso inteiro.

A Figura (2.3) representa este ciclo de refrigeração à adsorção.

Partindo do ponto A, temos:

A-B - Aquecimento Isostérico. O calor sensível corresponde ao aquecimento da estrutura metálica, do sólido poroso propriamente dito e do líquido nele adsorvido. A temperatura e a pressão do sistema aumentam gradativamente até o instante em que $P = P_{sat}(T_{cond})$. Neste instante a temperatura do leito poroso (média) pode ser vista como a temperatura limite inferior de dessorção TL_1 .

B-C - Dessorção-condensação. O calor fornecido ao sistema pode ser dividido em latente e sensível. O calor latente corresponde ao calor isostérico de dessorção. O calor sensível pode ser calculado como o somatório das partes metálicas, do

sólido poroso e do líquido nele contido em quantidade decrescente. No ponto C o sistema atinge sua temperatura máxima T_{des} .

C-D - Retirada a fonte de calor, o sólido microporoso começa a se resfriar. A pressão e a temperatura do sistema diminuem gradativamente segundo uma isostera, até atingir o ponto D. Neste ponto $P = P_{sat}(T_{ev})$ e a temperatura do sistema pode ser vista como a temperatura limite superior de adsorção TL2.

D-E -Evaporação-adsorção. O fluido vai se evaporando e sendo adsorvido. A temperatura do sistema vai diminuindo. O calor de adsorção corresponde ao calor isostérico de adsorção e o calor sensível é análogo ao da fase A-B. Quando o sistema atingir novamente a temperatura T_{ads} , todo o fluido estará adsorvido e o sistema pronto para iniciar um novo ciclo.

2.1.2. Trabalhos com Geladeiras a Adsorção

Desde o final da década de 1970, vários pesquisadores vem procurando desenvolver máquinas de refrigeração intermitentes por adsorção sólida, para a produção de frio com radiação solar.

A maior parte das realizações experimentais citadas na literatura, provém do grupo de Meunier e colaboradores.

Os primeiros trabalhos foram divulgados a partir de 1980. Guillemainot e Meunier (1980) apresentaram um extenso estudo teórico /10/ da máquina operando com um coletor solar plano e simularam a performance de diversos pares adsorvente-adsorvato (tais como Zeólita 13 X-água, Silica-gel-água, Zeólita 4A-água, Zeólita 13 X-metanol), bem como a escolha do melhor tipo de coletor.

Em 1981, foi publicado o primeiro estudo experimental desta máquina /11/ pelos mesmos autores. A máquina frigorífica apresentada é um refrigerador doméstico, um coletor plano com revestimento seletivo para a captação da radiação, um condensador e um evaporador. O par utilizado no ciclo foi Zeólita 13 X - água. Os resultados obtidos com esse refrigerador mostraram que o par Zeólita 13 X - água é muito bem adaptado para faixas de temperaturas de evaporação de 0 a 10 °C.

Paralelamente a esse desenvolvimento, em 1981, Tchernev /6/ lançou no mercado através da Zeopower Company (USA), a mesma

máquina frigorífica utilizando o par Zeólita 13 X - água. A máquina frigorífica consistia de um coletor plano de 1 m^2 de área, sem revestimento seletivo, contendo no seu interior 50 Kg de Zeólita 13 X.

Em 1982, Delgado e outros /12/ apresentaram um estudo teórico e experimental do ciclo intermitente à adsorção com carvão ativado e metanol. A máquina apresentada é semelhante ao refrigerador de Guilleminot e Meunier no ciclo Zeólita-água, contendo no coletor plano 9 Kg de Carvão ativo AC-35. Os resultados mostraram que o par carvão ativado/metanol é bem adaptado para a produção de gelo, operando à uma temperatura de evaporação de -10°C .

Neste mesmo ano de 1982 Dupont e Guilleminot /13/ introduziram uma modificação no componente de captação solar plana. Um sistema de concentração plana refletora foi posicionado no coletor plano no sentido Leste-Oeste. Com isso pode-se aumentar a potência incidente no absorvedor em pelo menos duas vezes e consequentemente aumentar a temperatura de operação da fonte quente da máquina frigorífica. O par utilizado nesta máquina foi Zeólita 13 X - água.

Grenier, Meunier e Pons (1982) realizaram um estudo /14/ do par Zeólita 13 X - água para refrigeração solar em função do tipo de captação da energia solar. Nesta simulação foi estudado, como coletor de radiação, um concentrador cilindro-parabólico de orientação fixa. O sólido poroso seria colocado num tubo posicionado no eixo focal do concentrador. Cálculos teóricos permitiram otimizar o fator de concentração e a massa de Zeólita utilizada no tubo focal. Para um fator de concentração igual a 4 o sistema de refrigeração seria capaz de ciclar 140 g de água para cada Kg de Zeólita.

Os trabalhos mais recentes em refrigeração solar à adsorção foram desenvolvidos por Boubakri (1985) e Passos (1986), na Universidade Pierre et Marie Curie (França) e na Ecole Polytechnique de Lausanne (Suíça) respectivamente, como parte de suas teses de doutoramento. Ambos os trabalhos foram realizados com coletores planos e utilizando o par carvão ativado AC-35 - metanol. Os resultados obtidos com um protótipo de área de captação igual a 6 m^2 /15, 16/, para vários dias de trabalho, foram em torno de 4 a 6 Kg de gelo por dia e por metro quadrado

de coletor.

O trabalho pioneiro desenvolvido no Brasil foi realizado pelo pesquisador do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Anhalt, J., em 1983, que apresentou alguns resultados obtidos em um pequeno protótipo com Zeólita 13 X - água /17/. Em 1984 Vadanitskaia - Kluppel da Universidade Federal da Paraíba, também desenvolveram uma máquina simples composta de um coletor solar plano usando o par Silica-Gel - água /18/. Os resultados obtidos com esta máquina mostraram que o par Silica-Gel-água é viável apesar de que na faixa de trabalho ($+5^{\circ}\text{C}$), a água é pouco adsorvida pela Silica Gel. A eficiência global obtida para vários dias de trabalho, é igual à metade dos valores obtidos com o par Zeólita-água.

Na seção 5.1.5 apresentaremos resultados obtidos com os três protótipos /9/: geladeira doméstica de 200 litros a Zeólita-água /11/, entreposto frigorífico de 12 m^3 a Zeólita-água /19/ e máquina de fazer gelo a carvão ativado AC 35/Metanol /15,16/.

2.1.3. Adsorção em Sólidos Microporosos

2.1.3.1. Termodinâmica de Adsorção

A aplicação da termodinâmica ao fenômeno da adsorção esteve durante muito tempo confusa, em parte devido à grande variedade de definição possível do sistema termodinâmico. No princípio da década de 50, com os trabalhos de Hill /20,21,22/ e Everett /23/, aparece um tratamento termodinâmico exato.

Do ponto de vista conceitual, a escolha do sistema mais simples consiste em considerar a fase adsorvida como sistema de componente único em equilíbrio com o gás (ou vapor) não adsorvido. Esta aproximação é um caso especial da termodinâmica de soluções onde o adsorvente é inerte, como mostra Hill /21/.

2.1.3.2. Relação de Clapeyron para a Transição:

Fase Adsorvida - Fase Vapor

Vamos considerar a fase adsorvida (índice s) como um sistema de componente único em equilíbrio com o gás não adsorvido (índice g). O estado desse sistema pode ser definido por meio das variáveis T, P, a , onde T é a temperatura, P é a pressão de vapor

do adsorvato e $a = n_s / n^0$ é a relação do número de moles adsorvido pelo número de moles do adsorvente.

Sejam μ_s e μ_g os potenciais químicos respectivamente da fase adsorvida e do gás. O equilíbrio entre estas duas fases exige que:

$$\mu_s = \mu_g \quad \text{onde} \quad \mu_s = \mu_s(T, P, n_s) \quad (2.1)$$

Se o equilíbrio está deslocando fazendo variar as variáveis T, P, n_s , então temos

$$\begin{aligned} d\mu_s &= d\mu_g \\ \text{com} \quad d\mu_s &= \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial T} \right)_{P, n_s} dT + \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial P} \right)_{T, n_s} dP + \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n_s} \right)_{T, P} dn_s \\ d\mu_s &= -\bar{H}_s dT + \bar{N}_s dP + \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n_s} \right) dn_s \end{aligned} \quad (2.2)$$

$\bar{H}_s$ e $\bar{N}_s$ são as quantidades molares parciais obtidas por diferenciação da equação de Gibbs. Para o gás, a equação de Gibbs/Duhem fornece a relação:

$$n_g d\mu_g = -S_g dT + V_g dP$$

ou

$$d\mu_g = -\frac{S_g}{n_g} dT + \frac{V_g}{n_g} dP \quad (2.3)$$

h_g e N_g são as quantidades molares médias ($h_g = \frac{S_g}{n_g}$; $N_g = \frac{V_g}{n_g}$)
A igualdade $d\mu_g = d\mu_s$ pode ser escrita:

$$\begin{aligned} -h_g dT + N_g dP &= -\bar{H}_s dT + \bar{N}_s dP + \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n_s} \right)_{T, P} dn_s \\ (N_g - N_s) dP &= (h_g - h_s) dT + \left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n_s} \right)_{T, P} dn_s \end{aligned} \quad (2.4)$$

Para uma transformação isostérica (n constante) e supondo que o gás se comporta como gás perfeito^s, onde o volume de um mol adsorvido é desprezível comparado ao volume de um mol na fase gasosa, temos:

$$\left(\frac{\partial \mu_s}{\partial n_s} \right)_{T,P} dn_s = 0 \quad \text{com} \quad P \bar{N}_g = RT \quad \text{e} \quad \bar{N}_s = 0 \quad (2.5)$$

Então a equação (2.4) pode ser escrita como:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_{n_s} = \left(\frac{\bar{h}_g - \bar{h}_s}{RT} \right)$$

ou

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_{n_s} = \frac{\bar{h}_g - \bar{h}_s}{RT^2} = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (2.6)$$

Esta equação dá o calor isostérico de adsorção q_{st} correspondente a um processo isotérmico e isobárico. Ele corresponde à variação de entalpia por mol quando uma quantidade infinitesimal do fluido passa da fase vapor para a fase adsorvida. A determinação de q_{st} pode ser feita diretamente calculando a inclinação da curva $\ln P$ contra a função $1/T$:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial 1/T} \right)_{n_s} = (\bar{h}_s - \bar{h}_g) \frac{1}{R} = \left(\frac{\bar{h}_s - \bar{h}_g}{R} \right) = - \frac{q_{st}}{R} \quad (2.7)$$

2.1.3.3. Teoria da Adsorção em Sólidos Microporosos

O estudo da adsorção de um gás por um sólido é em geral destinado a fornecer informações sobre a superfície específica e estrutura porosa do sólido. A quantidade (a) de gás retida por uma amostra de sólido depende da temperatura, pressão e da natureza do gás e do sólido:

$$a = f(T, P, \text{gás}, \text{sólido}) \quad (2.8)$$

Para um par adsorvente/adsorvato (sólido/gás) particular, a quantidade adsorvida pode ser expressa por meio de equações de estado descrevendo um equilíbrio divariante.

$$a = f(T, P)_{\text{gás}, \text{sólido}} \quad (2.9)$$

Fixando o valor de cada uma das variáveis temos os casos particulares:

$$a = f(P)_{T, \text{gás}, \text{sólido}} \quad - \text{isoterma de adsorção}$$

$$a = f(T)_{P, \text{gás}, \text{sólido}} \quad - \text{isobárica de adsorção}$$

$$P = f(T)_{a, \text{gás}, \text{sólido}} \quad - \text{isostera de adsorção}$$

A maior parte das isotermas resultantes da adsorção física (interações predominantes do tipo dispersivo) podem ser grupadas em cinco classes inicialmente propostas por Brunauer, Deming, Deming e Teller /24/. Essas curvas são representadas na Figura (2.4).

FIGURA 2.04 - Os diferentes tipos de Isotermas

A isoterma do tipo I é característica de um adsorvente microporoso e fornece uma boa estimativa do volume total dos microporos. A isoterma do tipo II é característica de um sólido não poroso, enquanto que o tipo IV é característico do sólido mesoporoso. As isotermas de tipo III e V indicam um sistema onde as interações adsorvente - adsorvato são mais fracas que as interações adsorvato - adsorvato. A isoterma em escada designada pelo tipo VI é relativamente rara e apresenta interesse teórico, sendo por isso frequentemente acrescentada à classificação

original.

De acordo com o enfoque adotado, a teoria de adsorção física pode ser dividida em dois grandes grupos: o primeiro tem origem nos trabalhos clássicos de Langmuir e fundamenta-se em modelos moleculares. As condições de equilíbrio são formuladas do ponto de vista da teoria cinética dos gases e/ou de uma perspectiva mecânica-estatística.

Estas teorias levam em conta a característica móvel ou imóvel do filme adsorvido, seu estado bidimensional e as interações laterais. Os modelos de Langmuir, Volmer, Fowler, Hill-de Boer, Temkin, BET, etc./25/ adotam este enfoque e chegam a explicar bem numerosos casos de adsorção em superfícies abertas ou em poros relativamente grandes.

O segundo modelo provém dos trabalhos de Polanyi e fundamenta-se em conceitos puramente termodinâmicos /26/. Esta teoria é muito bem adaptada aos casos em que a adsorção segue um mecanismo de preenchimento em volume dos microporos.

2.1.3.4. Modelo Termodinâmico de Polanyi

O sólido com o filme adsorvido pode ser comparado à terra com sua atmosfera /25/. Se subimos em direção à estratosfera atravessamos superfícies de mesmo potencial gravitacional. À medida que nos afastamos da superfície da terra o volume de ar abaixo da posição onde nos encontramos aumenta e o valor do potencial gravitacional diminui. De uma forma análoga, à medida que o volume adsorvido aumenta e tende ao volume máximo de adsorção (W_0), o potencial de adsorção diminui e tende a zero.

Polanyi /26/ definiu um potencial de adsorção termodinâmico A como sendo o trabalho efetuado pelas forças de adsorção para fazer passar uma molécula da fase vapor até o estado correspondente à molécula adsorvida, na mesma temperatura. A quantidade A , também chamada trabalho diferencial molar de adsorção, é assim o trabalho necessário para transferir um mol do adsorvato, desde o líquido normal (distante do campo de forças de adsorção) até a superfície do sólido.

Supondo que o vapor se comporta como gás ideal e que o adsorvato, quando dentro dos poros, possui as mesmas propriedades do líquido normal, tem-se

$$A = RT \ln \frac{P_s}{P} \quad (2.10)$$

onde P_s é a pressão de saturação e P é a pressão de equilíbrio.

Durante o processo de formação do filme adsorvido, o volume adsorvido W vai de zero até seu valor máximo W_0 , enquanto que o "potencial de adsorção" parte de seu valor máximo para diminuir a zero na saturação. Este processo pode ser representado por uma função distribuição:

$$A = f(W) \quad (2.11)$$

Polanyi postulou que o potencial de adsorção A é independente da temperatura para um dado volume adsorvido, conseqüentemente $A = f(W)$ é a mesma para qualquer temperatura. Esta curva é chamada então de curva característica, que matematicamente pode ser traduzida por

$$\left(\frac{\partial A}{\partial T} \right)_W = 0 \quad (2.12)$$

Esse postulado, conhecido como o postulado da invariância da curva característica com a temperatura, foi largamente verificado pelos experimentos de Dubinin e colaboradores /27/ para diferentes pares adsorvente-adsorvato.

Apesar de existirem limitações puramente termodinâmicas que restringem o domínio de validade deste postulado /28/, o modelo de Polanyi serviu de base para os trabalhos de Dubinin e colaboradores. As equações de estado propostas por Dubinin e colaboradores, embora possuam uma natureza semi-empírica, são largamente utilizadas para adsorção em sólidos microporosos /29,30/.

2.1.3.5. Equações de Dubinin-Radushkevich e Dubinin-Astakhov

De acordo com as idéias de Dubinin, o processo de adsorção em microporos não seria a formação de camada sobre camada nas paredes dos poros, mas o preenchimento em volume dos microporos. O grau de preenchimento dos microporos é definido como:

$$\theta = \frac{W}{W_0} \quad (2.13)$$

Dubinin e seus colaboradores acrescentam um segundo postulado ao de Polanyi: para dois adsorvatos diferentes (1 e 2, por exemplo) a relação entre os valores do trabalho diferencial molar de adsorção é constante para volumes adsorvidos iguais:

$$\left(\frac{A_1}{A_2}\right)_w = \beta \quad (2.14)$$

onde β , chamado de coeficiente de afinidade, é independente da temperatura e de θ , sendo assim uma constante característica do adsorvato. Este coeficiente serve para prever a curva característica de um adsorvato qualquer a partir da curva característica de um adsorvato de referência. Dubinin escolheu o benzeno como referência.

Partindo da hipótese de uma distribuição gaussiana das dimensões dos poros /27/. Dubinin e Radushkevich chegam à expressão (conhecida como equação D-R):

$$\theta = \frac{W}{W_0} = \exp \left[\left(\frac{-A}{E} \right)^2 \right] \quad (2.15)$$

onde $E = \beta E_0$ é a energia característica de adsorção (E_0 é aquela do vapor de referência) e W , o volume adsorvido, é dado por:

$$W = \frac{a}{\rho(T)} \quad (2.16)$$

onde a é a concentração em g/Kg ou moles/Kg de adsorvente e $\rho(T)$, a densidade da fase adsorvida, é suposta igual à densidade do líquido para temperaturas inferiores à temperatura crítica.

Substituindo os valores de A e E na equação (2.15) e aplicando logaritmo em ambos os lados temos

$$\ln W = \ln W_0 - D \left(T \ln \frac{P_2}{P} \right)^2 \quad (2.17)$$

onde $D = R^2 / E_0^2 \beta^2$, só depende do par adsorvente-adsorvato utilizado. Frequentemente, no entanto, os gráficos do tipo D-R, $\ln W$ versus $(T \ln P/P)^2$ desviam da linearidade. Rand /31/ classifica estes desvios como na Figura (2.5). Os desvios do tipo A são negativos a baixa pressão. Os do tipo B mostram uma curva

convexa e os do tipo C são positivos a alta pressão.

FIGURA 2.05 - Desvios da representação de DR apresentada na classificação de Rand

A utilização por Dubinin e Astakhov /32/ de uma distribuição de Weibull /33/ das dimensões dos poros conduz à equação:

$$\theta = \frac{W}{W_0} = \exp \left[\left(-\frac{A}{E} \right)^n \right] \quad (2.18)$$

onde n é um terceiro parâmetro, número real, além dos outros dois (W , E) já presentes na equação de Dubinin-Radushkevich.

A equação (2.18) pode ser escrita como:

$$\ln W = \ln W_0 - D \left[T \ln \frac{P_s}{P} \right]^n \quad (2.19)$$

onde $D = (R/E_0 \beta)^n$

Esta equação com três parâmetros, W , D , e n , possui um domínio de validade maior que a equação (2.15), de dois parâmetros (na qual $n = 2$).

2.1.3.6 - Calor isotérico de adsorção desenvolvido a partir da equação D-R

A equação (2.18) pode ser escrita na forma:

$$Q(P, T) = Q(T) W_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (2.20)$$

onde $a(P,T)$ é a massa de fluido adsorvido por unidade de massa do adsorvente, à temperatura T e à pressão P .

Aplicando a equação de Clapeyron ao equilíbrio fase adsorvida-vapor e líquido-vapor, temos:

$$q_{st} = +RT^2 \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_a \quad (2.21)$$

$$L = +RT^2 \left(\frac{\partial \ln P_s}{\partial T} \right)_a \quad (2.22)$$

Escrevendo a equação (2.20) na forma:

$$\ln \frac{a(P,T)}{W_0} - \ln \varphi(T) = -D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \quad (2.23)$$

e tomando $a(P,T)$ constante (caso isostérico), derivamos em relação a T para obter:

$$-\frac{d}{dT} \ln \varphi(T) = -Dn T^{n-1} \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^n - D T^n \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \left[\frac{d \ln P_s}{dT} - \frac{d \ln P}{dT} \right]$$

$$-\frac{d}{dT} \ln \varphi(T) = -Dn \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \left[\ln \frac{P_s}{P} + T \frac{d \ln P}{dT} - T \frac{d \ln P_s}{dT} \right] \quad (2.24)$$

Colocando $\alpha = -d \ln \varphi(T)/dT$, onde α é o coeficiente de dilatação térmica da fase adsorvida, tomado igual ao da fase líquida, e substituindo os valores de (2.21) e (2.22) temos:

$$\alpha = -Dn \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \left[\ln \frac{P_s}{P} - \frac{q_{st}}{RT} + \frac{L}{RT} \right] \quad (2.25)$$

ou

$$q_{st} = L + RT \ln \frac{P_s}{P} + \frac{\alpha RT}{Dn} \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{1-n} \quad (2.26)$$

Para $n=2$, aproximação da equação D-R, temos:

$$q_{st} = L + RT \ln \frac{P_s}{P} + \frac{\alpha R}{Dn} \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{-1} \quad (2.27)$$

As duas últimas equações podem ser utilizadas no cálculo do calor isostérico de adsorção, a partir dos parâmetros das equações de estado.

2.1.4. O Par Zeólita 13 X - água

A Zeólita sintética 13 X pertence à família dos aluminosilicatos dopados com sódio e apresenta na sua estrutura cristalina cavidades aproximadamente esféricas e uniformes. Essa característica possibilita uma adsorção reversível ou separação seletiva de gases e líquidos.

A rede do cristal atua de maneira comparável à de uma peneira, acolhendo dentro das cavidades moléculas com diâmetro menor que o dos poros, enquanto moléculas maiores não conseguem penetrar.

Os componentes de base desta estrutura /34/ são os tetraedros SiO_4 e AlO_4 ligados por íons de oxigênio O^{2-} , para formar um octaedro truncado delimitado por seis faces quadradas e oito faces hexagonais chamado unidade sodalita ou gaiola. Ver Figura (2.6).

Cada unidade sodalita está ligada à quatro outras gaiolas por intermédio de prismas hexagonais colocados sobre as faces hexagonais. Resulta deste empilhamento a formação de grandes cavidades de forma complexa com diâmetro médio de $13 \text{ \AA}$, Figura (2.7), ligados entre eles por anéis com 12 átomos de oxigênio com diâmetro médio de $8 \text{ \AA}$. O volume livre assim oferecido é de $0,36 \text{ cm}^3/\text{g}$. A Zeólita 13 X apresenta uma estrutura cúbica de aresta igual a $24,95 \text{ \AA}$.

A malha elementar desta Zeólita contém 8 unidades de sodalita e a molécula pode ser representada pela fórmula

A Zeólita 13 X é disponível na forma de grânulos ou em pó. Os tipos granulados apresentam alta resistência mecânica e ótimas características de perdas de carga.

Apesar da estrutura altamente porosa, a Zeólita 13 X possui boa estabilidade térmica, possibilitando exposições por longos períodos a temperaturas de $400\text{--}500^\circ \text{C}$ sem qualquer risco de ruptura da estrutura cristalina. Além da alta estabilidade

FIGURA 2.06 - Unidade Sodalita

FIGURA 2.07 - Estrutura da Zeólita 13 X

térmica da estrutura cristalina, a longa vida útil dos grânulos está ligada à alta macroporosidade dos mesmos, que permite um escape rápido dos vapores de água ou de outros materiais. Assim, são possíveis centenas ou milhares de ciclos de regeneração sem que haja necessidade de reposição do leito.

A facilidade com que a água é adsorvida por uma grande variedade de Zeólitas, motivou numerosos estudos na direção das propriedades de adsorção de água pelas peneiras moleculares. É a partir destes estudos que as teorias de adsorção sobre corpos microporosos são estabelecidas /35,36,37/.

M.M. Dubinin apresentou um estudo experimental do par 13 X - água /38/ no domínio

$$\begin{aligned} 20^{\circ}\text{C} < T < 220^{\circ}\text{C} \\ 10^{-1}\text{Pa} < P < 1,9 \cdot 10^{-3}\text{Pa} \end{aligned}$$

e constatou que seus resultados estão em bom acordo com a teoria de Polanyi-Dubinin. A Figura (2.8 a,b,c) mostra as isotermas de adsorção, os calores de adsorção e as isosteras, para o par.

Segundo Guilleminot /39/, a equação de Dubinin-Radushkevich ($n=2$) é capaz de exprimir com boa precisão os dados experimentais para graus de preenchimento $1 < \theta < 0,6$.

(a)

(b)

(c)

FIGURA 2.08 - (a) Família de isothermas, (b) Calor isostérico
(c) Isosteras de adsorção para o Par Zeólita
13 X-Água

2.2. Sistemas de Concentração da Radiação Solar

2.2.1. Introdução

Os coletores concentradores adotam sistemas óticos refletores ou refratores para aumentar a intensidade da radiação solar sobre uma superfície absorvedora /40,41,42,43/. Basicamente, o concentrador é composto do sistema ótico, cuja função é dirigir a radiação incidente por ela interceptada para o absorvedor onde é concentrada e convertida em outra forma de energia.

A razão de concentração (RC) de um concentrador é definida como sendo a relação entre a área livre A_c que intercepta normalmente a radiação incidente e a área do absorvedor A_a , ou:

$$RC = \frac{A_c}{A_a} \quad (2.28)$$

Pode-se observar pela Figura (2.9) que a razão de concentração depende do ângulo de incidência da radiação, RC é máxima quando A_c se igualar à área de entrada ou de aceitação.

FIGURA 2.09 - Ângulo de Incidência em um Concentrador

Para concentradores bidimensionais, onde os refletores convergem a radiação para uma linha reta ao longo do absorvedor,

o limite de concentração máximo é dado por

$$RC_{\max} = \frac{1}{\sin \theta_{\max}} \quad (2.29)$$

e para concentradores tridimensionais, cujos refletores convergem a radiação para um ponto, ou para uma região reduzida do absorvedor, tem-se como limite ótico máximo, a expressão:

$$RC_{\max} = \frac{1}{\sin^2 \theta_{\max}} \quad (2.30)$$

onde $\theta_{\max}$ é o ângulo máximo de aceitação.

Como $\theta_{\max}$ pode variar na faixa de $(1/4)^\circ < \theta < 90^\circ$, as equações mostram que a concentração máxima para concentradores bidimensionais está em torno de 200, enquanto que para os tridimensionais, em torno de 40.000 /44/.

Os coletores concentradores tridimensionais são compreendidos pelos discos parabolóides e hemisférico fixo, e são destinados a aplicações de grande porte, onde são requeridas temperaturas acima de 500°C . Para temperaturas abaixo de 400°C , estes não competem com os bidimensionais, levando-se em conta o alto custo do sistema de rastreamento, estrutura de sustentação e manutenção.

Por esta razão achamos inadequado comparar este tipo de concentrador, destinado a grandes projetos, com os concentradores bidimensionais.

2.2.2 - Orientação dos Concentradores Bidimensionais

Os concentradores bidimensionais ou de curvatura simples possuem amplo ângulo de aceitação. Em função disto a disposição do eixo de rotação pode ser na direção Norte-Sul (N-S) ou na direção Leste-Oeste (L-O). Um caso particular de orientação é quando o eixo de rotação está inclinado em relação à horizontal de um ângulo igual à latitude local, isto é, o eixo de rotação coincide com o eixo de rotação da terra. Esta última configuração é denominada polar ou equatorial.

A configuração polar limita o comprimento do concentrador, bem como pode encarecer o sistema de transporte da energia absorvida.

Uma das grandes vantagens da orientação polar é a de

apresentar o melhor desempenho em base anual, exatamente por estar o concentrador em posição normal aos raios solares nos equinócios, como mostra o gráfico da Figura (2.10).

FIGURA 2.10 - Variação da declinação Solar durante um ano

A disposição N-S com eixo na horizontal permite a justaposição de várias unidades alinhadas por um único mecanismo implicando numa redução de custos. Essa redução de custos compensa a perda de eficiência em relação à disposição polar, proporcionando um bom compromisso entre simplicidade e desempenho, principalmente para locais de latitudes baixas.

Tanto para a disposição polar como para a disposição Norte-Sul o esquema de acompanhamento do Sol é simples, limitando-se a uma rotação uniforme de 15° por hora.

Para a disposição Leste-Oeste, na qual a linha focal é horizontal, o movimento de acompanhamento do Sol é complexo. Os ajustes são realizados de acordo com a variação da declinação solar, efetuando-se uma correção mensal média da declinação de $0,25^\circ$. Tal correção é mais acentuada no sentido do solstício de verão para o solstício de inverno em nosso país. Normalmente concentradores que utilizam esta orientação são fixos, inclinados na latitude local em direção ao equador, otimizando a energia coletada na base de um ano.

2.2.3. Eficiência

A eficiência (η_T) é a informação básica mais importante na avaliação de um concentrador solar. Ela é definida pela relação entre a energia da radiação incidente no concentrador Q_{in} e a energia útil extraída no absorvedor, Q_u :

$$\eta_T = \frac{Q_u}{Q_{in}} \quad (2.31)$$

A energia da radiação incidente Q_{in} é dada pelo produto da intensidade da radiação I pela área de captação A_c , ou

$$Q_{in} = I A_c$$

tal que

$$\eta_T = \frac{Q_u}{I A_c} \quad (2.32)$$

A energia útil Q_u pode ser expressa em função dos parâmetros operacionais do concentrador. Considerando a transferência de calor no absorvedor em regime permanente, o balanço de energia nos permite escrever:

$$Q_{obs} = Q_u + Q_p \quad (2.33)$$

A quantidade de energia absorvida Q_{obs} é igual à energia útil mais a energia perdida Q_p por convecção e irradiação.

A energia absorvida Q_{obs} depende: da energia incidente Q_{in} , da absorptância do absorvedor (α), da refletividade (ρ) da superfície refletora, da transmitância (τ) do tubo transparente de vidro e do fator de interceptação (ψ). Pode-se escrever:

$$Q_{obs} = \alpha \rho \tau \psi Q_{in} = \alpha \rho \tau \psi A_c I \quad (2.34)$$

O produto $\alpha \rho \tau \psi$ é denominado eficiência ótica η_o ou:

$$\eta_o = \alpha \rho \tau \psi \quad (2.35)$$

e constitui um parâmetro importante na construção do concentrador.

A quantidade Q_p é função das temperaturas do absorvedor (T_a) e ambiente (T_{amb}), do coeficiente global de perdas U_p e da área

do absorvedor. Esta dependência pode ser expressa pela relação:

$$Q_p = A_a U_p (T_a - T_{amb}) \quad (2.36)$$

Substituindo (2.36) e (2.34) em (2.33) temos que a energia útil é dada por:

$$Q_u = \eta_o A_c I - A_a U_p (T_a - T_{amb}) \quad (2.37)$$

Substituindo (2.37) em (2.32) temos o rendimento térmico em função de todos os parâmetros operacionais do concentrador

$$\eta_T = \frac{\eta_o I A_c - A_a U_p (T_a - T_{amb})}{A_c I} \quad (2.38)$$

ou

$$\eta_T = \eta_o - \frac{U_p}{C R} \left(\frac{T_a - T_{amb}}{I} \right) \quad (2.39)$$

A eficiência térmica é uma função linear decrescente da temperatura do absorvedor. O máximo de rendimento térmico é obtido com o absorvedor operando na temperatura ambiente, ou seja, $\eta_T = \eta_o$ correspondendo ao ponto de intersecção da curva característica $\eta_T \times (T_a - T_{amb})/I$ com o eixo de η_T . A inclinação neste gráfico nos fornece o coeficiente de perdas total U_p .

Do ponto de vista experimental a medição da temperatura do absorvedor (T_a) é crítica devido à não uniformidade da temperatura da superfície absorvedora. Numerosas experiências realizadas para a determinação das curvas características de concentradores, mostram que uma boa aproximação da eficiência operacional pode ser expressa pela relação

$$\eta_T = F' \left[\eta_o - \frac{U_p}{C R} \left(\frac{\bar{T} - T_{amb}}{I} \right) \right] \quad (2.40)$$

onde $\bar{T}$ é a temperatura média do fluido dada por $\bar{T} = (T_s + T_e)/2$ e F' é o fator próximo de 1 que relaciona a resistência térmica entre o absorvedor-ambiente e o fluido térmico-ambiente.

Medidas de η_T , I , T_s , T_e e T_{amb} , permitem estabelecer a relação $\eta_T \times (T - T_{amb})/I$ e avaliar o desempenho térmico em função da temperatura de operação do absorvedor.

2.2.4. Tipos de Concentradores

Os concentradores solares térmicos podem ser classificados, com base no tipo de rastreamento solar, em 3 grupos: orientação fixa, acompanhamento em 1 eixo e acompanhamento em dois eixos. Os concentradores de orientação fixa não necessitam de rastreamento solar, apenas ajustes periódicos como por exemplo ajuste mensal, e são constituídos pelos concentradores com baixa razão de concentração. Os concentradores de acompanhamento em um eixo são constituídos pelos concentradores de foco linear, enquanto que os concentradores com acompanhamento em dois eixos independentes, são concentradores de foco pontual. Naturalmente, quanto maior o número de graus de liberdade do concentrador maiores temperaturas podem ser alcançadas.

2.2.4.1. Concentradores de Orientação Fixa

Os concentradores de orientação fixa são compostos pelos concentradores de superfícies espelhadas planas, concentradores assimétricos e pela família do concentrador parabólico composto. Nesta classe de coletores solares podem ser incluídos também os coletores planos especiais com revestimento seletivo (Apêndice I) e os tubos evacuados. Estes últimos apresentam uma configuração semelhante às lâmpadas fluorescentes. Normalmente uma superfície seletiva é usada no absorvedor e a justaposição num painel de vários tubos evacuados elimina a necessidade de isolamento adicional, resultando num coletor mais leve.

Os concentradores parabólicos compostos (CPC), também conhecidos como coletores tipo Winston /45/, consistem de uma série de calhas parabólicas espelhadas justapostas, com o tubo absorvedor posicionado no fundo da calha conforme mostra a Figura (2.11.a).

Cada parede é uma seção de parábola e o sistema é projetado de tal forma que a totalidade da radiação incidente atinge o absorvedor após múltiplas reflexões nas superfícies espelhadas.

A grande desvantagem desse tipo de concentrador, devido à baixa concentração, é a necessidade de grandes quantidades de espelhos e tubos absorvedores, em comparação com outros concentradores (por exemplo de foco linear). Esses fatores se

FIGURA 2.11 - Concentradores de orientação fixa (a) CPC;
(b) Concentrador em $\hat{v}\hat{e}$; (c) Assimétrico

refletem no alto custo estimado para esses coletores.

Em condições normais de operação, as temperaturas obtidas com este concentrador estão em torno de 120°C . No entanto, se os absorvedores forem construídos com tubos evacuados e com revestimento seletivo, as perdas térmicas serão consideravelmente minimizadas e temperaturas da ordem de 170°C poderão ser obtidas.

Uma variação desse conceito é o coletor concentrador de superfície espelhada plana. O objetivo é reduzir os custos de fabricação, eliminando a necessidade da seção parabólica. Evidentemente, esses coletores, devido à sua simplicidade, são menos eficientes e as temperaturas máximas atingidas são inferiores às obtidas com os CPCs. Um exemplo deste tipo é o concentrador em V que mostra o perfil da Figura (2.11.b).

Outro tipo de concentrador de orientação fixa é o Assimétrico. Este compõe na sua superfície refletora três curvas características, cada qual desempenhando uma função específica no sistema ótico. As curvas são involuta de Arquimedes, não parabólica e parabólica. A Figura (2.11.c) mostra um perfil deste modelo. Esta concepção é bastante recente (1976) /46/. As temperaturas de operação desse sistema são similares às do concentrador em V.

2.2.4.2. Concentradores de foco linear

Os coletores concentradores de foco linear podem ser classificados em três grupos com base nas diferentes concepções construtivas: Cilíndrico-Parabólico, Espelho Fixo e o de Espelho Linear tipo Fresnell.

O concentrador cilíndrico parabólico é também conhecido como calha parabólica espelhada, em sua linha focal está posicionado o absorvedor alongado. O absorvedor pode ser estacionário ou estar rigidamente acoplado no refletor. No primeiro caso o eixo de rotação coincide com o absorvedor fixo, facilitando as conexões externas. No segundo caso, o acompanhamento do Sol se realiza em torno de um eixo de rotação, que usualmente passa pelo vértice da diretriz da parábola. Como o concentrador-absorvedor giram solidários, as conexões externas precisam ser flexíveis.

A disposição deste concentrador pode ser N-S, L-O ou disposição polar, como mostra a figura (2.12.a). A seleção da

FIGURA 2.12 - (a) Disposições típicas para o CCP; (b) Concentrador de espelho fixo; (c) Concentrador tipo Fresnell

disposição mais conveniente para um determinado sistema deve ter um compromisso entre vários fatores relevantes à aplicação em questão.

O fator de concentração ótimo do concentrador cilíndrico parabólico é da ordem de 25 a 35. Para fatores de concentração mais elevados (absorvedor pequeno), uma grande parte da energia concentrada não atinge o absorvedor devido a imperfeições da superfície refletora. Por outro lado, fatores de concentração baixos implicam em uma área relativamente grande para o absorvedor e conseqüentemente temos grandes perdas térmicas. Nestas condições a abertura angular ótima situa-se na faixa de 60° a 90° . Como pode ser visto na Figura (2.12.a) o ângulo de aceite é o ângulo diedro subentendido pela linha focal e pelas duas geratrizes extremas à superfície cilíndrico-parabólica.

O concentrador de espelho fixo é também conhecido como coletor de Russel e foi desenvolvido pela General Atomics Company (EUA) como uma alternativa ao sistema de espelho móvel. O concentrador de espelho fixo concentra a radiação direta num absorvedor que acompanha o movimento diário do Sol, conforme pode ser visto na Figura (2.12.b).

No coletor de espelhos lineares tipo Fresnell, o absorvedor permanece estacionário e a radiação direta incidente é focalizada sobre ele por um conjunto de espelhos longos e estreitos que giram em torno de eixos horizontais. Essa concepção apresenta vantagens de conexões flexíveis, estrutura e mecanismo de controle simples. A Figura (2.12.c) mostra um exemplo desse concentrador.

Os sistemas de foco linear operam tipicamente na faixa de temperatura de 150 a 300°C , apesar de que temperaturas de até 400 graus podem ser alcançadas em condições especiais, tais como tubo absorvedor evacuado, com revestimento seletivo e concentradores secundários.

Das três configurações básicas descritas, a mais desenvolvida é a do Coletor Cilíndrico-Parabólico: vários fabricantes nos E.U.A., Europa e Japão já estão em fase de produção comercial. Os outros dois sistemas estão ainda na fase de demonstração e testes experimentais.

2.3. Tubos de Calor

O tubo de calor é um dispositivo térmico que possui alta capacidade de transferir calor /47/. Ele é constituído de um envoltório, geralmente um tubo cilíndrico fechado e uma estrutura porosa saturada com um fluido de trabalho. A transferência de calor ocorre por mudança de fase do fluido.

Essencialmente, o tubo de calor é um trocador de calor operando entre uma fonte quente e uma fonte fria. Ele funciona recebendo calor por um extremo chamado evaporador. O fluido contido no suporte poroso é evaporado e transferido para o outro extremo do tubo denominado condensador, condensando-se. O condensado resultante retorna então, na forma de líquido, para o evaporador, por capilaridade ou gravidade.

A grande vantagem deste trocador de calor é que pode-se transferir grandes taxas de calor a distâncias consideráveis, quase que isotermicamente, sem parte móvel no sistema.

A Figura (2.13) mostra um esquema do tubo e os mecanismos de transferência de calor e massa no sistema em operação.

2.3.1. Princípios Básicos de Operação: Taxa Máxima Transferida e Limitações

O princípio básico de um tubo de calor pode ser compreendido com auxílio da Figura (2.13) que mostram a distribuição do fluido de trabalho dentro do suporte poroso.

Na região de evaporação, o nível do líquido dentro do suporte poroso é menor devido à evaporação do fluido, reduzindo o raio de curvatura dos meniscos. Na região de resfriamento a condensação deste vapor tende a inundar o suporte poroso e aumentar o raio de capilaridade provocando um excesso do líquido. A diferença dos raios de capilaridade nestas duas regiões dá origem a um diferencial de pressão entre estas duas regiões, permitindo o retorno do fluido da região fria para a região quente, ciclando o fluido dentro do tubo.

A magnitude desse diferencial pode variar de zero, quando o tubo está em equilíbrio térmico com o exterior, até um máximo, quando os raios de curvatura da região aquecida atingem um mínimo.

FIGURA 2.13 - (a) Esquema de um tubo de calor. (b) Mecanismo de transferência de calor e massa.

Se assumirmos que os raios de capilaridade da região fria são muito maiores que os da região quente e também que o fluido molha perfeitamente todas as partes do suporte poroso, então o valor máximo do diferencial de pressão dentro do tubo é:

$$\Delta P_c = \frac{2\gamma}{r} \quad (2.41)$$

onde γ é a tensão superficial e r é o raio de capilaridade da região aquecida (igual ao raio efetivo dos poros do suporte poroso).

Quando o tubo de calor está operando em regime permanente, essa diferença de pressão é exatamente igual às perdas de pressão devido às forças de atrito, gravitacional, etc. Desprezando qualquer perda devido ao fluxo de vapor ou qualquer gradiente de pressão no sentido radial, a condição de ação máxima de transferência para o tubo é

$$-\Delta P_c = \Delta P_g + \Delta P_L \quad (2.42)$$

onde ΔP_c é a diferença de pressão de capilaridade, ΔP_g é a diferença de pressão gravitacional e ΔP_L é a perda de pressão devida ao fluxo viscoso no suporte poroso.

A variação da pressão devida à força gravitacional pode ser escrita como

$$\Delta P_g = \pm \rho g L \sin \theta \quad (2.43)$$

onde o sinal depende da gravidade estar a favor ou contra o fluxo de líquido dentro do suporte poroso; L é o comprimento total efetivo do suporte poroso; g é a aceleração devida à gravidade e θ é o ângulo de inclinação em relação à horizontal.

O fluxo do líquido dentro do suporte poroso é invariavelmente laminar e assim a variação de pressão pode ser escrita como

$$\Delta P_L = -\frac{b \mu \dot{m} L_{ef}}{\rho e r^2 A_p} \quad (2.44)$$

onde b é uma constante; μ é a viscosidade do líquido; $\dot{m}$ é a taxa de fluxo do líquido no suporte poroso ou de vapor no centro do tubo, L_{ef} é o comprimento efetivo do tubo de calor; e é a

porosidade do suporte poroso e A_p é a área da seção transversal do suporte poroso. O comprimento efetivo L_{ef} é definido por $L_{ef} = L_{ad} + 1/2 (L_{ev} + L_{cond})$.

Substituindo as equações (2.41), (2.43) e (2.44) na equação (2.42), temos

$$-\frac{2\sqrt{\gamma}}{r} = \pm g \rho L \sin \theta - \frac{b \mu m L_{ef}}{\rho e r^2 A_p} \quad (2.45)$$

e o fluxo de massa $\dot{m}$ pode ser escrito como:

$$\dot{m} = \left(\frac{\sqrt{\gamma} \rho}{\mu} \right) \left(\frac{e r^2 A_p}{b L_{ef}} \right) \left(\frac{2}{r} \pm \frac{g \rho L \sin \theta}{\sqrt{\gamma}} \right) \quad (2.46)$$

Como o tubo de calor transporta essencialmente o calor latente da região aquecida para a região de resfriamento, a taxa de calor transferido axialmente pode ser escrita como

$$\dot{Q} = \dot{m} L \quad (2.47)$$

onde $\dot{Q}$ é a taxa máxima de calor e L é o calor latente de vaporização. Substituindo (2.46) em (2.47), temos:

$$\dot{Q} = \frac{\sqrt{\gamma} L \rho}{\mu} \cdot \frac{e r^2 A_p}{b L_{ef}} \left(\frac{2}{r} \pm \frac{g \rho L \sin \theta}{\sqrt{\gamma}} \right) \quad (2.48)$$

O primeiro grupo $\left(\frac{\sqrt{\gamma} L \rho}{\mu} \right)$ compreende quatro propriedades físicas do fluido de trabalho e é algumas vezes denominado número de Mérito (M). Esse parâmetro constitui um meio útil de avaliação da capacidade relativa dos possíveis fluidos de trabalho.

A equação (2.48) prediz que a taxa máxima de calor transferido que pode ser sustentada por um tubo de calor é limitada somente pela ação do bombeamento de capilaridade. No entanto, outros três parâmetros limitam o transporte de calor, conhecidos como efeitos sônico, arraste e ebulição, todos dependentes, direta ou indiretamente, da temperatura.

O limite de arraste resulta do arraste do líquido pelo vapor na interface líquido-vapor do suporte poroso. Em geral, esse efeito só é crítico para altas velocidades do vapor e é mais pronunciado em suportes porosos de pequena capilaridade. O limite sônico, que ocorre em virtude do engasgamento do fluxo de vapor, em geral só é crítico no início da operação do tubo de calor. E

finalmente o efeito de superaquecimento é uma limitação do transporte de calor radial provocada pela condutividade térmica do suporte poroso.

Os efeitos possíveis dessas quatro limitações na capacidade de transporte de calor são representados na Figura (2.14) em função da temperatura de operação do tubo.

FIGURA 2.14 - Limitações no transporte de calor de um tubo de calor

Dentro do intervalo de temperatura de operação, o transporte do calor depende sobretudo da geometria, suporte poroso e fluido de trabalho utilizados, além de outros fatores externos tais como orientação em relação ao campo gravitacional e coeficientes de transferência de calor com as fontes quente e fria.

2.3.2. Aplicações

Desde 1964, o tubo de calor vem sendo utilizado de forma criativa, substituindo os trocadores de calor tradicionais, que por vezes são complexos e indesejáveis. De maneira geral, essas aplicações podem ser classificadas em grupos, que descrevem uma ou mais propriedades do tubo. Os principais grupos são: separação de fonte quente e fonte fria; uniformização de temperatura; transformador térmico; controlador de temperatura e finalmente, diodo térmico.

Mostraremos a seguir alguns exemplos de aplicações dos tubos de calor /47,48/:

a) Resfriamento de Componentes Eletrônicos

O tubo de calor pode ser usado na troca de calor entre uma fonte quente e uma fonte fria, como é o caso dos componentes eletrônicos como transistores, dispositivos semi-condutores ou integrados, que dissipam grande quantidade de calor. O tubo transfere o calor dissipado dos componentes eletrônicos para um conjunto de aletas, permitindo uma grande ampliação da área em contacto com o ar para a troca do calor.

b) Uniformização de Temperatura

Outra aplicação importante dos tubos de calor é a de homogeneizar a temperatura de superfícies. Os satélites artificiais que giram ao redor da Terra e, em especial, os satélites usados em telecomunicações, recebem a radiação solar apenas numa direção. Isto ocasiona um considerável acréscimo de temperatura nesta parte do satélite, podendo provocar danos na estrutura, bem como nos seus componentes eletrônicos.

Um trocador de calor convencional para uniformizar a temperatura não pode ser usado por causa do peso e do espaço útil que irá ocupar no satélite. O uso dos tubos de calor, mais leves e compactos, permite assim a transferência de calor de uma das faces para as outras de modo a uniformizar a temperatura do satélite.

Outra aplicação interessante, ainda com essa propriedade, é a utilização do tubo para determinação de emissividade total de superfícies. Neste caso, uma fonte de calor é colocada dentro do tubo. Quando a temperatura do tubo estiver constante, o calor fornecido pela fonte deverá ser igual ao calor irradiado pela superfície. Logo, a emissividade poderá ser determinada, para várias temperaturas.

c) Transformador Térmico

O tubo de calor pode por vezes ser utilizado como transformador térmico. Este absorve calor de uma fonte grande e transfere para uma área pequena ou dissipa calor de uma fonte pequena para uma área grande.

Essas características foram usadas no desenvolvimento de conversores termoiônicos com alta densidade de potência. Um tubo de calor de prata líquida concentra calor de uma fonte radioativa aquecendo uma pequena placa (catodo), enquanto um tubo de calor de Lítio dissipa calor de um pequeno coletor (anodo), para um grande dissipador. Testes experimentais mostram que é possível manter o catodo a 2000°K e o anodo a 1200°K .

d) Condutância Variável

Um tubo de calor pode operar com condutância térmica variável e controlada. A diferença deste tubo é a existência de um recipiente com gás não condensável anexo ao condensador. A função desse gás é bloquear a área de condensação do fluido de trabalho dentro do tubo. Para cada pressão e temperatura do reservatório de gás, teremos um determinado volume de gases não condensáveis no condensador, obtendo assim uma condutância térmica variável no tubo.

A principal aplicação deste tipo de tubo é no controle térmico de naves espaciais.

e) Diodo Térmico

Um tubo de calor funcionando na vertical ou com projeção razoável na vertical, e o evaporador posicionado abaixo do nível do condensador, opera como diodo térmico (fluxo de calor ascendente). A maioria das aplicações de diodos térmicos está relacionada com a energia elétrica e aquecimento ou resfriamento de prédios.

Além destas aplicações, o tubo de calor vem sendo usado extensivamente nas áreas de Física de Estado Sólido (crescimento de cristais), Espectroscopia, Calorimetria e equipamentos de medidas de temperatura, pressão de vapor e tensão superficial. Enfim, as aplicações e funções do tubo de calor são praticamente ilimitadas, dependendo da imaginação e do bom senso do pesquisador que o utiliza.

2.4. Instrumentos de medida da radiação solar

Os principais radiômetros usados nas medições da luz solar são: o piranômetro e o pireliômetro, Figura (2.15). O piranômetro mede a intensidade total da luz incidente: radiação direta, difusa e refletida, num plano. O pireliômetro mede somente a intensidade da radiação na direção de incidência: radiação direta. O desempenho destes instrumentos é definido pelas suas características operacionais tais como sensibilidade, seletividade, estabilidade, reprodutibilidade, linearidade e tempo de resposta. Outros fatores que afetam estes instrumentos provocando erros nas medições são intrínsecos e dependem da construção (efeitos de temperatura, convecção natural e ângulo de incidência). O sensor ou detector é o elemento principal dos instrumentos. Ele converte a energia da radiação em outra energia mensurável.

FIGURA 2.15 - (a) Piranômetro (b) Pireliômetro

No piranômetro, o sensor de radiação é posicionado na horizontal em relação ao corpo do aparelho (que o protege das radiações de fundo provenientes da Terra) e fica exposto ao hemisfério celeste protegido do meio exterior por uma campânula de vidro transparente.

No pireliômetro, o sensor de radiação, normalmente, é instalado na base de um colimador que o isola da vizinhança e

elimina as radiações difusa e refletida. A componente direta da luz incide normal no sensor quando o colimador é alinhado na direção do Sol. Geralmente, nas medições, o pireliômetro é acoplado a um sistema mecânico ou eletromecânico para o rastreamento do Sol.

2.4.1. Sensor de Radiação Solar

Com base no princípio de conversão da energia, podemos classificar os sensores de radiação solar em dois grupos: os fotoelétricos e os fototérmicos.

Nos fotoelétricos, a energia da radiação é convertida diretamente em energia elétrica e os tipos principais são as células fotovoltaicas de silício e as células condutivas e emissivas de silício, germano, etc. As células fotovoltaicas são mais simples e mais usadas, por não necessitarem de fontes externas de energia.

As vantagens dos instrumentos solares que utilizam este sensor estão no baixo custo, na sensibilidade e no tempo de resposta. Em compensação, têm a desvantagem de serem seletivos, além da sensibilidade depender fortemente da temperatura e do ângulo de incidência da luz. Selouk e Yellott /49/ e Dirmhirn /50/ têm sucessivamente construído piranômetros e pireliômetros com células fotovoltaicas de silício.

No sensor fototérmico, a energia da radiação é convertida em energia térmica com um consequente aumento de temperatura do material absorvedor. Trata-se de um sensor não seletivo que absorve em todo espectro de energia. Na prática esta característica não se verifica inteiramente, devido às limitações dos materiais utilizados na construção do sensor. Os principais tipos são os calorimétricos e os termoeletrônicos.

O calorimétrico, como o próprio nome diz, é um calorímetro e a energia absorvida é determinada diretamente em unidade absoluta. Por isto é chamado de padrão ou primário e o instrumento que dele faz uso também é considerado padrão. O pireliômetro de fluxo de água de Abbot é um exemplo deste princípio.

Existem variações do sensor calorimétrico onde a energia absorvida é determinada indiretamente através de algum efeito

térmico. Neste caso o sensor é secundário e necessita de calibração contra um padrão. Os piranômetros de Angstron, bimetalico de Robitzsch e os pireliômetros de Angstron, Abbot e Michelson utilizam estas variações. Particularmente, os pireliômetros de Angstron e Abbot são considerados padrões devido à sua precisão, que vem sendo verificada há muitos anos, mas antes necessitam de calibração.

No sensor termoeletrico (pares termoeletricos ou termopilha), a energia absorvida é determinada indiretamente através da conversão térmica-elétrica. É secundário e atualmente é o sensor base dos piranômetros e pireliômetros de rotina. Os piranômetros e pireliômetros da Eppley (USA), Kipp/Zonnen (Holanda), Eko (Japão), Reuss (Alemanha), Mashpriborintorg (Russia), Litronic (Inglaterra), Phillip Schenk (Austrália), Spectrolab (USA), entre outros, usam este princípio.

2.4.2. Classificação dos Instrumentos

A Organização Meteorológica Mundial definiu em 1965 três classes de piranômetros e pireliômetros com base na precisão e desempenho completo do sistema. As bases para a classificação são as seguintes:

PIRANOMETRO			
	1a. classe	2a. classe	3a. classe
Sensibilidade (mW cm^{-2})	+0,1	+0,5	+1,0
Estabilidade (variação anual, %)	+1,0	+2,0	+0,5
Temperatura (erro máximo devido a mudanças de temperatura ambiente, %)	+1,0	+2,0	+5,0
Seletividade (erro máximo devido ao afastamento da resposta espectral, %)	+1,0	+1,2	+5,0
Linearidade (erro máximo devido a falta de linearidade, %)	+1,0	+2,0	+3,0
Constante de tempo (máxima)	25 s	1 min	4 min
Resposta ao cosseno (desvio hipotético, tomado a uma elevação de 10° do Sol em dia claro, %)	+3,0	+5,7	+10

1a. classe 2a. classe 3a. classe

Resposta ao azimute (desvio
hipotético tomado em um dia
claro, %)

+3,0 +5,7 +10

De acordo com estes critérios os piranômetros disponíveis foram classificados e são citados por Couson /51/ Wood /52/, como:

- Primeira Classe: piranômetro termoeletrico espectral de precisão (Eppley PSP).
- Segunda Classe: Moll-Gorczynski; preto-branco Eppley; Volagine; Yanshevsky; Dirmhirm-Soubergr e o de Bellanni.
- Terceira Classe: Bimetálico de Robitzsch.

O modelo Eppley (PSP), primeira classe, apresenta várias vantagens em relação aos demais, tais como: compensador para variações da temperatura ambiente, compensador ótico para desvios de resposta da lei do cosseno. Outra característica do instrumento é a possibilidade de substituição dos dois hemisférios de vidro, por hemisférios especiais, para medidas de radiação solar em faixas espectrais selecionadas.

PIRELIOMETRO

	Padrão	1. Classe	2. Classe
Sensibilidade	+0,2	+0,4	+0,5
Estabilidade	+0,2	+1,0	+2,0
Temperatura	+0,2	+1,0	+2,0
Seletividade	+1,0	+1,0	+2,0
Linearidade	+0,5	+1,0	+2,0
Constante de Tempo	25 s	25 s	1 min

Com base neste critério, os pireliômetros foram classificados:

- Padrão: Compensação elétrica de Angstron e disco de prata de Abbot.
- 1a. Classe: Novo Eppley, Linke-Feussner, Bimetálico de Michelson e Yanishevski.
- 2. Classe: Moll-Gorczynsky e antigo Eppley.

O pireliômetro de fluxo de água de Abbot é excluído da classificação por ser considerado padrão entre os padrões. Os pireliômetros de Angstron e disco de prata de Abbot, apesar de serem muito precisos, não são muito utilizados nas medições de rotina. Sua eficiência maior está na calibração de novos pireliômetros. Os classificados como de primeira e segunda classe são específicos para medições de rotina e dentre estes os mais sofisticados são os pireliômetros Novo Eppley e o Linke-Feussner, equipados com filtros especiais e compensadores de temperatura.

Os piranômetros e pireliômetros fotoelétricos são considerados de qualidade inferior aos térmicos, por isto são normalmente excluídos das classificações gerais destes instrumentos.

2.4.3. Termopilha: Princípios e Tipos

O princípio de funcionamento de um sensor termoelétrico está fundamentado no efeito Seebeck: quando duas junções de metais diferentes A e B formando um circuito fechado (par-termoelétrico) são expostas a um gradiente de temperatura ΔT , surge no circuito uma força eletromotriz de origem térmica ($\mathcal{E}_{AB}$), que induz no circuito uma corrente elétrica contínua.

A junção mais quente à temperatura T é denominada temperatura de teste e a outra, de junção passiva ou de referência (T_r). A força eletromotriz se produz porque a densidade dos transportadores de carga difere de um condutor para outro. Assim, quando os dois condutores diferentes são conectados formando duas junções e estas são mantidas a diferentes temperaturas, a difusão dos transportadores de carga nas junções se produz em ritmos diferentes, dando origem a um movimento líquido dos transportadores de carga como se fossem impulsionados por um campo não eletrostático. A integral curvilínea deste campo ao longo do par termoelétrico é a força eletromotriz de Seebeck:

$$\mathcal{E}_{AB} = \int_{T_r}^T (\alpha_A - \alpha_B) dT = \int_{T_r}^T \alpha_{AB} dT$$

onde α e β são denominados coeficientes de Seebeck, definidos como sendo o potencial elétrico por unidade de temperatura (mV/K). Estes coeficientes dependem da natureza do material e da temperatura. A diferença $\alpha_A - \alpha_B$ é denominada constante termoelétrica do par termoelétrico.

Para potências luminosas similares à da radiação solar, um par termoeletrico não gera uma diferença de potencial capaz de ser detectada por um simples potenciômetro. A ordem de grandeza dessa força exige aparelhos altamente sofisticados para esta medição. A termopilha é uma associação em série de pares termoeletricos, de forma que o sinal é amplificado por um fator igual ao número de junções. A força eletromotriz gerada é dada por:

$$\mathcal{E}_{AB} = N \int_{T_c}^T \alpha_{AB} dT$$

Nos radiômetros solares, podemos distinguir, com base no absorvedor, dois tipos principais de termopilhas: branco-preto e somente preto.

No primeiro tipo, o sinal gerado pelo circuito termoeletrico deve-se à absorção diferencial da energia radiante: a parte preta absorve enquanto a branca reflete, gerando assim um gradiente de temperatura entre as duas seções. O circuito termoeletrico mede essa diferença de temperatura, com as junções ativas localizadas na parte preta e as junções passivas na parte branca.

Existem várias geometrias da combinação branco-preto sendo que as duas mais importantes são a de disco concêntrico e tipo estrela. Na geometria disco concêntrico o circuito dos pares termoeletricos é distribuído radialmente no absorvedor, com as junções ativas localizadas no disco preto e as passivas no disco branco.

No segundo tipo, o absorvedor é totalmente preto, e o sinal é gerado pela diferença de temperatura entre as junções quentes (em contacto com o disco preto) e as junções passivas (não atingidas pela radiação). A temperatura das junções passivas pode ser mantida constante mediante contacto com uma massa metálica afastada do absorvedor preto.

III. SIMULAÇÃO DO CICLO A ADSORÇÃO: ESCOLHA DO PAR E DO SISTEMA DE CAPTAÇÃO SOLAR

Neste capítulo mostraremos, através de considerações teóricas e simulações, o interesse do par zeólita-água em relação ao par carvão ativo AC-35-metanol. Justificaremos também a escolha do tipo de coletor solar e do sistema de troca de calor.

3.1. Máquina Frigorífica Quadritérmica

A máquina frigorífica intermitente a adsorção sólida pode ser associada a uma máquina quadritérmica composta de dois ciclos bitérmicos funcionando com o mesmo fluido de trabalho e sem conversão de energia mecânica. A cada temperatura corresponde uma mudança de estado. Ver Figura (3.1).

FIGURA 3.01 - Máquina a adsorção a quatro temperaturas

No ciclo motor, transfere-se o fluido da fase adsorvida na temperatura da fonte quente T_{des} para a fase líquida à temperatura de condensação T_{cond} . Esta transferência corresponde a uma variação de energia interna bem definida, proveniente da diferença de energia entre a fase adsorvida e a fase líquida.

Esta energia será consumida pelo ciclo bitérmico refrigerador para transferir o fluido da fase líquida a baixa temperatura T_{ev} para a fase adsorvida na temperatura de adsorção T_{ads} .

Os coeficientes de performance (COP) de Carnot e térmico (ou de refrigeração) podem ser definidos como:

$$COP_{CARNOT} = (1 - T_{cond}/T_{des}) / (T_{ads}/T_{ev} - 1) \quad (3.1)$$

$$COP_T = \frac{mL}{Q_{sens} + Q_{des}} = \frac{Q_{ev}}{Q_{reg}} \quad (3.2)$$

O efeito frigorífico Q_{ev} é tomado como o produto da massa de líquido evaporada m e seu calor latente de vaporização L . O calor de regeneração Q_{reg} é a soma do calor sensível necessário para aquecer o sistema (inclusive suas partes metálicas) e do calor latente de dessorção (que é calculado como sendo o calor isostérico de adsorção). O rendimento exergetico do ciclo pode ser definido como:

$$\eta_{ex} = \frac{COP_T}{COP_{CARNOT}} \quad (3.3)$$

3.2. Descrição da Análise Numérica

Com base no ciclo termodinâmico isostérico simplificado da Figura (2.3) e nas equações (2.20) e (2.26) de Dubinin-Astakhov, desenvolvemos um programa de computador para analisar o Coeficiente de Performance térmico (COP_{term}) e o rendimento exergetico (η_{ex}) conforme as equações (3.2) e (3.3) em função das temperaturas de operação. Não foi levado em conta nestes cálculos o rendimento de captação-transferência do coletor solar-tubo de calor.

Para a simulação do ciclo são necessários os seguintes dados:

- Temperatura do evaporador (T_{ev})
- Temperatura do condensador (T_{cond})
- Temperatura máxima de dessorção (T_{des})

- Temperatura mínima de adsorção (T_{ads})
- W_0 , D e n : parâmetros do par adsorvente-refrigerante na equação de Dubinin-Astakhov
- Características da máquina: massa do adsorvente, massa do refrigerante e das partes metálicas
- Valores numéricos dos calores específicos do metal, do sólido adsorvente e do fluido refrigerante.

O cálculo, ilustrado pelo fluxograma da Figura (3.2), é feito em duas partes, correspondendo aos trechos isostérico (A-B) e isobárico (B-C). Os trechos C-D e D-A não entram nestes cálculos, uma vez que não estamos interessados no aproveitamento do calor de adsorção.

Trecho A-B

a) O sistema parte da temperatura T_{ads} e da pressão P_{ev} , calculada no ponto A como sendo a pressão de saturação do fluido correspondente à temperatura T_{ev} . Utilizando a equação de estado (2.19), calcula-se a concentração $\alpha_0 = f(T_{ads}, P_{sat}(T_{ev}))$ que permanecerá constante neste trecho.

b) A seguir fazemos um incremento na temperatura $T_1 = T_{ads} + \Delta T$. Calculamos com ajuda da equação de estado a nova pressão do sistema como $P = f(T_1, \alpha_0)$. O calor sensível envolvido devido à variação de temperatura será $Q_i = \sum m_i c_i \Delta T$ onde o índice refere-se aos componentes metálico, sólido poroso e fluido frigorífico.

c) A seguir é feito o teste $P = P_{sat}(T_{cond})$? . Caso negativo, voltamos ao início do item b fazendo novo acréscimo de temperatura $T_2 = T_1 + \Delta T$ e assim sucessivamente até que o teste tenha resposta positiva. Neste caso, a temperatura do sistema é igual a T_{L1} (ponto B do ciclo). O calor sensível Q_s vai sendo integrado ao longo do trecho A-B.

Trecho B-C

d) No ponto B, a pressão (que a seguir permanecerá constante) é $P_{sat}(T_{cond})$, a concentração é α_0 e a temperatura é T_{L1} . Fazemos um novo acréscimo de temperatura $T = T_{L1} + \Delta T$ e

calculamos a nova concentração $Q = f(T, P_{sat}(T_{cond}))$. A seguir calculamos o calor sensível de forma similar à do item b, mas agora levando em conta a diminuição gradativa da massa de fluido adsorvido. Calcula-se também o calor de dessorção como sendo $Q_{des} = \Delta a \cdot q_{st}$ onde q_{st} é calculado pela equação (2.26).

e) A seguir é feito o teste $T = T_{des}$? Caso negativo, novo incremento de temperatura é feito e os calores sensível e de dessorção bem como Δa vão sendo integrados. Quando $T = T_{des}$, o programa é interrompido e os diferentes COPs são calculados com base nos valores integrados de Q_s , Q_{des} e Δa , através das equações (3.2) e (3.3). As temperaturas utilizadas no cálculo do COPcarnot são T_{ads} , T_{cond} , T_{ev} e T_{des} .

Os valores numéricos utilizado nas simulações foram /11,15,39/:

- par zeólita-água: $W_0 = 269 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{Kg}$
 $D = 4,15 \cdot 10^{-7}$
 $n = 2$
- par carvão ativo AC 35-metanol: $W_0 = 407 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{Kg}$
 $D = 3,22 \cdot 10^{-7}$
 $n = 2,195$
- calor específico da água = $4,18 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$
- calor específico do metanol = $2,6 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$
- calor específico da zeólita = $0,92 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$
- calor específico do carvão ativo = $0,92 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$
- calor latente de vaporização água (0°C) = 2498 kJ/Kg
- calor latente de vaporização do metanol (0°C) = 645 kJ/Kg

As massas do sólido poroso foram iguais a 1 Kg para todos os cálculos. Igualmente a capacidade calorífica das partes metálicas foi a mesma: $1,05 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$ de sólido poroso. Os incrementos de temperatura utilizados nos cálculos do ciclo foram de $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ e as equações usadas na obtenção das pressões de saturação de condensação e evaporação para os dois fluidos frigoríficos foram:

$$\text{Água: } \log P_s = 7,825 - 1602,65/T - 103979,9/T^2$$

$$\text{Metanol: } \log P_s = 7,509 - 1004,57/T - 246199/T^2 + 191914/T^3$$

com T em grau Kelvin e Ps em Torr.

FIGURA 3.2 - Fluxograma

3.3. Comparação dos COP Térmicos

Apresentamos nesta secção os resultados dos cálculos numéricos descritos na secção precedente. A Figura (3.3) mostra o COP_{term} em função da temperatura máxima de dessorção T_{des} . A temperatura mínima de adsorção, bem como as temperaturas de condensação e evaporação, foram fixados em: $T_{ads} = T_{cond} = 35^{\circ}C$, $T_{ev} = 0^{\circ}C$, para os dois pares. A Figura (3.4) mostra os COP_{term} para os mesmos pares, mas com as temperaturas de adsorção e condensação maiores: $T_{ev} = 0^{\circ}C$, $T_{ads} = T_{cond} = 45^{\circ}C$.

Pode-se observar pelas duas figuras que o COP do ciclo zeólita-água é superior ao do ciclo carvão ativo-metanol para temperaturas de dessorção acima de $110^{\circ}C$. Para temperaturas inferiores há uma pequena vantagem para o carvão ativo, e a diferença é mais acentuada para menor temperatura de condensação.

FIGURA 3.03 - O coeficiente de performance térmico do ciclo de refrigeração em função da temperatura T_{des} (para $T_{ev} = 0^{\circ}C$, $T_{cond} = T_{ads} = 35^{\circ}C$)

FIGURA 3.04 - Coeficiente de performance térmico do ciclo de refrigeração em função da temperatura T_{des} (para $T_{ev}=0^{\circ}\text{C}$
 $T_{cond} = T_{ads} = 45^{\circ}\text{C}$)

As duas figuras mostram ainda que o COP dos dois pares diminui com o acréscimo da temperatura do condensador, dentro de todo o intervalo de variação de T_{des} . O par zeólita-água é o menos afetado, principalmente para temperaturas de dessorção acima de 120°C , onde o decréscimo do COP é menos acentuado. Esses resultados mostram que o par zeólita-água está mais adaptado que o par carvão ativo-metanol, para uso em máquinas operando com condensadores resfriados por convecção natural.

A Figura (3.5) mostra o COP_{term} em função da temperatura mínima T_{ads} , fixando-se $T_{des} = 110^{\circ}\text{C}$, temperatura em que os dois pares apresentaram os mesmos rendimentos nas Figuras (3.3) e (3.4). A temperatura do evaporador T_{ev} foi fixada em 0°C e a de condensação T_{cond} foi feita igual a T_{ads} . Os resultados mostram que os COP decrescem com o aumento das temperaturas T_{ads} e T_{cond} quase que igualmente para os dois casais.

FIGURA 3.05 - COP_T em função de T_{ads} (para $T_{des} = 110^{\circ}C$ e $T_{ev} = 0^{\circ}C$)

A Figura (3.6) é similar à figura (3.5), exceto pela temperatura T_{des} , que foi fixada em $150^{\circ}C$. Observa-se que a vantagem do par zeólita água conserva-se em todo o intervalo de variação de T_{ads} .

FIGURA 3.06 - COP_T em função de T_{ads} (para $T_{des} = 150^{\circ}C$ e $T_{ev} = 0^{\circ}C$)

3.4. Critério de Escolha do Par Adsorvente-Refrigerante

As Figuras (3.7) e (3.8) mostram os rendimentos exergéticos para os pares zeólita-água e carvão ativo AC-35-Metanol em função das temperaturas de dessorção, com as seguintes temperaturas fixas: $T_{ev} = 0^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = T_{ads} = 35^{\circ}\text{C}$ para Figura (3.7) e $T_{ev} = 0^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = T_{ads} = 45^{\circ}\text{C}$ para a Figura (3.8).

FIGURA 3.07 - Rendimento exergético em função da temperatura máxima T_{des} com $T_{cond} = T_{ads} = 35^{\circ}\text{C}$

Observa-se pelas duas curvas que o rendimento exergético apresenta um máximo sendo que $\eta_{ex\max}$ do ciclo zeólita-água é inferior a $\eta_{ex\max}$ do ciclo carvão ativo/metanol para $T_{cond} = T_{ads} = 35^{\circ}\text{C}$ e superior para condições $T_{cond} = T_{ads} = 45^{\circ}\text{C}$. Pelas figuras esses valores situam-se na faixa de 30% para os dois pares. Para temperaturas de dessorção inferiores a 100°C o rendimento do par carvão ativo é superior ao rendimento da zeólita 13 X-água. Para $T_{des} > 100^{\circ}\text{C}$ o casal zeólita-água é superior ao par carvão ativo-metanol, principalmente nas condições em que as temperaturas T_{ads} e T_{cond} são elevadas.

FIGURA 3.08 - Rendimento exergético em função da temperatura máxima T_{des} com $T_{cond} = T_{ads} = 45^{\circ}\text{C}$

Se fazemos uma correlação entre $\eta_{ex\max}$ obtido como nas Figuras (3.7) e (3.8) e a diferença de temperatura ("temperature lift") $\Delta T = T_{ads} - T_{ev} = T_{cond} - T_{ev}$, para os pares zeólita 13X-água e carvão ativo AC35-metanol, nós obtemos a curva representada na Figura (3.9). A diferença de temperatura $\Delta T = T_{cond} - T_{ev}$, como pode ser visto pela equação (3.1), dá uma medida da dificuldade de se obter frio. Cada ponto da curva corresponde, para um dado ΔT , ao máximo da curva $\eta_{ex\max}(T_{des})$.

Observamos que o rendimento para o carvão ativo é crescente até $\Delta T = 30^{\circ}\text{C}$ onde atinge um ponto de máximo, decrescendo a seguir rapidamente. O rendimento do par zeólita-água é crescente até $\Delta T = 45^{\circ}\text{C}$ onde atinge um máximo decrescendo muito lentamente até 60°C .

Para diferenças de temperatura $\Delta T < 35^{\circ}\text{C}$, o rendimento do par carvão ativo-metanol é superior ao do par zeólita-água. Para $\Delta T > 40^{\circ}\text{C}$, ou seja, em condições de operação pouco favoráveis (condensador a ar, difícil resfriamento noturno do coletor), o

par zeólita- água apresenta maiores rendimentos.

FIGURA 3.09 - Rendimento exergético em função da diferença $\Delta T = T_{cond} - T_{ev}$

Concluimos assim, a partir de um critério de escolha baseado na segunda lei da termodinâmica, que o par zeólita 13X-água é superior ao par carvão ativo AC35-metanol para condições de operação pouco favoráveis. Por isso optamos pelo par zeólita-água.

3.5. Escolha do Sistema de Captação Solar

A Tabela (III.1) /53/, elaborada por um grupo de especialistas num estudo encomendado pelo Banco Mundial, constitui uma síntese muito valiosa dos custos e eficiência, pois permite uma comparação entre os coletores especiais/baixa concentração e concentradores de foco linear.

TABELA III.1

Custos e eficiências de coletores solares

Tipo de coletor	US\$/m ²	Eficiência (%)
Coletor plano, $T < 80^{\circ}\text{C}$	80	30-60
Plano com concentração ou seletivo com duplo vidro, $T < 120^{\circ}\text{C}$	150	30-60
Concentrador de foco linear com rastreamento, $RC < 50$, $150 < T < 300^{\circ}\text{C}$	200	30-60

Somos da opinião que o quadro indica com boa precisão os custos atuais (1982) e que estes podem ser aplicados no Brasil sem alterações significativas. A razão principal dos custos ainda estarem elevados deve-se ao fato de que estes tipos de captadores não foram tão pesquisados quanto o tipo plano simples por exemplo. As pesquisas com tais sistemas caminham atualmente neste sentido e existe uma expectativa /53/ de se atingir uma redução de 50% nestes custos através de projetos melhor elaborados.

Como visto nas figuras da seção anterior, o ciclo zeólita 13 X-água opera com temperaturas ótimas superiores a 140°C . As realizações com coletores do tipo especial estudadas por Guilleminot /10/, Meunier /9/, Tchernev /6/ mostram que as temperaturas atingidas por estas máquinas frigoríficas não atingem o nível de temperatura ótimo para regeneração da zeólita. Como consequência temos uma pequena quantidade de fluido refrigerante ciclando dentro da máquina (menos de 15% do total adsorvido e potencialmente disponível para a refrigeração).

A solução encontrada por Tchernev foi compensar esta

limitação com o aumento da massa de sólido adsorvente no coletor, o que aumenta o custo da máquina frigorífica. Para nosso país esta alternativa não é boa, pois a zeólita ainda é importada e cara, muito embora exista a perspectiva de redução dos custos com a produção, no país, em escala comercial.

Uma análise mais atenta dos custos e dos intervalos de temperatura dos dois tipos de coletores, mostra que a diferença de $50 \text{ } \$/\text{m}^2$ é pouco significativa diante do grande acréscimo da temperatura de operação. A utilização de concentradores de foco linear não deve ser descartada, portanto, por razões de custo, sobretudo se minimizarmos os custos dos dois principais fatores que encarecem a construção destes concentradores: o sistema de rastreamento do Sol e o sistema de transferência do calor.

Para o primeiro, as tentativas de minimização dos custos por mudanças nas concepções construtivas (concentradores de espelho fixo e de espelhos de tiras) não deram resultados efetivos. A redução dos custos no rastreamento é praticamente desfeita devido ao grau de dificuldade de se construir estes dois concentradores. Por isto o concentrador cilíndrico-parabólico continua sendo o preferível entre os de foco linear e a solução deste problema é no sentido de se construir um sistema de rastreamento de baixo custo. Nós optamos por este caminho.

A utilização do sólido poroso na linha focal do concentrador cilíndrico-parabólico impõe restrições geométricas à quantidade de zeólita por metro quadrado de captação /14/, restrições estas que incidem sobre os custos e manutenção.

O sistema de transferência de calor normalmente utilizado nestes tipos de concentradores, consiste da circulação forçada do fluido de trabalho dentro do absorvedor, mantida através de bombas de circulação. Além do custo elevado, as partes móveis colocam um problema frequente de manutenção nas conexões bem como na própria bomba, devido às altas temperaturas de operação. O tubo de calor, que não possui partes móveis, pode substituir este sistema, permitindo igualmente a transferência do calor a grandes distâncias, podendo apresentar uma economia sensível nos custos de instalação e manutenção de tal sistema.

O outro motivo de escolha da combinação concentrador cilíndrico-parabólico / tubo de calor é o desvinculamento do sistema de captação da unidade frigorífica propriamente dita. A

geometria do regenerador-adsorvedor estudada até o presente momento, é do tipo plano (forma de caixa), pouco favorável para funcionamento a baixa pressão, requerendo soldas com maior nível de dificuldade. No caso de vazamentos, comuns nestas máquinas devido aos aquecimentos e resfriamentos desse componente, o serviço de manutenção é complicado pois exige um completo desmembramento da máquina.

A vinculação do regenerador/adsorvedor ao captor solar pode comprometer o tempo de vida da máquina frigorífica, ainda que o sólido adsorvente esteja em boas condições. Os coletores solares perdem a eficiência ao longo do tempo devido aos problemas inerentes à qualidade dos materiais usados na construção, inutilizando a máquina. Com o tubo de calor, as duas partes tornam-se independentes, ficando mais fácil a manutenção de qualquer uma delas.

Outra vantagem desta combinação está no princípio de funcionamento do tubo de calor. Ele é capaz de transportar calor nos dois sentidos. Durante o dia, a transferência é feita no sentido concentrador-regenerador aquecendo o sólido poroso. À noite, a função é inversa, a transferência é feita no sentido adsorvedor para fora da unidade frigorífica, eliminando o calor de adsorção.

IV. DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

O protótipo desenvolvido neste trabalho compreende o sistema de concentração solar de foco linear, o tubo de calor e a unidade de refrigeração a adsorção Zeólita 13 X - água, conforme mostram as Figuras (4.1) e (4.2). Foram também desenvolvidos os instrumentos de medida: piranômetro e pireliômetro.

Tendo em vista que tanto a unidade frigorífica quanto o tubo de calor possuem um evaporador e um condensador, para maior clareza, designaremos tais elementos do tubo de calor como evaporador(TC) e condensador(TC).

FIGURA 4.01 - Visão da máquina frigorífica

FIGURA 4.02 - Esquema da Máquina

4.1. Sistema de Concentração Solar

É constituído de dois componentes: o concentrador cilíndrico-parabólico e o sistema eletromecânico de rastreamento. A função deste sistema é concentrar a radiação solar durante o dia inteiro no evaporador(TC), sem ajustes manuais.

4.1.1. Concentrador Cilíndrico-Parabólico (C.C.P.)

O C.C.P. consiste da calha parabólica ou superfície cilíndrico-parabólica refletora, sustentada por uma estrutura externa, alinhada na direção Sul-Norte e com eixo de rotação inclinado de 22° , ângulo igual à latitude de São Carlos.

As características construtivas da superfície refletora são - conforme Figura (4.3):

FIGURA 4.03 - Detalhes da superfície cilíndrico-parabólica

Área de captação (A).....	1 m ²
Largura (l).....	1 m
Comprimento da linha focal (L).....	1 m
Distância focal (f).....	54 cm
Ângulo de aceite (θ).....	50°
Altura (h).....	12 cm
Largura do absorvedor (d).....	3 cm
Razão de concentração (RC).....	10,9
Superfície refletora	vidro espelhado
A superfície refletora é formada por placas quadradas de 40	

cm de lado e 0,5 mm de espessura coladas na superfície cilíndrica parabólica. As placas de vidro apresentam boa flexibilidade e ótimas características de refletividade. Testes espectrofotométricos realizados com uma das placas nos garantem 97% de refletância.

4.1.2. Sistema de Rastreamento

O sistema é composto basicamente por três partes - Figura (4.4):

- Sensores de procura e rastreamento
- Circuito de controle eletrônico
- Sistema mecânico

Os sensores têm por finalidade fornecer ao circuito de controle, um sinal de alimentação de posição. Eles informam ao circuito qual a posição do concentrador em relação ao sol e qual o sentido de giro que ele deve ter para que siga o sol.

O circuito de controle processa os sinais dos sensores e excita convenientemente o sistema mecânico. O sistema de controle é do tipo proporcional, onde a rotação do concentrador é proporcional à diferença da posição atual e a posição do foco.

4.1.2.1. Sensores

O sensor de rastreio é composto por dois fototransistores, P1 e P2, montados no vértice da superfície cilíndrica do concentrador. O princípio é fazer com que a sombra do tubo de calor incida nos fototransistores quando o sistema está em foco - Figura (4.5a). Com o movimento aparente do sol, a sombra caminha e faz com que P2 fique mais iluminado que P1. A corrente elétrica I2, proporcional à luz incidente em P2, é portanto maior que a corrente I1 proporcional a luz incidente em P1. Um amplificador amplifica a diferença entre I1 e I2 e fornece a excitação adequada ao motor, que fará o concentrador girar até que os dois fototransistores recebam igual quantidade de luz.

O sensor de rastreio possui um pequeno ângulo de captura, que corresponde ao ângulo limite em que o sensor atua - Figura (4.5b). Este ângulo é limitado pela distância entre os fototransistores. Para ângulos superiores ao ângulo de captura,

(a)

(b)

FIGURA 4.04 - Visão do rastreador solar: (a) circuito;
(b) sensor de rastreio e busca

(a)

(b)

(c)

FIGURA 4.05 - Esquema e detalhes de funcionamento dos sensores
(a) rastreo; (b) ângulo limite; (c) procura

os fototransistores recebem iguais quantidades de luz e o sistema não faz rastreio, pois o sistema de controle identifica esta situação como condição de foco.

Conhecido o valor de f e d , podemos calcular este ângulo através da expressão como sendo:

$$\text{ângulo de captura} = \text{tg}^{-1} d/f = \text{tg}^{-1} 3/54 = 3,17^\circ$$

No caso de uma passagem demorada de nuvens, o rastreio pode ficar prejudicado devido à grande quantidade de luz difusa e o ângulo de erro pode ser maior que o ângulo de captura. Tornou-se então necessário um sensor auxiliar aqui denominado sensor de procura.

Este sensor é composto de quatro fototransistores: P3, P4, P5 e P6 que fornecem correntes I3, I4, I5 e I6 respectivamente. Tais transistores são montados conforme mostra a Figura (4.5c).

Com esse arranjo consegue-se um ângulo de cobertura de 180° , uma vez que cada fototransistor utilizado cobre aproximadamente 45° . O conjunto todo é montado de modo que o eixo de simetria coincida com o eixo normal do concentrador, sendo solidário ao movimento do mesmo.

Neste sensor, se o sol não está alinhado com o eixo de simetria, a soma de I3 e I4 será diferente da soma de I5 e I6. Um outro amplificador amplifica a diferença entre I3 + I4 e I5 + I6 e fornece a excitação adequada ao motor.

4.1.2.2. Descrição do Circuito Eletrônico de Controle

O circuito deve receber os sinais provenientes do sensor de rastreio, do sensor de procura e do sensor noite-dia. Com base nestes sinais deve comandar o motor para que este coloque o concentrador em foco, ou faça o retorno a leste quando termina o dia.

A Figura (4.6) mostra o diagrama de blocos do circuito de controle.

- IV1 é um amplificador diferencial de corrente que converte a diferença entre I1 e I2 na tensão V1, que é dada pela expressão:

$$V1 = R1(I1 - I2), \quad \text{no foco } I1 = I2 \quad \text{e} \quad V1 = 0$$

FIGURA 4.06 - Diagrama de blocos

- IV2 é análogo ao bloco IV1, a tensão V2 é dada por:

$$V2 = R2[(I3+I4)-(I5+I6)], \text{ no foco } I3+I4 = I5+I6 \text{ e } V2 = 0$$

- Somador: efetua a soma de V1 e V2 segundo a expressão:

$$V3 = R3V1 + R4V2$$

R3 é feito maior que R4 para que o sensor de rastreo tenha prioridade sobre o sensor de busca, quando o sistema estiver dentro do ângulo de captura.

Caso o sistema esteja fora do ângulo de captura, teremos $I1 = I2$ mas $I3 + I4 = I5 + I6$ e temos $V3 = 0$ e o sistema efetua a busca até que $I1 = I2$ quando então $R3V1$ sobrepõe $R4V2$, sendo o ajuste fino de foco feito pelo sensor de rastreo, até que

$$I1 = I2 \text{ e } I3 + I4 = I5 + I6.$$

- Excitador: tem por finalidade amplificar a tensão V3 para entrega-la a um nível adequado ao amplificador de potência. Aqui utilizou-se um circuito modulador de largura de pulso (PWM). Ou seja, a tensão V4 é uma onda quadrada com largura de pulso variável e frequência fixa.

A largura de pulso é proporcional à tensão V3, de modo que o valor médio da tensão V4 é uma função de V3, tendo em vista que o período (T) é constante.

$$T = \text{constante}$$

$$Z = f(V_3) = A_5 V_3$$

$$V_{4 \text{ médio}} = \frac{AZ - A(T-Z)}{T} = \frac{A(2Z-1)}{T}$$

$$V_{4 \text{ médio}} = A \left(\frac{2A_5 V_3}{T} - 1 \right)$$

Utilizamos um sistema PWM para diminuir a potência dissipada nos transistores que excitam o motor. Com isto tem-se um melhor rendimento de potência.

- Amplificador de Potência: Recebe a tensão V_4 e a amplifica a um nível adequado para a excitação do motor. Neste amplificador temos circuitos de proteção contra sobrecargas no motor, evitando que rajadas de vento no concentrador forcem o motor e venham danificar o circuito.

- Temporizador: Este bloco tem por finalidade ligar o sistema por 20 segundos e desligá-lo por 50 segundos, num rastreamento descontínuo. Esse processo resulta numa economia de energia e não prejudica o rastreio, pois em vinte segundos o sistema é capaz de encontrar o foco perdido nos cinquenta segundos em que ficou desligado.

- Limiar Noite-dia: Este bloco recebe um sinal do sensor noite-dia (um LDR) que deteta se é noite ou dia. Caso seja noite, é mandado um sinal ao amplificador de potência que aciona o motor para que o concentrador retorne a leste, na posição inicial para o próximo dia. Ao chegar nesta posição, o concentrador aciona uma micro-chave que desliga o sistema. No próximo dia, o sensor noite dia é acionado pela luz do sol e o rastreamento tem início automático.

4.1.2.3. Sistema Mecânico

O sistema mecânico é constituído por um motor de limpador de parabrisa de automóvel, com duas reduções do tipo coroa-pinhão. Uma é interna e própria do motor e a outra foi adaptada

externamente. A transmissão de movimento é realizada por polias-correia. A redução total do eixo do motor ao eixo do concentrador foi de 1:3000.

4.2. Tubo de calor

No protótipo o tubo de calor faz conexão entre o C.C.P. e a unidade frigorífica, com o evaporador(TC) posicionado na linha focal e o condensador(TC) dentro do regenerador. As especificações do tubo de calor são:

Tubo externo

Comprimento: 185 cm
 Diâmetro externo: 3,0 cm
 Diâmetro interno: 2,54 cm
 Espessura das tampas: 3,6 mm
 Material: cobre.

Suporte poroso

Tela metálica: mesh 60 e 250
 Material: bronze fosforado
 Espessura: 1,78 mm
 Número de voltas: 4,5

Fluido de trabalho

Material: água
 Massa: 125 g.

O volume destinado ao tráfego do vapor é a diferença entre o diâmetro interno do tubo externo e a espessura do suporte poroso: 21,84 mm.

As especificações térmicas são:

Temperatura máxima de operação.....	230	⁰ C
Taxa máxima de transferência de calor.....	7,35	10 ⁴ W
Pressão de vapor (a 230 ⁰ C).....	27,2	atm.

Os comprimentos das três seções são: evaporador(TC) - 1 m, parte adiabática - 35 cm, e condensador(TC) - 50 cm. O evaporador(TC) é limitado no seu comprimento por dois reparos

metálicos soldados no tubo para a fixação do tubo transparente de vidro. Para uma melhor absorção da luz concentrada e minimização das perdas térmicas, este componente foi enegrecido com fuligem preta fosca e isolado do exterior através do tubo transparente de vidro. O tubo transparente de vidro tem diâmetro externo de 4 cm e comprimento igual a 1 m.

A seção adiabática é a única parte do tubo que não possui detalhes específicos. Na máquina esta seção está posicionada dentro do mancal, no eixo de rotação, e foi devidamente isolada do exterior com mantas térmicas para minimizar as perdas de calor.

A seção de condensação do tubo de calor possui uma das tampas do regenerador-adsorvedor e mais sete aletas de cobre soldadas na superfície externa. O diâmetro das aletas é de 9 cm e a espessura é de 22 mm, cada qual possui uma perfuração de 2,5 cm de diâmetro, para a introdução da zeólita no reservatório cilíndrico.

4.3. Unidade de Refrigeração Zeólita-Água

A unidade de refrigeração Zeólita-Água é constituída dos 3 componentes básicos: regenerador/adsorvedor, condensador e evaporador. A concentração em peso é de 25%, com 5,5 Kg de Zeólita e 1,4 Kg de Água, e capacidade máxima de produção de frio da ordem de 4.103 KJ (igual ao calor de vaporização de 1,4 Kg de água).

As especificações e propriedades físicas da zeólita são:

Origem: Bayer

Tipo: 13 x

Tamanho das partículas: esféricas com diâmetro de 1 a 4 mm

Temperatura de adsorção máxima: 400-500 °C

4.3.1. Componentes

O regenerador/adsorvedor, Figura (4.7), é um compartimento cilíndrico fechado nas laterais por duas flanges. A primeira está soldada no tubo de calor e a segunda é desmontável, sustenta e centraliza o tubo de calor dentro do compartimento, bem como permite a passagem de pares-termoelétricos para as medições de temperatura dentro do sistema. Ambas as flanges estão fixas no

cilindro por parafusos comuns e a vedação é realizada por anéis de viton próprios para altas temperaturas.

A Zeólita está contida em um cilindro interno, cujo eixo é o condensador(TC) e cuja superfície externa é uma tela de bronze fosforado. Sete aletas de cobre na forma de disco soldadas no condensador(TC) servem à transferência de calor no interior do leito poroso e à sustentação mecânica da tela de bronze. O espaço entre os dois cilindros é destinado ao tráfego do vapor nas fases de regeneração e adsorção. A massa metálica total que constitui o regenerador/adsorvedor é de aproximadamente 18 Kg.

FIGURA 4.07 - Detalhes e medidas (cm) regenerador/adsorvedor

O reservatório externo, bem como a seção adiabática do tubo de calor, foram isolados termicamente do exterior com mantas fibraflax de 5 cm de espessura (para evitar perdas térmicas devido à convecção) e revestidas externamente com folhas aluminizadas para dar consistência, bem como evitar entrada de umidade no isolamento térmico.

O condensador é mostrado na Figura (4.8):

FIGURA 4.08 - Detalhes e medidas (cm) do condensador

Trata-se de um condensador do tipo carcaça-serpentina resfriada à água, podendo também ser por convecção natural. É constituído de uma carcaça cilíndrica fechada dentro da qual é disposta a serpentina de tubo único, por onde circula a água de condensação. A condensação se efetua na superfície externa da serpentina e no interior da carcaça.

A carcaça foi construída em aço inoxidável e a serpentina em cobre obtida a partir de um tubo de cobre com diâmetro de 1 cm e 3 m de comprimento. O condensador está posicionado na lateral e paralelo ao regenerador/adsorvedor, conectado a este por uma tubulação com 3 cm de diâmetro para fácil trânsito do vapor entre os dois componentes.

O evaporador é do tipo inundado, foi feito em latão e tem uma forma cilíndrica, conforme mostra a Figura (4.9). Ele contém na superfície externa uma ampola de vidro graduada que possibilita o monitoramento da quantidade de água regenerada ou adsorvida.

FIGURA 4.09 - Detalhes e medidas (cm) do evaporador

Na parte superior do evaporador acha-se uma flange que permitiu a instalação de um reservatório, também cilíndrico, contendo um fluido (água) a ser resfriado durante a fase de adsorção.

4.3.2 Tubulações e Válvulas

Os componentes regenerador/adsorvedor e evaporador são ligados por dois circuitos independentes, como pode ser visto na Figura (4.10) que mostra a geladeira em dois perfis.

FIGURA 4.10 - Esquema das tubulações e válvulas em dois perfis

O circuito (1) é destinado ao tráfego do vapor no sentido evaporador-adsorvedor. A conexão é feita por três (3) tubos de latão, posicionados de forma a se ter o regenerador inclinado da latitude local e o evaporador na horizontal. O circuito (2) é destinado ao tráfego do vapor no sentido regenerador-evaporador passando pelo condensador.

As válvulas (três) são do tipo denominado belo, próprias para sistemas de baixa pressão. A válvula (1) está instalada no circuito (1) entre o regenerador e o evaporador, a válvula (2) está instalada no circuito (2) entre o condensador e o evaporador. A função destas duas válvulas foi de isolar os componentes de forma a facilitar a localização de vazamentos. A terceira válvula, ligada diretamente no evaporador, serviu à introdução da água.

Em ambos os circuitos, os tubos utilizados na conexão entre os componentes são de latão com 25 cm de diâmetro externo e foram soldados à base de prata.

4.4. Instrumentos de Medida

O piranômetro e pireliômetro foram construídos integralmente nas oficinas de Ótica e Mecânica do Instituto de Física e Ciências dos Materiais de São Carlos, USP.

4.4.1. Piranômetro

O piranômetro é composto de duas partes: o corpo principal e o sensor, Figuras (4.11) e (4.12).

O corpo principal é formado de três partes distintas em aço inoxidável:

- Base inferior: nesta parte, encontram-se os parafusos niveladores que juntamente com o nível de bolha, auxiliam no nivelamento do aparelho. Internamente, um pequeno reservatório aloja a sílica gel, agente desumidificador;

- Corpo central: é a parte cilíndrica do aparelho onde se fixam as bases inferior e superior. Contém a conexão elétrica entre o sensor e o registrador de sinais;

- Base superior: Apoiados na sua estrutura encontram-se o suporte do sensor, o sensor propriamente dito e uma cúpula hemisférica de quartzo encaixada em um sulco, fixada com cola à base de silicone.

O sensor do piranômetro é uma termopilha diferencial preta-branca, tipo disco concêntrico com 22 mm de diâmetro. É constituída do absorvedor - uma fina folha de mica de 0.1 mm de espessura revestida com as substâncias preta (fuligem) e branca (óxido de magnésio); do circuito termoeletrico (36 junções de cobre-constantan) depositado na mica, e de um extrator de calor - uma peça em alumínio cilíndrica, devidamente projetada de modo a permitir o escoamento de calor do absorvedor e aumentar consideravelmente a massa das junções passivas, Figura (4.12).

Entre a termopilha e o suporte que o mantém na horizontal, encontra-se um fino espaço de 1 mm para as trocas de calor entre o interior da cúpula e o corpo do piranômetro.

4.4.2. Pireliômetro

O pireliômetro é composto também de duas partes: o tubo colimador e o sensor, Figuras (4.13) e (4.14).

FIGURA 4.11 - Visão geral do piranômetro e da termopilha diferencial

FIGURA 4.12 - ESQUEMA E MEDIDAS (mm) DO PIRANÔMETRO

O tubo colimador é composto de três partes e foi construído inteiramente em alumínio. Na base inferior, encontram-se a conexão elétrica entre o sensor e o registrador de sinais, o suporte do sensor e o sensor propriamente dito. Internamente, um pequeno reservatório aloja a sílica gel, agente desumidificador. No tubo colimador propriamente dito estão fixadas as duas bases, bem como o sistema para o alinhamento do tubo (mira) na direção do sol. Na base superior encontra-se um porta filtro com uma janela de vidro neutro e transparente.

O canal interno do tubo foi enegrecido com fuligem preta para absorver a luz difusa antes de atingir o sensor. A abertura angular do tubo de colimação é de $5,2^{\circ}$, aproximadamente igual ao ângulo usado pela Eppley e dentro do intervalo recomendado /51/.

O sensor é uma termopilha do tipo semente preta, tipo Moll, com geometria aproximadamente quadrada de 2,2 cm de lado. É formado pelo absorvedor (folha de mica com 0,1 mm de espessura), o circuito dos pares termoelétricos (20 junções de cobre-constantan) e um extrator de calor (duas peças metálicas em alumínio projetado para fixar a termopilha, extrair o calor e manter as junções passivas do circuito fora do alcance da radiação incidente. O disco central foi revestido também com fuligem preta, Figura (4.14).

Entre o suporte da termopilha e a parede interna da base do instrumento, encontram-se pequenos espaços para as trocas de calor entre as duas partes separadas pelo sensor.

FIGURA 4.13 - Visão geral do pireliômetro e da termopilha somente preta

FIGURA 4.14 - ESQUEMA E MEDIDAS (mm) DO PIRELIÔMETRO

4.5 Métodos de Construção

4.5.1 Concentrador Cilíndrico-Parabólico

A superfície cilíndrico-parabólica base foi construída a partir de três placas de alumínio (1,5 m x 1,0 m x 0,03 m) com cavidade parabólica. A curva característica em cada uma das placas foi obtida com auxílio da equação da parábola $y = x^2 / f$ para uma distância focal (f) de 54 cm e a coordenada x variando entre -90 a 90 cm. Posteriormente as três placas de alumínio foram moldadas e cortadas.

Estas placas foram dispostas paralelas e presas a 50 cm uma da outra com tirantes de alumínio horizontais, de forma a receber uma fina placa metálica (0,5 mm) em toda a extensão da cavidade formada pelas três placas. Após a fixação, em se tratando da superfície base, esta recebeu um tratamento à base de zinco para evitar ferrugem, corrosão e umidade.

A estrutura externa foi projetada não somente para sustentar a superfície refletora como também para permitir o seu livre movimento em torno do eixo focal. A conexão entre as duas partes é feita por dois mancais de rolamento fixos no extremo superior da estrutura, de forma a fazer coincidir os eixos de rotação e focal. Assim, o tubo de calor é passante por entre os mancais e é independente do sistema de captação: pode ser introduzido ou retirado quando se desejar.

A sustentação da superfície espelhada pela estrutura externa é feita por seis tirantes de ferro, três de cada lado, ligados da parte externa dos mancais, até a superfície lateral da superfície espelhada. O centro de massa da superfície refletora não coincidiu com o eixo de sustentação da estrutura externa. Por essa razão foi indispensável o uso de um contra peso para efetuar o balanceamento e reduzir o torque necessário para a realização do rastreamento.

4.5.2. O tubo de calor

A construção do tubo de calor teve início com a seleção dos componentes: fluido de trabalho, suporte poroso e tubo exterior. De acordo com Chi /47/, os tubos de calor podem operar normalmente em intervalos de temperatura de -270 a 2300 °C, desde

que, na faixa de interesse, seja utilizada uma combinação adequada. Discutiremos em seguida alguns aspectos relativos à construção do tubo de calor utilizado no protótipo.

4.5.2.1. Fluido de Trabalho

A temperatura de operação, fixada em 200 - 230 °C, praticamente pré-selecionou o fluido de trabalho, conforme pode ser observado na Tabela IV.1:

TABELA IV.1 - Fluidos e temperaturas de operação

FLUIDO	Temp. Util (°C)	FLUIDO	Temp. Util (°C)
Hélio	-271 / -269	Etanol	0 / 130
Nitrogênio	-203 / -160	Água	30 / 230
Amônia	-60 / 100	Thermex	150 / 395
Freon 11	-40 / 120	Mercúrio	250 / 650
Penteno	-20 / 120	Césio	450 / 900
Freon 113	-10 / 100	Potássio	500 / 1000
Acetona	0 / 120	Sódio	600 / 1200
Metanol	10 / 130	Lítio	1000 / 1800
Flute PP2	10 / 160	Prata	1800 / 2300

Dentro da faixa de temperatura de nosso interesse, a água e o thermex eram os fluidos de trabalhos passíveis de escolha, apesar do limite inferior do thermex ser consideravelmente alto. Os outros fatores importantes na escolha do fluido foram as propriedades físicas do fluido tais como calor latente, densidade, condutividade térmica, viscosidade e tensão superficial.

Como a função a ser desempenhada pelo tubo de calor na máquina frigorífica é de diodo térmico, onde a volta do fluido para o evaporador(TC) é feita por gravidade, o calor latente e a viscosidade foram as duas propriedades mais importantes. O calor latente deveria ser alto para a transferência de grandes quantidades de calor usando um mínimo de fluido, enquanto que a viscosidade deveria ser baixa, no sentido de diminuir a resistência ao fluxo do fluido.

De acordo com as tabelas apresentadas por Dunn e Reay /54/,

a água é o fluido que apresenta as melhores condições para as proposições citadas. Outros fatores que contribuíram para a escolha foram ainda a compatibilidade e custos. O thermex foi pouco estudado e sua compatibilidade com os diversos tipos de suportes porosos e tubo externo ainda é pouco conhecida.

4.5.2.2. Suporte Poroso

A finalidade do suporte poroso nesta construção é minimizar o efeito de arraste entre o fluxo de vapor e o fluxo de líquido no diodo térmico e também permitir o retorno do líquido para a fonte quente, contra a gravidade, no tubo de calor propriamente dito.

Como o propósito primitivo do suporte poroso é gerar pressão de capilaridade, duas propriedades são importantes: a capilaridade e a permeabilidade. A capilaridade depende do tamanho dos poros: quanto menores, maior será a pressão de capilaridade, no entanto, ocorrerá maior perda de carga do fluido ao atravessar o suporte poroso, diminuindo a permeabilidade. Portanto, essas duas propriedades devem estar equilibradas.

Dos suportes porosos desenvolvidos, quer seja homogêneos ou não homogêneos, a tela metálica é a que oferece melhores condições para o balanceamento dos parâmetros já citados, além de apresentar ótimas características, controle de qualidade e reprodutibilidade.

Outra vantagem do uso de tela metálica é que no Brasil já se produzem em escala comercial telas de Mesh variando de 50 a 500, de vários tipos de metais como bronze fosforado e aço, entre outros. Optamos por telas de bronze fosforada de Mesh 60 e 250, que são compatíveis com a água e já foram testadas por diversos pesquisadores com sucesso.

4.5.2.3. Tubo Externo

Os critérios utilizados para a seleção do tubo externo foram a compatibilidade com os outros componentes já definidos, a condutividade térmica e a porosidade do material.

Os efeitos mais comuns causados pela incompatibilidade são: corrosão e geração de gases não condensáveis. Estes efeitos

provocam bloqueios nos poros do suporte poroso e superaquecimentos, respectivamente. A condutividade térmica do tubo de calor deve ser alta para permitir rápida saída e entrada do calor, enquanto que a porosidade está ligada à qualidade do material. A pressão do tubo de calor não deve ser quebrada por entrada de umidade.

Avaliando alguns metais disponíveis, e que já foram estudados anteriormente em tubos de calor /54/, optamos pelo tubo de cobre. É compatível com a água e o bronze fosforado, além de ser facilmente encontrado no comércio a custos relativamente baixos.

4.5.2.4. Características Termo-mecânicas

Após a pré-seleção dos componentes, o projeto de construção do tubo de calor teve seu início com o dimensionamento do tubo exterior, tendo em vista o tipo de aplicação no concentrador cilíndrico-parabólico e o uso de tubos de cobre disponíveis no mercado.

O diâmetro do tubo externo foi definido em função do tipo de absorvedor. Considerando que o calor de adsorção da geladeira vai ser transferido e eliminado pela mesma parte do tubo de calor que durante o dia absorve a radiação concentrada, esta parte não poderia ser isolada à base de vácuo e sim de modo a permitir a saída deste calor. Obviamente que o coeficiente de perdas aumentará, reduzindo a eficiência de captação e a temperatura de operação. Porém, nestas condições, a redução da temperatura de operação está compatível com as temperaturas de operação ideais do par Zeólita-água e do fluido de trabalho do tubo de calor.

Rabl /55/ mostra que para faixas de temperaturas entre 50 e 300 °C o coeficiente de perdas térmicas do concentrador cilíndrico-parabólico depende da espessura do absorvedor. Esta dependência, de acordo com as análises apresentadas, é maior para absorvedores com diâmetros menores. Nos absorvedores não vacuados, o diâmetro próximo de 3 cm foi considerado por Gee, citado por Rabl /55/, como ideal. Assim optamos pelo diâmetro de 3 cm para o tubo externo.

As outras especificações do tubo de calor tais como suporte poroso, espessura, diâmetro oferecido para a passagem do vapor e

quantidade de fluido a ser utilizada, foram calculadas através do método apresentado por Chi /47/, no qual são consideradas conhecidas apenas a temperatura de trabalho do evaporador (TC), o diâmetro do tubo e a diferença de nível entre o condensador (TC) e o evaporador (TC).

A quantidade de fluido utilizada no tubo de calor foi a quantidade suficiente para preencher o espaço vazio dentro do material poroso com líquido e o espaço interior do tubo com vapor. Foi calculada pela expressão:

$$m = \rho_v V_t + \rho_l \epsilon V_p$$

onde ρ_v e ρ_l são as densidades da água nas fases vapor e líquida; ϵ a porosidade; V_t é o volume do cilindro destinado ao vapor e V_p é o volume do suporte poroso.

4.5.2.5. Carregamento do Tubo de Calor

O tubo externo, antes de receber os outros dois componentes, foi devidamente preparado externamente com a fixação, à base de solda prata, dos reparos para a conexão do tubo de vidro transparente, tampa do regenerador/adsorvedor e aletas. Esta preparação foi feita de forma a permitir a funcionabilidade da montagem dos componentes. Na primeira parte de preparação, todas as medidas estabelecidas foram respeitadas, além de que as soldas foram realizadas com muito cuidado para não danificar o tubo nem os elementos soldados.

O tubo externo foi preparado no comprimento de 185 cm e diâmetro externo de 3 cm com duas tampas desmontáveis através de roscas resistentes a alta pressão. Uma das tampas continha um tubo de pequeno diâmetro, em cobre, destinado à realização do vácuo final no tubo e à introdução da água.

O primeiro componente a ser introduzido no tubo externo foi o suporte poroso. As duas telas foram enroladas na forma de um sanduiche em um suporte metálico cilíndrico com diâmetro pouca coisa inferior ao diâmetro destinado à passagem do vapor. Com auxílio de uma furadeira elétrica, o sistema suporte mais telas foi introduzido dentro do tubo, de modo a se ter as telas bem ajustadas na parede interna. Retirado o suporte metálico, as

tampas foram colocadas e soldadas nos respectivos lugares.

Através do tubo de cobre de pequeno diâmetro foi possível limpar o interior do tubo mais o suporte poroso com acetona, para extrair os resíduos das soldas e as gorduras provocadas pelo manuseio da operação interior. Posteriormente, o tubo de calor passou por uma bateria de testes contra vazamentos a baixa e alta pressão.

Terminados os testes de vazamento, o tubo estava apto a receber o fluido de trabalho e ser lacrado em definitivo. Para esta operação, foi montado o seguinte arranjo experimental:

O sistema é composto por duas bombas de vácuo, uma mecânica e uma difusora refrigerada a nitrogênio líquido; um balão volumétrico de 1 litro e um circuito misto contendo tubulações metálicas e plásticas próprias para sistema de vácuo, com três válvulas que permitem colocar em ligação direta as combinações: tubo-bombas, tubo-balão e balão-bombas. Ver Figura (4.15).

FIGURA 4.15 - Carregamento do tubo de calor

Primeiro a quantidade de água a ser introduzida no tubo foi ligeiramente desgasificada pela bomba mecânica (válvulas A-B abertas e C fechada). A conexão do balão no circuito principal era plástica de forma a permitir o posicionamento da água na base do balão evitando o tráfego desta para o circuito e para as bombas. Em seguida, a válvula B foi fechada e a válvula C aberta, abrindo a comunicação entre as bombas e o tubo. Durante 3 horas, o tubo foi evacuado e durante este processo, várias vezes o tubo

foi aquecido com objetivo de eliminar gases adsorvidos no suporte poroso e na parede do tubo. Quando a pressão atingiu o nível de 10^{-5} Torr aproximadamente, a válvula C foi fechada e A aberta. Por diferença de pressão a água contida no balão penetrou no tubo de calor.

Após essa operação, a válvula C foi fechada e o pequeno tubo de cobre foi estrangulado e soldado, lacrando o tubo de calor em definitivo. O tubo foi então testado através de aquecimento a altas temperaturas: nenhum vazamento foi verificado.

4.5.3. Carregamento do Par Zeólita-Água na Unidade Frigorífica

O primeiro elemento a ser introduzido na unidade frigorífica foi a zeólita. Uma certa quantidade foi aquecida em vários reservatórios em um forno com temperatura controlada a 400°C durante 12 horas.

Após o aquecimento, numa operação rápida, os reservatórios eram pesados e a zeólita introduzida no regenerador-adsorvedor pela tampa desmontável, até que o cilindro circundado pela tela metálica se completasse. Por diferença calculamos a massa de zeólita dentro da unidade.

Depois do fechamento da tampa lateral, o sistema de vácuo (mecânica e difusora) foi acoplado no sistema frigorífico e durante o tempo de resfriamento da zeólita, as bombas realizaram a limpeza, fazendo vácuo da ordem de 10^{-5} Torr no sistema. A operação teve seu término com o fechamento das válvulas.

Para introduzir a água, o procedimento foi similar ao carregamento do fluido de trabalho no tubo de calor. Aquecemos inicialmente o balão volumétrico e deixamos a água ferver até que o volume atingisse a marca de 1500 g. Instalamos o balão volumétrico na montagem da Figura (4.15), onde a unidade frigorífica substituiu o tubo de calor. Evacuamos ligeiramente o balão, e posteriormente a água foi introduzida na geladeira. Esta operação teve seu término com o fechamento da válvula A.

Para se ter o conhecimento da concentração, as válvulas B e C, Figura (4.10), foram abertas e deixamos que a zeólita adsorvesse a água do evaporador até que se atingisse a saturação. Por diferença do volume, medido na ampola graduada, antes e após a adsorção, calculamos o valor de 25% em peso.

4.6. Obtenção das Termopilhas

Diversos processos de construção de termopilhas são conhecidos mas somente são industrializados em países mais avançados tecnologicamente. O ponto crítico na construção deste sensor é o processo de obtenção do circuito termoelétrico, uma vez que o número de junções exigido é consideravelmente alto para uma área de absorção pequena.

É impraticável a construção do circuito através de soldas manuais e as informações da literatura sobre tais processos quase sempre são muito vagas, de tal forma que ainda permanecem como segredo industrial.

O método proposto para a construção das termopilhas pode ser dividido em duas etapas. A primeira etapa consistiu em se obter os circuitos termoelétricos. A segunda etapa foi a montagem do circuito sobre o extrator de calor e o depósito das substâncias preta e branca (ou somente preta) no absorvedor.

4.6.1. Circuito Termoelétrico

Os circuitos foram obtidos pelo processo de evaporação, que consistiu fundamentalmente em se depositar os metais, um por vez, sobre um substrato, que no caso foi o absorvedor da termopilha, a folha de mica, coberta por duas máscaras metálicas perfuradas e complementares com os contornos do circuito.

4.6.1.1. Máscaras metálicas

O processo de obtenção das máscaras metálicas é semelhante ao processo usado em laboratório de circuitos impressos: o fotográfico. Do início até a obtenção das máscaras, o processo fotográfico é constituído de 4 partes:

A primeira etapa consistiu em projetar os dois circuitos de acordo com a aplicação no piranômetro e pireliômetro definindo a geometria, número de junções, largura e espaçamento das linhas condutoras em Lay Out - desenho em papel vegetal, pintado com nanquim. Particularmente, para o pireliômetro foram feitos dois circuitos contendo 22 e 40 pares termoelétricos respectivamente.

A partir da figura inicial foram extraídas duas figuras A e

B com as mesmas dimensões, também em Lay Out, cada qual contendo metade do circuito, tal que, com a superposição de ambas, retornava-se à figura inicial porém com as linhas dos circuitos A e B alternadas. Esta etapa foi desenvolvida com muito cuidado quanto às dimensões do circuito, justamente para evitar os erros de acoplamento das linhas A e B que posteriormente afetariam as evaporações. Daí a razão do circuito original ser projetado com dimensões muito superiores, bem como os dois circuitos A e B extraídos do original, Figuras (4.16) e (4.17). Para o circuito da termopilha radial uma figura somente já era suficiente devido à simetria do circuito.

A segunda etapa consistiu em transportar as figuras de A e B dos dois circuitos do papel vegetal para filmes fotográficos denominados fotolitos e reduzir até as dimensões projetadas para as termopilhas. Os fotolitos finais obtidos possuem circuito com o impresso idêntico aos originais: filmes positivos, Figura (4.18a). Nesta etapa, foi utilizada uma máquina copiadora, redutora e ampliadora de marca AGVA com capacidade de reduzir e ampliar até quatro vezes. Os filmes fotográficos, bem como as soluções reveladoras usadas nas reduções, são produzidos pela Kodak com os nomes comerciais de orto tipo 3 (filmes) e Kodalit (soluções).

A terceira etapa consistiu em transportar os impressos dos fotolitos A e B dos dois circuitos para o metal. Dois tipos de metais foram usados, lâminas de latão e lâminas de cobre, com espessuras de aproximadamente 0,1 mm. Antes da operação, os metais passaram por uma limpeza à base de lixa e posteriormente de álcool isopropílico eliminando as gorduras e partes oxidadas, afim de que a solução emulsionadora molhasse a superfície uniformemente e a camada produzida fosse de boa qualidade.

Após a secagem das lâminas metálicas, uma fina camada de emulsão fotográfica KPR da Kodak foi depositada em ambos os lados das lâminas. Depois de secas, os filmes com impressos A e B dos dois circuitos foram posicionados sobre as lâminas de forma a ficarem bem aderidos. Em seguida as lâminas foram expostas a luz de alta intensidade. Neste processo, a parte da placa metálica não coberta pelos fotolitos polimerizou-se, enquanto que a parte abaixo do impresso não polimerizou pois não recebeu luz, gravando

FIGURA 4.16 - Circuitos termoelétricos da termopilha do pira
nômetro

FIGURA 4.17 - Circuitos termoelétricos da termopilha do pire
liômetro

FIGURA 4.18 - Fotolitos e máscaras metálicas das termopilhas

o circuito no metal. Após a revelação e sucessivos banhos de água corrente, podia-se verificar por inspeção visual a qualidade da impressão dos circuitos no metal.

A quarta e última etapa consistiu da corrosão dos circuitos gravados nos metais. As placas metálicas foram mergulhadas numa solução química com nome comercial de percloroeto de ferro, onde se consumiu a corrosão das parte não polimerizadas. Como resultado tínhamos as máscaras A e B de cada circuito como mostra a Figura (4.18b).

4.4.1.2. Evaporação

Os circuitos foram obtidos com duas evaporações. Na primeira fixamos as máscaras A sobre o disco de mica, em suportes de alumínio próprios da câmara de evaporação e o vapor de constantan foi depositado na mica exatamente com os contornos definidos pelas perfurações das máscaras. Em seguida, as máscaras do tipo A era retiradas e colocadas as do tipo B de modo fechar o circuito e o cobre era evaporado de forma idêntica ao constantan, Figura (4.19).

As espessuras dos filmes depositados foram da ordem de 10^{-3} Å e os valores dos parâmetros operacionais de temperatura e pressão da câmara durante as evaporações se situaram nas faixas de 120°C e 10^{-5} Torr respectivamente.

Os metais cobre e o constantan usados nas evaporações para a obtenção dos circuitos foram fios de cobre e constantan de boa qualidade: produzidos pela Omega para construção de pares-termoelétricos.

Utilizamos para a produção dos filmes uma evaporadora

Balzers BAK 600. O aparelho é dividido em duas seções, uma câmara de evaporação e um sistema de controle dos parâmetros de evaporação, dispondo dos seguintes recursos: microprocessador para controle automático de todos os parâmetros de evaporação tais como espessura, temperatura e pressão. Este micro pode controlar a evaporação de até 24 camadas com até quatro materiais diferentes; microprocessador para controle do sistema de vácuo; um sensor para controle da espessura do filme depositado com resolução de $1 \text{ \AA}$; "eletro-bean" com cadinho para quatro materiais; sistema para rodar os substratos; sistemas para aquecer substratos e duas barcas de evaporação.

4.6.2. Montagem e Revestimento

Antes de receber o disco de mica com os circuitos depositados em uma das faces, os extratores foram preparados de forma a ficarem corretamente posicionados nos dois instrumentos permitindo a extração do sinal. Isto porque os filmes não resistem a temperaturas de processos de solda comum como por exemplo solda estanho. Dois cabos de cobre isolados eletricamente foram introduzidos em cada um dos suportes de modo que uma das faces do cabo permanecesse no plano superior da peça e o outro extremo, fora, onde pudesse ser realizada solda a base de estanho.

O disco de mica foi então cuidadosamente colado na peça metálica com a face contendo o circuito voltada para o exterior e os polos do circuito termoelétrico coincidindo com os cabos de cobre. O contacto elétrico entre os polos foi feito com tinta prata que após seca é excelente condutora de eletricidade.

Na termopilha do piranômetro, as junções passivas ficaram posicionadas nos anéis externo e interno e as junções ativas suspensas no sulco do suporte extrator de calor. Na termopilha do pireliômetro, as junções passivas ficaram encobertas pelos dois discos metálicos e as junções ativas, no centro do canal formado pelo suporte.

O revestimento do absorvedor da termopilha do pireliômetro foi muito simples de ser realizado e consistiu em se depositar fuligem preta na área disponível para absorção da termopilha. Isto foi feito através da queima de fita adesiva comum.

Na termopilha do piranômetro o revestimento foi consideravelmente mais difícil porque as duas substâncias, tanto a preta como a branca, eram facilmente removidas quando tocadas mecanicamente. A técnica utilizada e que deu melhores resultados foi realizada em duas etapas: na primeira a termopilha foi instalada dentro de um suporte cilíndrico cuja extremidade continha dois reparos de modo a tapar as junções passivas e deixar exposto o disco central, área delimitada para as junções ativas. Queimava-se fita adesiva próximo ao suporte permitindo que a fumaça resultante da queima fosse depositar-se na área descoberta. Como resultado, tínhamos um disco preto-fosco na superfície absorvedora. A segunda etapa é inversa da primeira, uma máscara metálica exatamente com dimensões da área do preto fosco já depositado, cobria o mesmo e através da queima de fita metálica de magnésio, completava-se a área do absorvedor com fuligem branca.

4.7. Ensaios e Métodos de Medida

O tubo de calor, a combinação C.C.P.- tubo de calor e a máquina frigorífica solar, foram caracterizados em termos de rendimentos por um série de ensaios experimentais a nível de laboratório e campo.

Os radiômetros: piranômetro e pireliômetro foram submetidos também a uma série de ensaios de laboratório (luz artificial) e campo (luz natural).

4.7.1. Tubo de Calor

O teste com o tubo de calor possibilitou determinar o rendimento máximo de transferência de calor para a seguinte condição de interface com as fontes externas de aquecimento e resfriamento (do evaporador(TC) e condensador(TC) respectivamente): temperatura da fonte quente aproximadamente igual a 230°C e temperatura da fonte fria entre 25 e 40°C .

O método utilizado, como mostra a Figura (4.20), foi o calorimétrico. A montagem compreende o tubo de calor inclinado de 22° em relação à horizontal, uma resistência elétrica isolada e fixada diretamente na superfície do evaporador, e um calorímetro

FIGURA 4.20 - Ensaio calorimétrico com o tubo de calor

instalado no condensador. Um controlador e estabilizador de vazão instalado na entrada do calorímetro manteve o fluido (água) passando no calorímetro à vazão constante de 10 g/s e temperatura de entrada próxima de 25°C .

As grandezas físicas medidas foram: temperaturas do evaporador (TC), voltagem (V) e resistência (R) do aquecedor, temperaturas de entrada e saída do fluido no calorímetro bem como

a vazão.

A potência fornecida no aquecimento foi calculada pela relação $P = V^2 / R$, onde V é a voltagem aplicada na resistência R . A potência extraída no calorímetro foi calculada pela equação $\dot{Q} = \dot{m} c (T_s - T_e)$ onde $\dot{m}$ é o fluxo mássico (g/s), c é o calor específico da água (4,186 J.g/ $^{\circ}$ C) e $T = (T_s - T_e)$ é a diferença de temperatura do fluido entre a saída e a entrada,

4.7.1.1. Medidas de Temperatura

As temperaturas do evaporador(TC) foram medidas com cinco termopares do tipo cobre-constantan instalados na superfície externa do tubo como mostra a Figura (4.20), com referência a 0° C (gelo fundente), acoplados numa chave seletora.

A leitura das milivoltagens dos pares-termoelétricos foi feita com um multímetro digital de 4 1/2 dígitos, da ECB, modelo MDM com escala de tensão 200 mV.

As temperaturas do fluido na saída e na entrada do calorímetro foram medidas com dois termômetros de mercúrio com precisão de décimo de grau.

4.7.1.2. Medidas de Vazão

As medidas de vazão foram realizadas com uma bureta graduada cuja menor divisão era de 10 ml e cronômetro comum com precisão de décimo de segundo.

4.7.2. C.C.P. e Tubo de Calor

O ensaio de campo com C.C.P. e tubo de calor nos possibilitou determinar o rendimento máximo de captação e transferência da combinação dos dois sistemas, na temperatura de operação da fonte quente (em torno de 220° C). As condições de interface entre o tubo de calor e as fontes externas de aquecimento e resfriamento (do evaporador(TC) e condensador(TC) respectivamente) foram: temperatura média do evaporador 220° C e temperatura da fonte fria em torno de 25 a 40° C; condições estas muito próximas das do ensaio anterior.

O método utilizado foi também o calorimétrico conforme

mostra a Figura (4.21). O tubo de calor foi instalado na linha focal do C.C.P., com o evaporador(TC) isolado do exterior por um tubo transparente de vidro e o condensador(TC) dentro do calorímetro. Para uma melhor absorção da luz concentrada, o evaporador(TC) foi enegrecido com fuligem preta fosca.

O sistema foi orientado na disposição polar, inclinado de 22° em relação à horizontal, ângulo igual à latitude da cidade de São Carlos. O controlador e estabilizador de vazão instalado na entrada do calorímetro manteve o fluido (água) passando no calorímetro com vazão constante de aproximadamente 9,5 g/s e temperatura de entrada 25°C .

As grandezas físicas medidas foram: temperatura do evaporador(TC), temperaturas na saída e entrada do calorímetro, vazão e potência solar incidente.

4.7.2.1. Medidas de Temperatura, Vazão e Potência Extraída

As temperaturas do evaporador(TC) e do fluido na entrada e saída do calorímetro, bem como a vazão do fluido no calorímetro foram medidas de maneira semelhante e com os mesmos instrumentos do ensaio anterior. O cálculo da potência extraída no condensador foi feito de forma idêntica.

4.7.2.2. Medida da Potência Solar Incidente (Direta)

A potência solar incidente no concentrador foi medida com um pireliômetro do tipo termoeletrico com as seguintes especificações:

Tempo de resposta: 8-10 s
Sensibilidade: $18 \cdot 10^{-6} \text{ V}_m^2/\text{W}$

O certificado de calibração deste instrumento nos garante uma incerteza de 2,5 % nas medidas.

4.7.3. Máquina Frigorífica Solar

Os testes experimentais com a máquina frigorífica nos permitiram obter as temperaturas de operação e traçar o diagrama do ciclo real do par zeólita-água. A eficiência real da combinação C.C.P. - tubo de calor e o coeficiente de performance

FIGURA 4.21 - Ensaio calorimétrico CCP - TC no campo

térmico da unidade frigorífica foram estimados. Pudemos também determinar o coeficiente de performance solar para várias condições de insolação, condensador resfriado a água e a convecção natural.

As grandezas físicas medidas foram: as temperaturas, a intensidade da radiação solar direta, a massa dessorvida durante a fase de regeneração e a massa adsorvida na fase de adsorção.

4.7.3.1. Medidas de Temperatura

As temperaturas foram medidas através de pares-termoelétricos tipo cobre-constantan, com temperatura de referência a 0°C , acoplados em chave seletora.

Ao longo do tubo de calor, foram instalados 7 (sete) termopares, sendo 6 (seis) no evaporador(TC) e o último no condensador(TC) dentro do regenerador. No evaporador(TC), três termopares foram posicionados na face inferior e equidistantes de 30 cm um do outro. Os outros três foram instalados na posição média do evaporador(TC), em torno do perímetro do tubo.

No regenerador-adsorvedor foram instalados três termopares, dois na parte interna e um externamente na carcaça metálica. Os sensores internos mediram as temperaturas de duas pastilhas de zeólita, em duas posições extremas no sentido radial do condensador(TC); uma junto ao tubo e a outra junto à tela metálica, na posição média do comprimento do regenerador.

No condensador da unidade frigorífica, um termopar foi instalado na carcaça cilíndrica externa, enquanto um termômetro monitorou a temperatura da água na saída do condensador. A temperatura do evaporador foi medida com um termopar instalado no lado externo da carcaça metálica.

Nas Figura (4.7), (4.8) e (4.9) são mostrados os pontos da máquina onde foram feitas medições de temperatura.

4.7.3.2. Medidas da Radiação Solar

A componente direta da radiação incidente foi medida por um pireliômetro do tipo fotoelétrico. Este instrumento responde linearmente somente acima do nível de 600 W/m^2 de potência incidente. O tempo de resposta era de 1 s.

Testes de calibração realizados no Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais contra um pireliômetro padrão do tipo termoeletrico (Eppley), nos garantem uma incerteza entre 5 e 10 % nos valores medidos da radiação solar direta.

4.7.3.3. Medidas do Volume Dessorvido e Adsorvido

As medidas da quantidade de água desorvida ou adsorvida foram realizadas com uma ampola de vidro graduada a cada 20 ml. Assim, a imprecisão destas medidas foi de 10 ml.

4.7.4. Calibração dos Radiômetros: Piranômetros e Pireliômetro

Os testes de calibração do piranômetro e pireliômetro nos permitiram determinar a constante de tempo, linearidade, sensibilidade e efeitos da temperatura ambiente e convecção natural dos dois instrumentos.

4.7.4.1. Equipamentos de calibração

O instrumento usado como padrão para obtenção da constante de calibração do piranômetro, bem como para verificação dos efeitos de convecção e temperatura, foi um Eppley modelo preto-branco com as seguintes características:

- constante de calibração: $11,46 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W}$
- constante de tempo: 4 segundos.

Para calibração do pireliômetro o mesmo piranômetro Eppley foi adaptado com a colocação de um tubo colimador de teflon fixo na base superior.

4.7.4.2. Instrumentos de Medida

Na coleta e registro de dados foram utilizados os seguintes instrumentos:

- um registrador produzido pela E.C.B. do Brasil, modelo RB série 558, com dois canais, 24 velocidades do papel e faixas de medição de 1 até 500 mV;
- um multímetro digital de marca E.C.B. com 4 1/2 dígitos,

modelo MDM 220, série 00016, com escala para tensão de 200 mV, 2 V, 20 V e 1000 V;

- um milivoltímetro digital de marca ECB com 4 1/2 dígitos, modelo MD-045, série 83104 com escala de 0 a 199,99 mV.

4.7.4.3. Métodos de Calibração

Para determinação da constante de tempo, os instrumentos foram posicionados sob uma luminária no escuro. Ligava-se a luminária e registrava-se o sinal do sensor. As curvas de resfriamento eram obtidas desligando-se a luminária.

A determinação da curva de calibração foi feita em condições de campo, expondo-se os aparelhos lado a lado, num plano horizontal, durante vários dias, a condições variadas de insolação.

Para verificação dos efeitos da temperatura ambiente sobre a sensibilidade do piranômetro, os instrumentos eram iluminados por um grande número de lâmpadas de alta potência, durante uma hora. Registrava-se simultaneamente os sinais gerados pelos dois instrumentos, enquanto um termopar monitorava o aumento de temperatura ambiente.

Para estudar o efeito das correntes de convecção, os dois instrumentos eram submetidos a diferentes velocidades de vento (variando entre 2 e 4 m/s), enquanto os sinais gerados eram registrados. Utilizou-se neste experimento um ventilador de rotação controlada e um anemômetro de conchas.

V. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Máquina Frigorífica Solar

Antes de entrarmos na discussão dos resultados obtidos com a máquina frigorífica solar, apresentaremos, na primeira seção, (5.1.1), os rendimentos característicos de captação e transferência da combinação concentrador-tubo de calor. Em seguida, na seção (5.1.2), discutiremos os problemas tecnológicos de vedação e de carregamento da zeólita e água na máquina frigorífica, bem como as soluções encontradas.

5.1.1. Caracterização do C.C.P.-Tubo de Calor

A performance global da máquina frigorífica é limitada pelas eficiências de captação do concentrador e de transferência do tubo de calor, que são independentes. Como visto nas seções (2.2.3) e (2.3.1), o rendimento de captação decresce com o aumento da temperatura de operação. O transporte de calor no tubo é limitado pelos efeitos de ebulição e arraste, que dependem da temperatura de operação, além da inclinação em relação à horizontal. O transporte de calor no tubo é também afetado pelo coeficiente de transferência de calor do lado do seu condensador.

A diferença de pressão gravitacional pode ser um termo positivo, negativo ou zero, dependendo da posição relativa entre o evaporador(TC) e condensador(TC). Para nossa aplicação, esse efeito contribui positivamente, pois o tubo de calor está instalado a 22° em relação à horizontal com o condensador(TC) posicionado a cerca de 0,37 m acima do evaporador(TC).

Para a combinação concentrador-tubo de calor, o rendimento η_{CT} é o produto das eficiências térmicas do concentrador η_T e do tubo de calor η_{TC} , ou:

$$\eta_{CT} = \eta_T \eta_{TC} \quad (5.1)$$

A eficiência térmica (η_T) é função das características óticas do concentrador e das perdas térmicas do absorvedor, sendo que estas últimas dependem apenas da temperatura: qualquer que seja o processo de extração de calor na linha focal do C.C.P., (η_T) deverá ser constante para iguais temperaturas do absorvedor.

Assim, tanto no ensaio calorimétrico como no ensaio de campo da máquina frigorífica solar, desde que a temperatura de operação do evaporador(TC) seja aproximadamente igual, a eficiência térmica da equação (5.1) é invariante.

Por outro lado, uma vez fixada a temperatura de operação da fonte quente do tubo e sua inclinação, o rendimento do tubo de calor (η_{TC}) vai depender das condições de interface entre o condensador(TC) e o sumidouro de calor. Neste ponto surge uma diferença fundamental entre o ensaio calorimétrico e a situação real de funcionamento da máquina. No ensaio calorimétrico, como a temperatura de entrada do fluido no calorímetro é a ambiente, temos a melhor condição de operação para o tubo na combinação, pois, além da maior diferença de temperatura entre os extremos, a forma de transferência do calor (convectiva) é favorável. Na máquina frigorífica a situação é contrária, o tubo deverá operar com diferença mínima de temperatura entre os extremos e a troca de calor entre o condensador(TC) e a zeólita é de natureza predominantemente condutiva.

Nestas condições, o rendimento máximo de captação e transferência da máquina, pode ser considerado como sendo o obtido no ensaio calorimétrico:

$$(\eta_{CT})_{max} = \eta_T \cdot \eta_{TC} \quad (5.2)$$

A Figura (5.1) mostra a potência transferida pelo tubo de calor conforme o ensaio descrito na secção (4.7.1), para uma potência fornecida no evaporador de 1000 W e à temperatura média de 230 °C.

Distinguimos dois tipos de regime de transmissão em função do tempo: o transitório e o permanente. O transitório é devido à inércia do volume de água no calorímetro e o permanente, para o qual o tubo de calor tende, representa seu limite máximo de transferência nas condições de operação.

Entendemos que o rendimento de transferência do tubo de calor, nestas condições de operação é a relação entre a potência útil transmitida para o calorímetro e a potência fornecida ao evaporador(TC), no regime permanente, ou seja:

$$(5.3)$$

FIGURA 5.01 - Curva de potência transferida pelo tubo de calor em função do tempo nas condições $Q_{\text{forn}} = 1000 \text{ W}$; $T_{\text{ev}} = 230^\circ \text{C}$ e $T_e = \text{ambiente}$

A energia útil, calculada no calorímetro, foi de 830 Watts. Assim, a relação nos fornece um valor para o rendimento do tubo de calor de 0,83 ou 83 %.

O resultado foi considerado normal comparado aos obtidos por Murcia /56/ e Cavalcanti /57/ que obtiveram rendimentos da ordem de 86%, em estudos relacionados especificamente com projetos de construção de tubos de calor.

A perda de 17% do calor fornecido não foi integralmente devida ao efeito de condução entre o isolamento e o exterior. Uma análise dos principais efeitos dependentes da temperatura de operação e que limitam a transferência - arraste e ebulição, nos mostra que o tubo de calor operou acima do limite de ebulição recomendado.

Considerando que a capacidade máxima de transporte do tubo de calor é da ordem de 24 KW, portanto, superior à taxa transferida, a um nível de temperatura de 230°C os limites de arraste e ebulição são 108 W/m^2 e 202 W/m^2 . Para as especificações construtivas do nosso tubo, área seccional do suporte poroso de $A_w = 1,32 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2$ e comprimento do evaporador $L_{ev} = 1\text{ m}$, encontramos os valores de 14,5 kW e 202 W respectivamente. A potência transferida foi consideravelmente menor que o limite de arraste, porém superior ao limite de ebulição, o qual pode ser considerado o fator que mais contribuiu para a queda do rendimento do tubo.

A Figura (5.2) mostra os resultados das medidas com a combinação concentrador e tubo de calor, realizadas em dia de céu aberto conforme a montagem descrita na secção (4.7.2). As curvas representam a potência solar incidente (W/m^2), a potência transferida (W), a temperatura média no evaporador (TC) e no condensador (TC). As temperaturas do evaporador (TC) e condensador (TC), bem como a potência incidente, representam o valor médio de 3 medidas, realizadas de 10 em 10 minutos. A potência solar sofreu correção pelo produto de $\cos 10^{\circ}$, devido à defasagem entre as intensidades solares medida na direção do Sol e a intensidade incidente normal ao concentrador. No dia 10/10/84 a declinação solar em relação à latitude local era de 10° .

Pode-se observar pelas curvas de temperatura do evaporador (TC) e potência transmitida, que o tubo de calor entrou

em regime permanente a partir das 11:30 horas. A curva característica da potência transferida é semelhante, porém mais lenta que a obtida por aquecimento elétrico. A inércia apresentada deve-se ao crescimento mais lento da temperatura devido à não uniformidade da absorção da luz no evaporador(TC) e ao nível inferior de potência fornecida. Provavelmente a diferença de temperatura entre as seções iluminada e não iluminada do absorvedor, criou um gradiente térmico também no sentido angular, fazendo com que a energia absorvida se dividisse em dois fluxos, um no sentido radial e outro no sentido angular, retardando o fornecimento desta energia para o fluido de trabalho.

Observa-se que, entre 9:30 e 10:30 horas, as curvas de temperatura do evaporador(TC) e de potência transmitida apresentaram uma concavidade, não explicável em termos de potência incidente, uma vez que esta não diminuiu neste intervalo. Na verdade, houve um desvio de focalização do concentrador. Com certeza teríamos um tempo inferior para o regime transitório caso não houvesse esse desvio.

Essa etapa de caracterização do concentrador-tubo de calor coincidiu com os testes experimentais do rastreador solar, que não tinha, na oportunidade, o sensor de rastreo totalmente desenvolvido.

A relação entre as potências incidente e transferida pelo tubo de calor em função do tempo está representada na Figura (5.3). Para o patamar em que o tubo de calor operou em regime permanente, o rendimento(η_{CT})_{max} foi em média de 0,36, ou seja

$$(\eta_{CT})_{max} = 36 \% \quad (5.4)$$

Para temperatura de operação de 225 °C, o rendimento da combinação foi considerado bom. Ransey, citado por Akhyurt /58/, usando uma montagem semelhante, obteve rendimento de 50%, porém com o evaporador revestido de filme seletivo colocado dentro de um tubo evacuado.

O resultado obtido é similar ao rendimento obtido pelo processo tradicional, onde um fluido circula no absorvedor. Neste caso, o calor útil é calculado a partir das medidas de temperatura na entrada e saída do absorvedor. Deve-se notar, no

FIGURA 5.03 - Curva de eficiência de captação e transferência máxima da combinação CCP - tubo de calor em função do tempo

entanto, que este cálculo tende a superestimar o calor útil, pois não leva em conta as perdas de calor nas tubulações que transportam o fluido aquecido para o armazenamento ou para alguma central de conversão.

Com este resultado é possível estimar a eficiência ótica e a eficiência térmica do concentrador para a temperatura de operação de 230 °C. Da relação (5.2) temos que

$$\eta_T = \frac{\eta_{CT}}{\eta_{TC}} = \frac{0.36}{0.83} = 0,43 \text{ ou } 43\% \quad (5.5)$$

mostrando que o rendimento de captação é inferior à metade do rendimento do tubo de calor.

Curvas de rendimentos em função da temperatura para o concentrador cilíndrico-parabólico, com absorvedores não evacuados, situam-se entre 30 e 60%, dependendo da temperatura. De acordo com Kreith-Kreider /59/, para temperatura de 220 °C, as perdas térmicas (convectivas e irradiativas) são da ordem de 200 W/m², o que significa, em nosso experimento, 20% da potência total incidente. Os 37% restantes podem portanto ser atribuídos às perdas óticas: refletância do espelho, absortância da fuligem preta do evaporador(TC), transmitância do tubo transparente, erros de focalização e rastreamento. Podemos assim estimar que o rendimento ótico do concentrador ficou em torno de 0,63 ou $\eta_o = 63\%$. Os valores citados na literatura /60/ para este concentrador situam-se na faixa de 60 a 70%, mostrando que nosso concentrador foi bem construído, estando portanto bem adaptado em termos de rendimento para a aplicação com a máquina frigorífica.

5.1.2. Tecnologia de vedação e carregamento

O ponto crítico da máquina Zeólita-Água e de outras que operam a baixa pressão é a vedação. A entrada de gases estranhos no circuito fechado da máquina satura lentamente a zeólita fazendo cessar a adsorção do fluido refrigerante, parализando o ciclo.

A presença de gases que não são adsorvidos devido à sua dimensão molecular, pode afetar a cinética de adsorção ou mesmo parализar o ciclo.

Por isto, a escolha do tipo de solda e válvula (principais

fontes de vazamentos), é de fundamental importância para garantia de funcionamento por longos períodos.

O uso das válvulas na máquina a adsorção está associado com a conservação do frio. Se o objetivo for manter o frio até o dia seguinte, como numa geladeira comum, o emprego de uma válvula entre o condensador e o evaporador, é indispensável. Caso contrário, durante o dia, a condensação vai ocorrer no evaporador com a eliminação do calor latente e sensível para este componente, neutralizando o frio armazenado na noite anterior. Com a presença da válvula, torna-se necessário mais um reservatório na máquina para estocar o fluido condensado. No final da tarde, a válvula deve ser aberta para que o líquido desça para o evaporador. Mesmo assim, o calor sensível constitui uma perda para o evaporador. Se o objetivo for aproveitar o frio noturno como por exemplo numa máquina de fazer gelo em que este é retirado a cada manhã, esta válvula pode ser eliminada.

Nosso projeto inicial foi voltado para o desenvolvimento da geladeira solar com conservação do frio. Construímos a unidade frigorífica com três válvulas no circuito, dois condensadores - a água e a ar, além do evaporador tradicional, situado dentro de uma pequena câmara frigorífica. Porém, vazamentos sucessivos nas soldas e válvulas, nos obrigavam a desmontá-la integralmente para a localização das fugas, fato desgastante e altamente trabalhoso. Aos poucos, alguns componentes foram alterados de modo a facilitar este tipo de operação, como por exemplo o evaporador que foi substituído por outro (inundado) de mais fácil manuseio. Com esta mudança, fomos obrigados a retirar a câmara frigorífica. As válvulas permaneceram no circuito para facilitar a localização das fugas, bem como permitir a introdução de Zeólita e água na unidade frigorífica, o que também era uma incógnita da construção.

5.1.2.1. Solda e válvulas

Em nossa construção, particularmente, além das soldas e válvulas, as outras fontes de fuga foram: os dispositivos metálicos passantes dos pares termoelétricos que inicialmente estavam instalados também no condensador e evaporador e foram retirados no transcorrer dos testes devido a vazamentos não

recuperáveis; os anéis de borracha usados nas flanges de conexão do regenerador-adsorvedor, além da ampola graduada de vidro do evaporador. Estas fugas são consideradas passivas, pois são inerentes a aspectos construtivos devido à instalação dos instrumentos de medida, e são dispensáveis nas máquinas que operam rotineiramente.

Durante o período em que estivemos empenhados na eliminação dos vazamentos da unidade frigorífica, foram usadas pela ordem os tipos de solda (estanho especial, prata e argônio) e as válvulas (agulha, esfera e belo), que normalmente são utilizados em sistemas de vácuo dinâmico nos quais a bomba funciona continuamente.

Foi comum o aparecimento de fugas nas soldas de estanho e prata no regenerador/adsorvedor (nas de estanho com maior intensidade) após o aquecimento e resfriamento do componente. Por isto o estanho foi imediatamente excluído também dos demais componentes da máquina. Nos demais componentes a solda prata respondeu satisfatoriamente, resistindo a variações de temperatura como por exemplo no evaporador e condensador, e não apresentou vazamentos durante o período de experiência da máquina.

Provavelmente, a razão das fugas na solda prata do regenerador/adsorvedor foi a dilatação térmica, uma vez que neste componente a temperatura de operação é elevada, provocando trincas na interface dos dois materiais (latão-prata).

O terceiro e último tipo de solda usado no regenerador/adsorvedor, e que resolveu em definitivo o problema de vazamentos neste componente, foi a solda tipo argônio. No nosso entender este tipo de solda é o mais indicado para este componente do sistema de refrigeração.

Eliminamos dessa análise a possibilidade de má qualidade da soldagem ou má qualidade do material (solda), pois antes dos carregamentos, em cada um dos testes realizados, a carcaça da unidade frigorífica passava por rigorosos testes contra fugas com detectores especiais de alto vácuo.

A válvula do tipo agulha foi especialmente projetada, mas apresentou vazamentos grosseiros, sendo logo abandonada. A do tipo esfera é muito instável na vedação, quando manipulada no sentido de abrir ou fechar, às vezes permitia fugas pelo eixo de

controle. Esse comportamento foi verificado também nas válvulas tipo esfera importadas. A válvula do tipo belo foi a que resolveu o problema em definitivo, e seu posicionamento na máquina foi de fundamental importância para os conhecimentos adquiridos sobre o carregamento do par Zeólita-água na unidade frigorífica.

5.1.2.2. Carregamento da Máquina

Para chegar a uma definição final das melhores condições de introdução do par zeólita-água na unidade frigorífica, com concentração conhecida e próxima da máxima permitida (27% em peso), foram necessários vários experimentos, inicialmente, na própria máquina e posteriormente a nível de laboratório com pequenos protótipos.

É importante para o desempenho da máquina, como comentado anteriormente, impedir a presença de gases, por isto os dois componentes devem estar completamente desgasificados.

A primeira tentativa foi realizada com a técnica de bombeamento simples à base de bomba de vácuo mecânica com a zeólita e água na temperatura ambiente e já posicionadas dentro da unidade frigorífica em seus respectivos componentes - regenerador e evaporador. As válvulas permitiram a desgasificação em separado dos elementos.

Este processo é muito simples, não oferecendo nenhum perigo para a estrutura metálica, mas mostrou-se insuficiente na desgasificação tanto da zeólita como da água. O teste que se seguia a esta operação - a saturação da zeólita, para se conhecer a concentração, mostrava ser esta bem inferior à máxima permitida ou seja 120 g de água para cada Kg de zeólita. A princípio achávamos que esta diferença se devia a gases adsorvidos na zeólita, que não tinham sido desorvidos pelo bombeamento.

Esta hipótese nos fez perder muito tempo, porque a partir deste instante, todas as mudanças foram no sentido de desgasificação somente da zeólita. O fluido continuou a ser desgasificado da mesma forma - ou seja: bombeamento simples.

Para aumentar o nível de desgasificação da zeólita, a segunda técnica usada foi de bombeamento-aquecimento. Uma resistência elétrica instalada no evaporador(TC) aquecia a zeólita, enquanto isto o bombeamento era realizado pela bomba

mecânica. Esta técnica de degasificação tinha como limite a temperatura de aquecimento (250°C), acima da qual poderia ser danificado o tubo de calor bem como a estrutura metálica do regenerador/adsorvedor.

O teste de saturação mostrou uma melhora considerável no aumento da concentração em relação ao processo anterior, porém, quando a máquina foi conduzida à realização do primeiro ciclo, a regeneração foi normal mas a adsorção não se concretizou.

Acreditamos que a não produção de frio era devida a vazamentos. Esta hipótese nos conduziu a uma série de repetições deste ensaio sempre obtendo o mesmo resultado negativo. A cada um dos ensaios uma alteração era realizada nas soldas ou válvulas até estarmos convictos de que não havia mais nenhum vazamento na máquina: ainda assim o resultado se repetiu.

Passamos então a nos ocupar da única variável restante: a água. A degasificação por bombeamento simples extrai o gás em equilíbrio com o líquido e, parcialmente, o gás absorvido no líquido. Quando se processava o teste de saturação da zeólita para verificação da concentração, a água fervia a baixa pressão e liberava os gases ainda absorvidos. Estes gases estranhos ao par certamente eram adsorvidos pela zeólita, não permitindo a adsorção da água, razão pela qual a concentração obtida sempre era baixa.

Repetimos então o ensaio com diferença apenas na degasificação da água, primeiro com aquecimento através de fervimento, seguido de um ligeiro bombeamento. O teste de saturação da zeólita foi melhor que os testes anteriores - a concentração atingiu um nível de 20% em peso, ainda insuficiente devido à limitação da temperatura de aquecimento de zeólita. O teste do ciclo foi absolutamente normal, o fluido refrigerante dessorvido na fase de regeneração foi inteiramente adsorvido com produção de frio no evaporador.

A quantidade de gases absorvida na água devia ser tão grande, que, quando a máquina era testada para obtenção do frio, à medida que a água era dessorvida da zeólita, os gases externos não adsorvidos na fase de saturação e que ainda estavam no circuito, acabavam sendo adsorvidos no volume da zeólita desocupado pela água regenerada. Assim, quando chegava a fase de

adsorção, a zeólita estava praticamente saturada de água e ar, não tendo força para adsorver a água dessorvida no evaporador.

Para determinar a temperatura ótima de degasificação da zeólita, passamos para ensaios a nível de protótipos pequenos em laboratório e verificamos que a regeneração total dava-se na faixa de temperatura entre 300 e 400 °C. Como a estrutura metálica da geladeira não suportava tal temperatura sem danos e, como os testes com os protótipos mostravam que a zeólita, nas temperaturas citadas, poderia ser transferida do forno de aquecimento para a montagem experimental sem adsorção do ar ambiente, optamos por este processo para o carregamento da máquina, conforme o que está descrito na seção (4.5.3).

5.1.3. Resultados com a Máquina Frigorífica

Apresentaremos nesta seção os resultados obtidos com a máquina frigorífica no dia 6/8/85, um dia de céu aberto no qual o condensador foi resfriado à água.

Os resultados dos demais dias de funcionamento para diversas condições de insolação e condensação serão apresentados na seção (5.1.4), para análise do COP solar médio.

A Tabela (V.1) e as Figuras (5.4) e (5.5) mostram os dados experimentais das duas fases de funcionamento da máquina frigorífica solar. Na etapa de regeneração estão as medidas: potência incidente normal ao concentrador (W/m^2); temperaturas do evaporador (TC) e condensador (TC); as temperaturas da zeólita em dois pontos do regenerador e o volume de água regenerado. Na etapa de adsorção, Figura (5.5), estão as medidas da temperatura do adsorvedor e do evaporador. A temperatura do evaporador (TC) é o valor médio de seis temperaturas distribuídas no sentido radial e longitudinal na superfície do tubo. A insolação representa uma média de 10 medidas realizadas de 3 em 3 minutos da potência solar incidente.

A seguir discutiremos as temperaturas de operação do tubo de calor e da unidade frigorífica, o ciclo experimental, o coeficiente de performance térmico e, finalmente, o coeficiente de performance solar. Esta discussão terá como referência os resultados do dia 6/8/85, que são similares aos dos demais dias

FIGURA V.1 - Resultados obtidos com o protótipo frigorífico no dia 06/08/85

Tempo	Temperaturas					Potência Solar	Potência Solar (corrigida)	Volume Dessorvido
	Tubo de Calor		Zeólita	Metal				
	Evaporador (Médio)	Condensador						
t (h)	T _{ev} (°C)	T _c (°C)	T _Z ^{''} (°C)	T _Z ['] (°C)	T _m (°C)	Q (W/m ²)	Q' (W)	V (cm ³)
08:00	36	24	24	24	30	796	761	—
08:30	144	88	63	31	35	819	783	—
09:00	165	114	92	39	38	830	794	40
09:30	172	131	112	51	50	832	796	100
10:00	183	142	123	61	54	844	807	140
10:30	188	152	135	73	60	848	811	200
11:00	198	156	142	86	68	854	817	260
11:30	206	165	150	105	85	853	820	320
12:00	213	170	156	113	80	862	826	370
12:30	207	175	162	121	86	855	818	420
13:00	218	180	167	127	90	849	812	460
13:30	217	182	171	129	94	848	810	500
14:00	215	183	170	133	98	849	811	530
14:30	210	185	174	140	102	843	806	560
15:00	206	189	177	141	105	837	800	590
15:30	200	188	177	146	105	818	782	610
16:00	190	181	173	146	106	803	768	620
17:00								640

FIGURA 5.04 - Funcionamento da máquina frigorífica (06/08/85) com energia solar. - Potência incidente; ● Temperatura média do evaporador (TC); Δ Temperatura do condensador (TC); □ T'' ; ○ T' temperaturas da Zeólita; x Temperatura da parte metálica; ▲ Volume desorvido

FIGURA 5.05 - Curvas de temperaturas; ● Adsorvedor; ○ do eva-porador em função do tempo

de funcionamento.

5.1.3.1 Temperaturas de Operação

As temperaturas máximas atingidas pelo evaporador(TC) e condensador(TC) foram 218°C e 190°C , respectivamente. A progressão das duas curvas, Figura (5.4), mostra que o tubo de calor entrou em regime permanente logo na primeira hora de aquecimento, mantendo a diferença de temperatura aproximadamente constante entre os extremos.

Como já era esperado, a medida de temperatura no evaporador(TC) foi muito complicada, porque a luz focalizada pelo concentrador, além de não ser uniforme no sentido angular, varia constantemente como consequência do movimento relativo do sol. Além disso, a luminosidade não é uniforme no sentido longitudinal, devido às imperfeições da superfície espelhada e principalmente devido à declinação solar. Somente nos equinócios a iluminação é total, decrescendo à medida em que a trajetória solar se aproxima dos solstícios de inverno e verão, afastando a focalização no sentido norte e sul, respectivamente. Aliás, é por tais motivos que a temperatura do absorvedor de coletores concentradores é medida indiretamente a partir da temperatura do fluido extrator de calor. As características construtivas do tubo de calor não permitem, no entanto, a utilização de tal processo de medida e cálculo da temperatura média do evaporador(TC).

É natural que a temperatura registrada por um sensor fixo instalado na região iluminada seja superior à da região não iluminada. Assim, o valor médio depende do número de sensores e de sua distribuição no evaporador(TC). Como tínhamos apenas seis sensores instalados, 3 no sentido longitudinal e 3 no sentido angular do tubo, é possível que o valor médio apresentado na curva nem sempre represente a temperatura média real do tubo.

Como exemplo, tomemos o intervalo das 11:00 h às 13:00 h, no qual a temperatura do evaporador(TC) passou por um máximo, mesmo com a intensidade da radiação decrescendo. Neste período, ocorre o meio dia solar e a iluminação está na base do evaporador(TC), região esta que contém o maior número de sensores (3). Obviamente que a temperatura média calculada será, neste caso, superior à temperatura média real.

As curvas de temperatura da zeólita mostram a existência de um gradiente de temperatura radial no regenerador. A temperatura máxima atingida foi de 177°C , próximo do condensador do tubo, e 145°C , junto à tela metálica.

Pode-se observar que a temperatura do leito poroso mais próxima da fonte quente acompanhou rigorosamente a temperatura do condensador(TC), mantendo uma diferença uniforme em torno de 20°C desde o início do aquecimento. Isto mostra que a troca de calor entre a fonte quente e a zeólita é eficiente e rápida e justifica porque a condensação do fluido refrigerante iniciou antes da primeira hora de aquecimento.

As duas curvas de temperatura da zeólita mostram que o fluxo de calor entrou em regime quase permanente no leito adsorvente a partir das 11:00 horas. No início do aquecimento, o gradiente de temperatura entre os dois pontos cresceu rapidamente até atingir um máximo, para depois decrescer lentamente até o final do aquecimento quando a diferença de temperatura chegou a 32°C .

Após o término da fase de regeneração, com a desativação da fonte quente, a temperatura do leito poroso decresceu e uniformizou-se no adsorvedor até atingir a temperatura limite de adsorção, imposta pela pressão de saturação do evaporador. A nível da temperatura ambiente, a pressão de saturação da água é de 22 Torr e a temperatura limiar de adsorção foi de 130°C .

Partindo de 30°C , o evaporador atingiu a temperatura de zero grau, após cinco horas de evaporação. Neste instante, pressupõe-se que o evaporador contendo água (refrigerante) e o reservatório com água (fonte fria) entraram em equilíbrio térmico. Como a temperatura da zeólita continuou abaixando, bem como a pressão do sistema, o processo de adsorção teve sequência com formação de gelo na parede interna do evaporador, daí o motivo da temperatura ter atingido -2°C . O calor latente de solidificação pode servir, como sugere Meunier /9/, para estocagem de frio até a fase de adsorção do ciclo seguinte.

Com a estabilização da temperatura do adsorvedor, o processo de adsorção cessou e a temperatura do evaporador aumentou para 0°C , muito provavelmente devido às perdas térmicas do reservatório para o exterior. Terminado o processo de produção de frio, por verificação de fluido no evaporador, observamos que o ciclo não

foi fechado nas 24 horas de funcionamento da máquina. A solidificação do fluido refrigerante deve ter retardado a cinética de adsorção da água pela zeólita.

5.1.3.2. Ciclo Experimental

Como já mencionado na seção (2.1.1), o ciclo termodinâmico a adsorção pode ser associado a duas isosteras e duas isobáricas. Tendo em vista o equilíbrio bivariante de $(a, T \text{ e } P)$ duas representações do ciclo podem ser utilizadas: a isostérica ($\ln P \times 1/T$) e a isobárica ($a \times T$). Na primeira é necessário que sejam conhecidas a pressão de equilíbrio da máquina e a temperatura do adsorvente, enquanto que na segunda a concentração deve ser conhecida em função da temperatura do adsorvente.

Inicialmente, a unidade frigorífica por nós projetada tinha no seu corpo os sensores para monitorar a pressão, temperatura e, através da ampola graduada, os volumes dessorvidos, exatamente para medir essas variáveis nas duas fases e obter o ciclo integralmente.

Um acidente com o manômetro, quando da instalação da unidade frigorífica no concentrador solar, impossibilitou as medidas de pressão da máquina, prejudicando consideravelmente a construção do ciclo isostérico, bem como a análise do isobárico.

A Figura (5.6) mostra o diagrama isobárico construído a partir das temperaturas da zeólita nos dois pontos de medida e do volume regenerado e adsorvido, correspondendo às fases de aquecimento isostérico, dessorção-condensação, resfriamento isostérico e evaporação-adsorção.

As linhas verticais $1 - 2$ e $1 - 2'$ representam as isosteras de aquecimento enquanto as linhas $3' - 4$ e $3 - 4$ representam as isosteras de resfriamento da zeólita. As linhas $2 - 3$ e $2' - 3'$ representam a isobárica de condensação. O aparecimento das duas curvas na dessorção-condensação deve-se à não uniformidade da temperatura da zeólita.

O aquecimento isostérico ($1 - 2$ e $1 - 2'$) mostra que a pressão de saturação imposta pela temperatura do condensador foi atingida rapidamente e a níveis diferentes de temperaturas de dessorção. Os pontos 2 e $2'$ na isostera representam as temperaturas da zeólita mais próxima e mais distante da fonte quente. Obviamente, para pontos intermediários teríamos

FIGURA 5.06 - Ciclo termodinâmico experimental isobárico da Zeólita 13 X-Água

temperaturas dentro do intervalo 2 e 2'.

No início do aquecimento, a temperatura do condensador é a mais baixa, correspondendo portanto à menor pressão de saturação. A parte do leito poroso mais próxima da fonte quente é a responsável pelo aumento de pressão do sistema, principiando o início da dessorção e consequentemente definindo a temperatura limiar de condensação do ciclo.

Observando as curvas de aquecimento da zeólita e do volume regenerado na Figura (5.4), entre os tempos 8:30 e 9:00 horas, notamos que a temperatura limiar de condensação situa-se dentro do intervalo de 60 a 90 °C. Curvas isosteras determinadas experimentalmente mostram que para temperatura de condensação igual a 30 °C, no nível de concentração de 25%, a temperatura limiar é próxima de 80 °C - Figura (2.8.c), o que está compatível com nosso resultado e próximo do valor apresentado pela curva no tempo médio de 8:45 minutos.

A tentativa de traçar uma única curva representando a isobárica de dessorção esbarra em duas dificuldades. Por um lado, devido ao aquecimento do condensador, a hipótese isobárica afasta-se um pouco da realidade. Por outro lado, como a pressão do sistema não foi monitorada, somos obrigados a estimar a temperatura média do leito poroso.

Uma aproximação razoável pode ser feita pelo valor médio da temperatura da zeólita medida nos dois pontos, principalmente após o leito poroso ter atingido o regime permanente, o que aconteceu a partir das 11:30 horas, quando a concentração se encontrava em torno de 20,5%.

Antes deste tempo, a dessorção ocorreu em regime transitório com o leito poroso apresentando um grande gradiente de temperatura (não linear). Portanto, a temperatura média entre os dois pontos subestima a temperatura de dessorção da zeólita, levando em conta um "volume morto", onde ainda não ocorre dessorção. Pela curva média teríamos uma temperatura limiar próxima de 60 °C, bem inferior à temperatura limiar de condensação indicada pelo ponto 2'.

Assim, com base nesta análise, para o nível decrescente da concentração de 20,5 a 13,7%, a isobárica foi traçada de acordo com a temperatura média aritmética da zeólita, e de 25,0 até

20,5%, para o fechamento da curva, tomamos uma temperatura que se aproxima cada vez mais daquela da região em contacto com o condensador do tubo de calor. Daí porque, na Figura (5.6), a curva situada entre as curvas 2-3 e 2' - 3', representando a isobárica única, afasta-se dos pontos (que indicam a temperatura média aritmética da zeólita) no início da dessorção.

Na fase de resfriamento isostérico (3 - 4, 3' - 4), com a retirada da fonte quente, a temperatura da zeólita decresceu e uniformizou-se, atingindo a temperatura limiar de evaporação em torno de 130 °C.

A etapa de adsorção-evaporação deste dia de funcionamento da máquina foi normal em termos das medidas de temperatura de adsorção e evaporação: Figura (5.5). As medidas do volume adsorvido não foram realizadas, pois a ampola graduada estava instalada no evaporador e retiradas sucessivas do reservatório de água (fonte fria) quebrariam a sequência da temperatura do evaporador, alterando, consequentemente, o processo de evaporação. Além disso, este trabalho teria de ser feito à noite, após todo um dia de trabalho ao sol, com risco de acidentes nas manipulações. Os ciclos mostrados por Guilleminot /11/ e Meunier /61/, quer em diagramas isostéricos ou isobáricos, normalmente apresentam apenas a fase diurna do ciclo.

Para traçar a curva 4-1 da Figura (5.6) fizemos então um ensaio de laboratório com aquecimento da zeólita através de resistência elétrica. Quando a temperatura da zeólita e o volume regenerado atingiram aproximadamente o mesmo valor do ensaio de campo, desligamos a resistência elétrica e passamos a medir a evolução da temperatura da zeólita e, particularmente, o volume que ia sendo adsorvido. O evaporador, inicialmente à temperatura ambiente, atingiu 5 °C após 4 - 5 horas de evaporação. Esta temperatura manteve-se aproximadamente constante até o final da adsorção, variando apenas ligeiramente quando da retirada do reservatório para as leituras do volume adsorvido.

O resultado deste ensaio pode ser visto na Figura (5.7), onde está representada a evolução da temperatura da zeólita e do volume adsorvido.

A isobárica (4 - 1) da Figura (5.6), obtida a partir das duas curvas da Figura (5.7), mostra-se bem menos complicada que a isobárica de regeneração devido à uniformização da temperatura do

FIGURA 5.07 - Curva de temperatura do adsorvedor e volume adsorvido em função do tempo ($T_{\text{ad}} = 0^{\circ}\text{C}$)

adsorvente. O processo da adsorção é mais lento, e teve uma duração de 15 horas, que somadas às 8:00 horas do aquecimento isostérico e dessorção, mais as 3 horas do resfriamento, totalizam 26 horas de operação para fechamento do ciclo.

Teoricamente, de acordo com o diagrama isostérico determinado pelo método termogravimétrico, para a temperatura de evaporação de 5°C , o fluido refrigerante deveria estar totalmente adsorvido quando a temperatura da zeólita atingisse 50°C . Ora, a curva da temperatura de adsorção da Figura (5.7) atinge 50°C nove horas após o início da fase de adsorção e consequentemente teríamos o ciclo fechado em 22:00 horas.

Esta diferença entre o esperado a partir do diagrama isostérico (equilíbrio termodinâmico) e os ensaios experimentais (condições dinâmicas), deve-se à cinética de adsorção.

Tudo indica que na fase de adsorção, a disposição cilíndrica do leito poroso ofereceu resistência à penetração do vapor, principalmente nas partes internas do cilindro. De acordo com Ruthven /62/, a cinética de adsorção de hidrocarbonos em zeólita 13X é governada pela macrodifusão e não pela difusão intracristalina. Daí a importância de dimensionar o adsorvedor de forma a reduzir o caminho a ser percorrido pelo vapor.

O outro fator que limita a cinética de adsorção são as resistências térmicas: do leito poroso, da interface leito poroso/metal e do metal para o exterior.

O isolamento completo do regenerador-adsorvedor, embora favoreça a regeneração diurna, prejudica a cinética de adsorção. Na máquina frigorífica plana, este problema é solucionado com a abertura de janelas durante a noite, permitindo que correntes de ar resfriem o adsorvedor. Em nosso protótipo esta função foi desempenhada pelo tubo de calor, que teve como limitação um baixo coeficiente de troca para o ambiente por estar isolado com o tubo de vidro transparente.

5.1.3.3. Rendimento de Captação, COP Térmico e COP Solar

De posse da evolução das temperaturas no regenerador, massa de água condensada e energia solar incidente, efetuamos o balanço térmico tanto da captação de energia solar pelo concentrador-tubo de calor como da conversão de energia no ciclo frigorífico.

Para atingir esses resultados, nós computamos:

- a) A energia solar incidente, ΔQ_{sol} , a cada 1/2 hora.
- b) O calor sensível utilizado para aquecer as diferentes partes do regenerador durante esse tempo.
 - ΔQ_1 para aquecer as partes metálicas
 - ΔQ_2 para aquecer a zeólita desidratada
 - ΔQ_3 para aquecer a água adsorvida na zeólita
- c) O calor latente ΔQ_L , ou calor isostérico, utilizado para desorver a quantidade de água m condensada durante este intervalo de tempo.

O rendimento de captação e transferência real da máquina frigorífica é a relação do somatório do calor isostérico e sensível utilizado para aquecimento do regenerador pela energia solar incidente no concentrador no tempo considerado:

$$\eta_{CT} = \frac{\Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_L}{\Delta Q_{solar}} = \frac{\sum \Delta Q}{\Delta Q_{solar}} \quad (5.6)$$

O coeficiente de performance da máquina é a relação entre o equivalente em frio da água desorvida (ΔF) e o calor utilizado no regenerador (isostérico e sensível), ou:

$$COP_T = \frac{\Delta F}{\sum \Delta Q} \quad (5.7)$$

O coeficiente de performance solar ou global é a relação entre o equivalente em frio da água desorvida (ΔF) e a energia solar incidente no plano normal ao concentrador:

$$COP_s = \frac{\Delta F}{\Delta Q_{solar}} = \eta_{CT} \times COP_T \quad (5.8)$$

Na Tabela (V.2), apresentamos os cálculos das quantidades provenientes dos resultados experimentais. Esta Tabela contém as colunas seguintes:

1. Tempo
2. Temperatura média da zeólita
3. ΔQ_1 : calor sensível para aquecer a zeólita
4. ΔQ_2 : calor sensível para aquecer a água adsorvida
5. ΔQ_3 calor sensível para aquecer as partes metálicas

FIGURA V.2 - Balanço térmico experimental para o dia 06/08/85

Tempo	Tempera- ra média da Zeolita	Calor Sensível			Calor Latente	Calor Utilizado	Frio Equivalente	Potência Solar	Rendimento de capta- ção e trans- ferência	Coeficiente de perfor- mance Têr- mico	Coeficiente performance Solar
		Zeolita	Água	Metal							
t (h)	T _Z (°C)	ΔQ ₁ (KJ)	ΔQ ₂ (KJ)	ΔQ ₃ (KJ)	ΔQ _L (KJ)	ΣΔ Q (KJ)	ΔF (KJ)	ΔQ _S (KJ)	η _{CT} (%)	COP _T (%)	COP _S (%)
08:00-08:30	47,0	107,7	134,8	34,6	0,00	277,1	0,00	1409,4	19,7	0,00	0,00
08:30-09:00	65,5	86,6	105,6	20,8	104,1	367,1	86,2	1429,2	25,7	23,5	6,0
09:00-09:30	81,5	74,9	86,9	83,2	282,5	527,5	158,0	1432,8	36,8	30,0	11,1
09:30-10:00	92,0	49,2	55,2	27,7	179,8	311,9	100,5	1452,6	21,5	32,2	6,9
10:00-10:30	104,0	56,2	143,5	41,6	256,8	498,1	143,6	1459,8	34,1	28,9	9,8
10:30-11:00	111,0	32,8	33,3	55,4	256,8	378,3	143,6	1470,6	25,7	38,0	9,9
11:00-11:30	127,5	77,2	74,3	48,5	256,8	456,8	143,6	1476,0	30,9	31,4	9,7
11:30-12:00	134,5	32,8	30,2	34,6	205,4	303,0	114,9	1486,8	20,4	38,0	7,7
12:00-12:30	141,5	32,8	30,2	41,6	205,4	310,0	114,9	1472,4	21,1	37,1	7,8
12:30-13:00	147,0	25,7	23,7	27,7	179,8	256,9	100,5	1461,6	17,6	39,1	6,9
13:00-13:30	150,0	14,0	11,0	27,7	179,8	232,5	100,5	1458,0	15,9	43,2	6,9
13:30-14:00	151,5	7,0	5,5	27,7	102,7	142,9	57,4	1459,8	9,8	40,2	3,9
14:00-14:30	157,0	25,7	23,7	27,7	128,4	205,5	71,8	1468,8	14,0	35,0	4,9
14:30-15:00	159,0	9,4	6,6	20,8	128,4	165,2	71,8	1440,0	11,5	43,5	5,0
15:00-15:30	161,5	11,7	8,1	3,5	102,7	126,0	57,4	1407,6	9,0	45,6	4,1
15:30-16:00	159,5	-	-	3,5	51,4	54,9	28,7	1382,4	4,0	52,3	2,1

6. ΔQ_L : calor de dessorção
7. Somatório de $\Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_L$
8. ΔF : Equivalente em frio da massa dessorvida
9. ΔQ_{sol} : Energia solar incidente
10. Rendimento de captação e transferência
11. COP Térmico
12. COP Solar,

O equivalente em frio é obtido pela equação:

$$\Delta F = m \cdot L - m \cdot C_p \cdot (T_{cond} - T_{ev}) \quad (5.9)$$

onde m (g) é a quantidade de água condensada, L o calor latente de evaporação da água a 0°C , C_p o calor específico da água à pressão constante, T_{cond} e T_{ev} são respectivamente as temperaturas de condensação e evaporação, tomadas como constantes com valores iguais a 30 e 0°C .

A quantidade de calor fornecida para a zeólita é dada por

$$\Delta Q_1 = m_z C (\Delta T) \quad (5.10)$$

m_z é a massa de zeólita desidratada no regenerador: $5,5\text{ Kg}$; C é o calor específico da zeólita; ΔT é a diferença de temperatura média da zeólita entre os dois intervalos de tempo.

A quantidade de calor fornecida para aquecer a água adsorvida na zeólita é:

$$\Delta Q_2 = m_a C_o (\Delta T) \quad (5.11)$$

onde m_a é a massa de água adsorvida na zeólita; C_o é o calor específico da água, e ΔT é diferença de temperatura entre os dois tempos.

A quantidade de calor fornecida para aquecer a parte metálica do regenerador é:

$$\Delta Q_3 = m C_p (\Delta T) \quad (5.12)$$

onde m é a massa metálica do regenerador - 18 Kg de latão, C_p é o calor específico e ΔT é a diferença de temperatura da carga externa entre os dois tempos.

O calor latente de dessorção da água entre os dois tempos é dado por:

$$\Delta Q_L = m q_{st} \quad (5.13)$$

onde m é a quantidade de água desorvida; q_{st} é o calor latente de adsorção: varia de 88 a 66 KJ/mol no intervalo de 0 a 25% de concentração. Tomamos para os cálculos o valor médio de 77 KJ/mol ou 4,28 KJ/g.

Exemplo do cálculo das quantidades ΔQ_1 , ΔQ_2 , ΔQ_3 , ΔQ_L e ΔF . Tomemos o caso entre 11:00 e 11:30 horas. A temperatura média da zeólita aumentou de 16,5 °C:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= m_z C \Delta T = 5,600 \times 0,836 \times 16,5 = 77246 = 77,2 \text{ KJ} \\ \Delta Q_2 &= m_a C_o \Delta T = 1196 \times 4,186 \times 16,5 = 74\,318 \text{ J} = 74,3 \text{ KJ} \\ \Delta Q_3 &= m C_p \Delta T = 18000 \times 0,1632 \times 16,5 = 485 \text{ KJ} \\ \Delta Q_L &= m q_{st} = 60 \times 4,28 = 256,8 \text{ KJ} \\ \Delta F &= m \times L - m C_p (T_{cond} - T_{ev}) = 60 \times 2498,0 - \\ &\quad - 60 \times 4,18 \times 30 = 142,8 \text{ KJ} \end{aligned}$$

A eficiência de captação e transferência é mostrada na Figura (5.8.a) em função da temperatura média da zeólita.

O valor médio para o rendimento de captação e transferência calculado para as oito horas de operação da máquina frigorífica foi de 19,5%. Comparando este resultado com o rendimento máximo obtido calorimetricamente (36 %), seção (5.1.1), em condições de operação similares, observamos uma queda no rendimento de quase 50%.

Como a temperatura do evaporador(TC) durante o aquecimento, nos dois ensaios, foi aproximadamente igual, é certo que as perdas térmicas por convecção e irradiação foram similares, portanto a eficiência térmica de captação também permaneceu inalterada, na faixa dos 43%. Consequentemente, a queda do rendimento é de responsabilidade do tubo de calor que teve um aumento de resistência térmica devido à baixa diferença de temperatura entre o evaporador(TC) e condensador(TC), provocado pelas condições de transferência de calor para a fonte fria (zeólita).

Com isto foi possível estimar o rendimento de transferência

médio do tubo de calor em condições reais de operação na máquina frigorífica. Da relação (5.1), temos:

$$\eta_{\text{rc}} = \frac{\eta_{\text{CT}} - 0,195}{0,43} = 0,453 \text{ ou } \eta_{\text{rc}} = 45,3\% \quad (5.14)$$

O rendimento do tubo pode ser considerado alto, tendo em vista a pequena diferença de temperatura entre seus extremos.

Da energia solar total incidente no plano do concentrador, quase 20% é aproveitado pela unidade de refrigeração. O restante é perdido pelos diferentes componentes para a vizinhança.

O valor médio do coeficiente de performance térmico calculado para as oito horas de funcionamento foi de 35,3%. Este resultado pode ser considerado bom comparado com o obtido por Hinotoni /63/ que em condições de laboratório foi de 35% para temperaturas de regeneração e condensação de 150 °C e 30 °C respectivamente. Com a máquina frigorífica plana, Guilleminot e Meunier /11/ obtiveram 32,5% para temperatura máxima de regeneração estimada em 110 °C e de condensação em torno de 32 °C.

A Figura (5.8.b) mostra o COP térmico diferencial em função da temperatura de dessorção. Esta curva confirma a previsão de que o COP térmico ideal (conforme Figura 3.3) é crescente em função da temperatura da fonte quente. Os pontos alternados e dispersos no final da curva devem-se possivelmente ao acúmulo ocasional de condensado no próprio condensador, demorando a atingir o evaporador.

A Figura (5.8.c) mostra o COPsolar em função da temperatura média da zeólita. O comportamento da curva parece ser normal pois o volume dessorvido é crescente à medida que a temperatura do regenerador aumenta, o que pode ser observado até 130 °C, onde temos o valor máximo de 10% para o COP solar. A partir deste instante a dessorção do fluido refrigerante torna-se mais difícil mesmo aumentando a temperatura de regeneração, fazendo com que o COP solar decresça lentamente até atingir o mínimo de 3%. Este decréscimo é devido à diminuição do rendimento de captação-transferência mostrado na Figura (5.8.a).

O COPsolar para este dia de trabalho foi calculado a partir dos valores integrados de ΔF e ΔQ_s , ou seja, $\sum \Delta F = 1518,5 \text{ kJ}$ e $\sum \Delta Q_s = 23160 \text{ kJ}$:

FIGURA 5.08 - (a) Rendimento de captação e transferência; (b) Coeficiente de performance térmico; (c) Coeficiente de performance solar, em função da temperatura média dessorção

$$COP_s = \frac{\sum \Delta F}{\sum \Delta Q_s} = \frac{1518,5}{23160} = 6,5\% \quad (5.15)$$

Os valores do COPs para a máquina plana zeólita/água com condensação à água, situam-se entre 7 a 15% dependendo da área de captação e quantidade de zeólita /9,11/, portanto, o COPs médio apresentado é inferior aos das máquinas frigoríficas de coletores planos.

5.1.4. COP Solar-Médio

As Figuras de (5.9) a (5.14) mostram as curvas de potência incidente no concentrador solar e o volume regenerado, para seis dias de funcionamento da máquina frigorífica, com diferentes condições de insolação. Nos três primeiros dias, o condensador da unidade frigorífica foi resfriado a água e nos três últimos, por convecção natural do ar.

A Tabela (V.3) mostra a energia incidente, o equivalente em frio e o coeficiente de performance solar, calculado de maneira idêntica ao COPs da seção anterior.

Tabela V.3 - Resultados obtidos com o protótipo em vários dias de operação

DIA	CONDENSADOR	Qs (kJ/m ²)	F (kJ/m ²)	COPs(%)
6-8-85	Água	23160	1518,5	6,5
9-8-85	Água	23518	1245,5	5,3
15-10-85	Água	23046	1541,4	6,9
1-10-85	Água	18248	1067,6	5,9
3-10-85	Ar	22420	1186,2	5,3
5-10-85	Ar	20252	1138,8	5,6
18-11-85	Ar	23188	1329,0	5,6

O coeficiente de performance solar médio para o condensador resfriado a água, obtido a partir dos quatro dias de operação foi de 6,2%, enquanto que para o condensador a ar, a média foi de 5,5%. A diferença entre estes valores é relativamente pequena, comprovando que o par zeólita-água está bem adaptado para uso na refrigeração à base de convecção natural.

O valor do COPs de 5,3% no dia 9/8/85, para o condensador

FIGURA 5.09 - Funcionamento da máquina com condensação a água em (15/10/85). Energia incidente (23 045 KJ); Frio equivalente (1 541 KJ); $COP_s = 6,9\%$

FIGURA 5.10 - Funcionamento da máquina com condensação a água em 09/08/85. Energia incidente (23 518 KJ); frio equivalente (1 245 KJ); COP_s (5,3%)

FIGURA 5.11 - Funcionamento da máquina com condensação à água em (01/10/85). Energia incidente (18 248 KJ); Frio equivalente (1 067 KJ); $COP_s = 5,9\%$

FIGURA 5.12 - Funcionamento da máquina frigorífica com condensação a ar em (18/11/85). Energia incidente (23 188 KJ); Frio equivalente (1 329 KJ); $COP_s = 5,6\%$

FIGURA 5.13 - Funcionamento da máquina com condensação a ar em (05/10/85). Energia incidente (20 252 KJ); frio equivalente (1 138 KJ); COP_s (5,6%)

FIGURA 5.14 - Funcionamento da máquina com condensação a ar em 03/10/85. Energia incidente (22 420 KJ); frio equivalente (1 186 KJ); COP_s (5,6%)

resfriado a água, destoou dos demais resultados em razão do alto grau de poeira depositada na superfície espelhada do concentrador, o que foi permitido propositadamente no sentido de verificar a queda no rendimento. Coletores concentradores só são capazes de aproveitar a componente direta da radiação solar e, como o pó depositado tem a característica de difundir a radiação, o rendimento de captação do concentrador diminui. Segundo dados de algumas indústrias que produzem comercialmente este tipo de concentrador, algumas lavagens anuais da superfície espelhada são suficientes para contornar este problema.

As curvas de volume regenerado dos dias (06-8-85) e (15-10-85), ambos com condensação a água, mostram o bom desempenho do tubo de calor e consequentemente da máquina, em relação à declinação solar. Afora os dois dias dos equinócios (quando o evaporador do tubo fica inteiramente iluminado), podemos ter declividades negativas ou positivas. Quando a declividade solar é positiva, sentido equinócio de março - solstício de inverno - equinócio de setembro, a iluminação do tubo de calor não é completa e a luz concentrada é deslocada para o Sul, deixando o extremo Norte do evaporador na sombra. Esse deslocamento varia de dia para dia e atinge o ponto crítico no dia de declinação máxima: solstício de inverno. Quando a declinação é negativa, sentido equinócio de setembro - solstício de verão - equinócio de verão, o deslocamento da imagem iluminada inverte de sentido, deixando de focalizar na parte Sul do evaporador(TC).

Como o fluido de trabalho do tubo de calor retorna por gravidade acumulando-se no extremo inferior do evaporador, temíamos que no período em que a declividade solar fosse positiva, o tubo de calor apresentasse problemas de transferência de calor, devido à não iluminação do extremo do evaporador, retardando o início do funcionamento da máquina. Os tempos iniciais de condensação nas Figuras (5.4) e (5.9), correspondentes a dias de declinação solar positiva e negativa, respectivamente, diferiram apenas de meia hora, mostrando que a disposição polar e o tubo de calor utilizado estão bem adaptados para um bom funcionamento em base anual.

5.1.5. Análise comparativa de custos

A diferença do COPs médio obtido neste trabalho (6,2%, para quatro dias, condensador a água), e os valores médios citados na literatura para coletores planos (entre 7 e 15%) pode ser relativizada se forem consideradas a área de captação e a quantidade de zeólita contida nestes dois tipos de máquina frigorífica.

O custo total pode da máquina frigorífica solar pode ser expresso pela equação:

$$CT = C_c.A_c + C_z.M_z + RCE \quad (5.16)$$

onde C_c é o custo do coletor por unidade de área, A_c é a superfície de captação, C_z é o custo unitário da zeólita, M_z é a massa de zeólita e RCE é o custo do regenerador, condensador e evaporador.

Admitindo que os custos da geladeira - regenerador, condensador e evaporador - são aproximadamente iguais para as máquinas utilizando coletores planos ou concentradores, o custo vai variar sobretudo em função da área de captação e da massa de zeólita utilizada. O termo RCE será portanto desprezado desta análise e o custo a ser estudado aqui será:

$$CMA = C_c.A_c + C_z.M_z \quad (5.17)$$

O efeito frigorífico gerado é função da potência solar aceita pela área de captação (W/m^2), do COPsolar e da área de captação ou, em base anual,

$$W = I \text{ COPs } 24 \cdot 365 A_c \quad (5.18)$$

Assim, em base de operação anual, o custo por energia gerada é:

$$CA = \frac{r \times CMA}{I \text{ COPs } A_c 24 \cdot 365} \quad (5.19)$$

onde:

CR = contribuição do custo de capital em relação ao custo por unidade de energia gerada;

CMA = custo em dólares;

r = percentagem do custo do capital ao ano;

COPsolar = coeficiente de performance solar;

I = potência média anual da radiação solar incidente.

Nosso protótipo será comparado com as seguintes máquinas frigoríficas planas:

Gilleminot /11/ - Coletor plano especial (revestimento seletivo)

0,8 m² de captação

23,3 Kg de zeólita

COPs = 7,5%

Massa de zeólita por área: 29,2 kg/m².

Meunier /61/ - Coletor plano especial (revestimento seletivo)

20,3 m² de captação

305 Kg de zeólita

COPs = 9,6%

Massa de zeólita por área: 15 kg/m².

Tchernev /6/ Coletor plano simples

1 m² de captação

50 Kg de zeólita

COPs = 15%

Massa de zeólita por área: 50 kg/m².

Tomaremos como base para os cálculos os seguintes custos de coletores solares (conforme tabela III.1):

Coletor plano simples: 80 US\$ por metro quadrado;

Coletor plano especial: 150 US\$ por metro quadrado;

C.C.P. : 200 US\$ por metro quadrado.

O custo da zeólita atual no mercado nacional (produto importado) será tomado como US\$ 19,00 o quilo.

Assim, para uma intensidade $I = 0,1 \text{ KW/m}^2$ e $r = 15 \%$, para uma economia isenta de inflação e para uma vida útil de 15 anos de operação, a contribuição do custo de capital em relação ao

custo por unidade de energia gerada, para os 4 protótipos, é:

Protótipo	CMA (US\$)	CA (US\$/KWh)
Guilleminot	563	1,6
Meunier	8840	0,77
Tchernev	1030	1,17
C.C.P.	305	0,84

Na Europa ou nos Estados Unidos, o kg de zeólita apresenta um custo aproximado de US\$ 12. Nestas condições temos, para os quatro modelos:

Protótipo	CMA (US\$)	CA (US\$/KWh)
Guilleminot	400	1,14
Meunier	6705	0,6
Tchernev	680	0,68
C.C.P.	266	0,73

Evidentemente, estes números servem apenas para uma análise comparativa, uma vez que o COPsolar tomado não é uma média anual.

O protótipo estudado (CCP), sendo o que apresenta a menor razão (massa de zeólita)/(área de captação), é o que cicla a maior quantidade de fluido por quilo de zeólita.

O protótipo de Meunier, com 15 kg/m^2 , foi realizado após o estudo do protótipo de Guilleminot, que utilizou 29 kg/m^2 . Esta redução permitiu um aumento da temperatura máxima de dessorção de cerca de 92°C para cerca de 130°C (valores médios), com o ciclo passando a operar em condições mais próximas do ótimo previsto no capítulo 3. Esta otimização refletiu-se, naturalmente, numa diminuição do custo do frio produzido.

O protótipo de Tchernev, que optou por um sistema de captação barato e uma grande quantidade de zeólita por unidade de área, é penalizado pelo custo da zeólita, sendo menos interessante que o protótipo de Meunier. No caso da zeólita importada, nosso protótipo é mais vantajoso. Embora acreditemos que a combinação (muita zeólita) + (coletor barato) seja uma idéia interessante quando a zeólita é barata, o valor do COPsolar alegado pelo autor parece não ser representativo (um dia de medida).

Analisando a primeira tabela (zeólita importada), observamos que nosso protótipo só perde para o protótipo de Meunier (sistema já otimizado com base no de Guilleminot). Quanto à segunda tabela, nosso protótipo passa a perder também para o de Tchernev. O custo de US\$ 200/m² para o C.C.P. supõe bombeamento do fluido de trabalho. A utilização do tubo de calor certamente reduzirá este custo.

É importante destacar que nosso protótipo não encontra similares na literatura, devendo ainda ser otimizado. A massa metálica do regenerador pode ser consideravelmente reduzida sem prejuízo para a transferência de calor. A relação entre a massa de zeólita e a área de captação (5,5 kg/m²) deve ser estudada: é possível que o valor ótimo seja superior ao utilizado no protótipo.

A utilização do tubo de calor no foco do concentrador não requer nenhum compromisso entre a razão (kg zeólita/área de captação) e a razão de concentração - como seria o caso para um regenerador cilíndrico situado no foco do concentrador /14/. Assim, a otimização do nosso protótipo passa pela busca de uma razão ótima (kg de zeólita/ área de captação) em função da razão de concentração, e isto com total liberdade de variação destas grandezas.

O grupo de pesquisas de Meunier e Guilleminot, a partir de 1984, tem se dedicado ao estudo do par carvão ativo-metanol, cujos resultados têm-se mostrado mais promissores que os do par zeólita-água para coletores planos. Como já vimos, os pares carvão ativo metanol são indicados para condições de operação favoráveis (condensador a água, bom resfriamento noturno).

Dai acreditarmos que um estudo de otimização de nosso protótipo seja interessante para condições de operação menos favoráveis tais como condensadores a ar, noites quentes e úmidas, típicas de várias regiões do nosso país.

5.2. Caracterização do piranômetro e pireliômetro

5.2.1. Constante de Tempo

As Figuras (5.15.a,b,c) mostram respectivamente as curvas experimentais do aquecimento e resfriamento do piranômetro, a três intensidades de luz. Nas ordenadas está representado o sinal gerado na saída do aparelho, enquanto que nas abscissas está o tempo de exposição. A Figura (5.16) mostra o mesmo tipo de resultado para o pireliômetro.

Entendemos o tempo de resposta de uma termopilha como sendo o tempo decorrido entre o recebimento do estímulo e o equilíbrio final, no caso de aquecimento, ou o tempo decorrido entre a perda deste estímulo até atingir-se um sinal nulo, no caso de resfriamento.

As curvas mostram que a dependência temporal do sinal gerado, tanto na fase de aquecimento como no resfriamento, é exponencial do tipo $\xi_a = \xi_0(1 - e^{-t/\tau})$ e $\xi_r = \xi_0 \exp(-t/\tau)$. Portanto a constante de tempo dos instrumentos corresponde a 63% (aquecimento) ou 37% (resfriamento) do tempo de resposta das curvas experimentais. Os valores observados nas três curvas para o piranômetro foram:

- tempo de resposta: 5 s
- constante de tempo: 1,2 s

Para o pireliômetro temos:

- tempo de resposta: 16 s
- constante de tempo: 2,8 s

A simetria das curvas nas fases de aquecimento e resfriamento demonstra que a transferência de calor é igualmente rápida durante o aquecimento ou resfriamento da termopilha, independente do nível de intensidade da luz incidente. Segundo Ewine /64/ esta é uma característica importante num sensor térmico: uma pequena inércia térmica do sensor possibilita uma resposta correta a regimes transitórios da radiação incidente.

Observando as linhas de base de qualquer das curvas das Figuras (5.15) e (5.16), constatamos que o sinal de resposta dos instrumentos nunca atingiu valores negativos (abaixo de zero

FIGURA 5.15 - (a) Curvas de aquecimento e resfriamento do piranômetro

FIGURA 5.15 - (b) Curvas de aquecimento e resfriamento do piranômetro

FIGURA 5.15 - (c) Curvas de aquecimento e resfriamento do piranômetro

FIGURA 5.16 - Curvas de aquecimento e resfriamento do pireliômetro

BIBLIOTECA DO INSTITUTO DE FÍSICA E QUÍMICA DE SÃO CARLOS - USP
FÍSICA

FIGURA 5.17 - Curvas comparativas de aquecimento e resfriamento entre o piranômetro e o piranômetro padrão Eppley (preto-branco)

milivolts). Ou seja, não houve inversão do gradiente de temperatura. Isto se deve ao equilíbrio gradativo das temperaturas das superfícies preta e/ou branca das termopilhas.

Os resultados obtidos para a constante de tempo e tempo de resposta foram melhores para o piranômetro. Sua termopilha, do tipo diferencial (preta-branca) mostrou-se sensivelmente mais rápida que a termopilha preta do pireliômetro. Considerando que o material absorvedor é o mesmo (mica) e que a película preta nas duas termopilhas é também do mesmo material, esta diferença deve-se provavelmente ao princípio de funcionamento e aos aspectos construtivos dos extratores de calor usados nos dois sensores.

As constantes de tempo, comparadas aos valores apresentados para outros instrumentos /51,52,65/, estão entre as melhores, principalmente a do piranômetro que é comparável ao Eppley de precisão, cujo valor é de 1 s.

Para efeito de comparação, na Figura (5.17) são mostradas as respostas do piranômetro branco-preto da Eppley e do desenvolvido por nós. O Eppley preto-branco é, aproximadamente, 3 vezes mais lento.

5.2.2. Efeitos da Temperatura Ambiente e Convecção

Na Figura (5.18) é mostrada a resposta do piranômetro em função da temperatura ambiente, para o instrumento que desenvolvemos e para o padrão (Eppley preto-e-branco). Os comportamentos dos sinais foram aproximadamente iguais e flutuações comuns são devidas à variação de voltagem da rede elétrica que alimentava a luminária.

Na Figura (5.19) a mesma comparação é feita para verificar a influência de correntes convectivas. O efeito da convecção na resposta do nosso piranômetro é similar ao Eppley. Nenhuma diferença significativa nas curvas dos dois instrumentos foi verificada para velocidades de vento até 4 m/s.

Os resultados obtidos para esses efeitos podem ser considerados muito bons: o erro estimado para o nosso piranômetro é de 1,5% no intervalo de 25 a 45 °C e também de 1,5% para velocidades de convecção até 4 m/s. Estes valores estão dentro da faixa de valores apresentados classificação da seção (2.4.2) sem a necessidade de se introduzir compensadores de temperatura, o

FIGURA 5.18 - Curvas representando os sinais gerados nos dois piranômetros para uma intensidade de luz fixa em resposta ao aumento da temperatura ambiente até 45 °C

FIGURA 5.19 - Curvas representando os sinais gerados nos dois piranômetros para uma intensidade de luz fixa em resposta à convecção forçada de ar com velocidade de 2 a 4 m/s

que não é o caso do padrão Eppley preto-e-branco.

5.2.3. Linearidade e constante de calibração

Os sinais gerados pelo piranômetro e pireliômetro foram relacionados com os sinais dos instrumentos padrão através de equação de regressão linear do tipo:

$$mV = a + b \cdot mV(\text{Eppley}) \quad (5.20)$$

Para o piranômetro a análise da regressão é apresentada abaixo:

Número de pontos: 212

R^2 : 0,9982

Coeficiente a: 0,0088

Coeficiente b: 0,273

Desvio: 1,43 %

O diagrama de dispersão referente a esta regressão é mostrado na Figura (5.20).

A equação (5.20) pode ser escrita da forma:

$$mV = 0,0088 + 0,273 \cdot mV(\text{Eppley}) \quad (5.21)$$

e a constante de calibração é obtida substituindo a constante de calibração do piranômetro Eppley ($11,46 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W}$) na equação (5.20) levando a:

$$k1 = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W} \quad (5.22)$$

Para o pireliômetro a análise da regressão é a seguinte:

Número de pontos: 38

R^2 : 0,9986

Coeficiente a: 0,0037

Coeficiente b: 0,3691

Desvio: 1,6 %

O diagrama de dispersão dos dois sinais é mostrado na Figura (5.21). A constante de calibração, obtida de forma análoga à do piranômetro, é:

$$k2 = 4,22 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W} \quad (5.23)$$

FIGURA 5.20 - Diagrama de dispersão referentes aos impulsos (mV) entre o piranômetro e o Piranômetro padrão para vários dias de medidas

FIGURA 5.21 - Diagrama de dispersão referentes aos impulsos (mV) entre o pireliômetro e o pireliômetro padrão para um dia de medida

Os resultados obtidos referentes a linearidade podem ser considerados muito bons, uma vez que os valores de 1,43 % e 1,6 % enquadram-se dentro dos limites da classificação estabelecida pela Organização Mundial de Meteorologia (seção 2.4.2). As constantes de calibração foram consideradas normais diante do número de junções e área das termopilhas construídas.

A termopilha do piranômetro da Eppley é constituída de 50 junções e a área de absorção é exatamente o dobro da desenvolvida por nós. A ordem de grandeza da constante de calibração obtida é comparável à dos antigos piranômetros Eppley de mesmo modelo.

Não foram ainda realizados testes com a termopilha de 40 junções no pireliômetro, mas ensaios feitos em laboratório, indicam que o sinal do circuito de 24 junções será amplificado de aproximadamente 1,7 vezes.

Por isto estamos desenvolvendo atualmente termopilhas do tipo preto-branco radial com 60 pares termoelétricos, como pode ser observado na Figura (5.22).

FIGURA 5.22 - Termopilhas radiais com 60 pares termoelétricos, em dois tamanhos.

VI. CONCLUSOES

6.1 - Máquina frigorífica solar

* Um protótipo de geladeira solar a adsorção utilizando o par zeólita-água foi projetado, construído e testado com sucesso.

* O sistema de captação e transferência utilizado foi a combinação de um concentrador cilíndrico parabólico com um tubo de calor. Esta combinação, que no nosso conhecimento não apresenta similares na literatura para aplicação em geladeiras a adsorção, pode ser interessante também para aquecimento de água industrial.

* A temperatura atingida no foco do concentrador foi da ordem de 225°C . A eficiência de captação e transferência, com o condensador do tubo de calor próximo à temperatura ambiente, foi de 36%.

* Para temperaturas máximas de regeneração da ordem de 150°C , a eficiência de captação foi cerca de 43% e a eficiência do tubo foi de 50%, com uma eficiência de captação-transferência próxima de 20%.

* O coeficiente de performance térmico do ciclo de refrigeração foi em torno de 35 %.

* O coeficiente de performance solar médio do protótipo foi de 6,2% para condensador a água e de 5,5% no caso de condensador a ar.

* No melhor dia de funcionamento, com um $\text{COP}_{\text{solar}}$ de 6,9%, a quantidade de frio disponível foi de 1541 kJ, ou o equivalente ao calor de solidificação de 4,6 kg de gelo por metro quadrado e por dia.

* A eficiência do protótipo pode ser melhorada mediante uma redução da elevada massa metálica do regenerador (mais de três vezes superior à massa de zeólita nele contida). A massa de zeólita deve também ser otimizada em função da área de captação e

do fator de concentração.

* O sistema eletro-mecânico de rastreamento desenvolvido, de baixo custo, mostrou-se preciso e fiável, podendo funcionar com uma bateria ou com um pequeno painel fotovoltaico. Testes de longa duração, no entanto, são necessários para comprovar esta fiabilidade.

* A análise de custos mostra que a utilização do C.C.P. é viável no Brasil, devido ao preço elevado da zeólita importada. Tendo em vista a otimização do sistema proposto, é possível que ele guarde seu interesse económico ainda no caso de um barateamento da zeólita no mercado nacional.

* Em regiões onde as condições de operação da máquina são difíceis (condensador a ar, difícil resfriamento noturno) o par zeólita-água mostra-se mais interessante que os pares carvão-ativo-metanol. Neste caso, a teoria prevê um ótimo de funcionamento para temperaturas de regeneração elevadas, o que justificou a escolha de um coletor concentrador. No entanto, a utilização de outras fontes alternativas de energia, como lenha ou biogás, parece interessante. Além de não depender da meteorologia, a máquina teria seus custos reduzidos e apresentaria maior flexibilidade de utilização. Estamos atualmente trabalhando nesta direção.

6.2 Termopilhas e aplicações

* O método de evaporação desenvolvido para obtenção dos circuitos termoelétricos mostrou ser simples e eficiente na construção de termopilhas do tipo diferencial e somente preta.

* Numa evaporadora como a que utilizamos é possível a obtenção de até 100 unidades em cada ciclo de evaporação, resultando numa grande economia de material e mão de obra.

* O método de evaporação permite grande flexibilidade na escolha do tipo de substrato e dos dois metais usados no circuito termoelétrico, desde que seja possível executar o depósito sem alterar as características físicas dos dois metais.

* O método de evaporação permite que o número de pares termoelétricos, bem como a área de absorção e a geometria do

circuito, sejam estabelecidos previamente, de acordo com a aplicação da termopilha.

* As características gerais do piranômetro foram as seguintes:

$$\text{Sensibilidade} = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W}$$

$$\text{Tempo de Resposta} = 1,2 \text{ segundos (63,2 \%)}$$

$$\text{Efeito de temperatura e convecção} = 1,5 \%$$

$$\text{Linearidade} = 1,43 \%$$

* As características gerais do pireliômetro foram as seguintes:

$$\text{Sensibilidade} = 4,22 \cdot 10^{-6} \text{ V.m}^2/\text{W}$$

$$\text{Tempo de resposta} = 2,8 \text{ segundos (63,2 \%)}$$

$$\text{Linearidade} = 1,6 \%$$

* De acordo com os critérios estabelecidos pela Organização Mundial de Meteorologia e as características do piranômetro e pireliômetro construídos, podemos classificá-los como de 2a. classe. Outras características como estabilidade, seletividade e resposta ao cosseno deverão ainda ser estudadas.

APENDICE I

DESENVOLVIMENTO DE UM COLETOR PLANO COM
REVESTIMENTO SELETIVO DE OXIDO DE ALUMINIO-NIQUEL

1.1. Introdução

O coletor plano é o mais conhecido e pesquisado de todos os tipos de coletores solares existentes. Entretanto, devido à baixa temperatura de operação, esse coletor não atende a uma larga faixa de demanda térmica industrial, ficando restrito ao emprego em aquecimento residencial e habitações coletivas.

Diversos métodos têm sido propostos no sentido de se aumentar as temperaturas de operação deste coletor e dentre estes está o da superfície absorvedora seletiva. Uma fina camada aplicada na superfície do absorvedor proporciona características de alta absorptância nos comprimentos de onda da radiação solar incidente e baixa emitância para os comprimentos de onda maiores. Assim, a função principal deste revestimento é a de minimizar as perdas por irradiação do absorvedor a médias e altas temperaturas, aumentando consequentemente a eficiência térmica do coletor.

Existem muitos tipos de revestimento seletivo, por exemplo: níquel-preto, cromo-negro, cobre-negro, ferro-negro, zinco-negro e outros, mas o cromo-negro é o que vem sendo mais utilizado comercialmente. Os fatores determinantes desta preferência estão ligados às propriedades seletivas (absortividade e emissividade) do filme, à sua estabilidade térmica e química, bem como à sua temperatura de estagnação alta, muito embora este filme seletivo tenha a desvantagem de apresentar um alto custo de fabricação.

O custo de fabricação de um coletor plano depende fundamentalmente de dois parâmetros: a eficiência térmica e o peso por unidade de área, o qual influi na instalação e manutenção do coletor. Assim, numa produção em série, o custo diminui em caso de aumento da eficiência ou redução da massa por unidade de volume. Fazer revestimento seletivo com intuito de aumentar a eficiência, a custos muito elevados, e reduzir simultaneamente a área de captação, pode não ser economicamente interessante.

Uma solução para a redução dos custos de fabricação do coletor plano seria então a obtenção de um revestimento seletivo de baixo custo utilizando como substrato, por exemplo, o alumínio comercial, que é um metal leve de boa qualidade térmica.

Recentemente entre nós (1985), foi desenvolvido por Gallo, N.J.H. /66/, um método de obtenção de superfície seletiva tendo como substrato o alumínio e que possui as seguintes características: simplicidade de execução para produção em larga escala, utilização de soluções eletroquímicas diluídas e aplicação de baixa densidade de corrente para diminuição dos custos, utilização de chapas de alumínio comercial sem elevado grau de pureza, estabilidade térmica a temperaturas relativamente altas, grande resistência à corrosão e boas propriedades seletivas.

Existe portanto um interesse de se desenvolver este tipo de coletor afim de que testes experimentais levem a modelos otimizados. Este trabalho teve como objetivo principal testar experimentalmente a superfície seletiva desenvolvida por Gallo, N.J.H., num coletor solar plano.

1.2 Obtenção do revestimento seletivo

O revestimento seletivo nas placas de alumínio, de acordo com o método de Gallo N.J.H., consiste de três etapas: 1- preparo do substrato; 2- produção das camadas de óxido de alumínio e 3- pigmentação das camadas de óxido de alumínio com solução de níquel.

Este método estabelece as condições experimentais ótimas para se obter o revestimento seletivo de óxido de alumínio com propriedades seletivas de absortância=0,95 e emissividade=0,1 na temperatura de 100 °C em placas de alumínio de pequeno porte. Constam destas condições experimentais: a temperatura e tempo de imersão na fase de preparação do substrato; temperatura da solução, relação entre as áreas (catódica e anódica), temperatura de imersão e distância entre eletrodos na fase de produção do filme de óxido de alumínio; tensão entre eletrodos, relação entre áreas, tempo de imersão e distância entre eletrodos na fase de pigmentação com níquel.

Para placas de alumínio de áreas maiores, testes

preliminares mostraram que durante a fase de pigmentação com solução de níquel, os parâmetros de seletividade sofriam pequenas variações quando variávamos o tempo de imersão e a distância entre eletrodos, dentro do próprio intervalo recomendado pelo método.

Assim sendo, foi necessário encontrar as condições experimentais ideais para a obtenção do filme seletivo e posterior aplicação nas placas de alumínio que seriam utilizadas no coletor.

I.2.1 Preparação do substrato

Antes de qualquer tipo de oxidação anódica sobre o alumínio sua superfície deve estar isenta de substâncias gordurosas, para que o eletrólito molhe uniformemente essa superfície e a camada produzida seja de boa qualidade. Para este fim, vários procedimentos podem ser adotados e o mais simples consiste na imersão das peças em solução de NaOH.

Com este objetivo construímos uma cuba em aço inoxidável com capacidade de 40 litros, onde preparamos uma solução de NaOH com concentração de 100 g/l. O tratamento foi realizado nas placas de alumínio com as seguintes condições de operação:

- Temperatura: ambiente
- Tempo de imersão: 1 minuto.

Após cada tratamento as peças foram exaustivamente lavadas com água corrente fria.

I.2.2 Produção de camadas finas de óxido de alumínio

Para a obtenção da camada de óxido de alumínio nas placas de alumínio, preparamos na cuba de aço inoxidável 35 litros de solução de H_3PO_4 com concentração de 4% em peso ou 41 g/l. Como contra eletrodo utilizamos uma placa de aço inoxidável cuja área foi aproximadamente igual à área da placa de alumínio a ser anodizada.

As placas foram anodizadas com as seguintes condições de operação:

- Temperatura da solução: ambiente
- Relação entre áreas anódica/catódica: 1/1
- Distância entre eletrodos: 7 cm

- Tempo de imersão: 40 minutos
- Tensão entre eletrodos: 10 V (dc)
- Contra eletrodo: aço inoxidável.

Após anodização as placas de alumínio foram lavadas em água corrente e secas ao ar.

I.2.3 Pigmentação das camadas de óxido de alumínio com solução de níquel.

Após a anodização das placas de alumínio, preparamos um novo banho com 40 litros de solução de acetato de níquel (30 g/l) e ácido bórico (40 g/l) para a pigmentação.

Diferentes condições de operação foram estudadas dentro dos intervalos recomendados. Várias placas de alumínio passaram pelos mesmos tratamentos durante as duas primeiras etapas do método e na terceira, para algumas placas, fixamos o tempo de imersão e variamos a distância entre os eletrodos e, para outras, fixamos a posição e variamos os tempos de imersão. Os resultados obtidos são mostrados nas Figuras (I.1) e (I.2). As condições de operação finalmente adotadas foram:

- Tensão entre eletrodos: 10 V (dc)
- Contra eletrodo: aço inoxidável
- Relação entre áreas: 1/1
- Tempo de eletrólise: 11 minutos
- Distância entre eletrodos: 3 cm.

As placas foram pigmentadas e, posteriormente, foram lavadas em água corrente e secas ao ar.

I.3 Caracterização ótica

I.3.1 Medidas de refletância

I.3.1.1 Refletância: Infra-vermelho médio

As medidas de refletância em função do comprimento de onda para a região do infra-vermelho médio (2,5 - 25 micrometros) foram realizadas utilizando-se espectrofotômetro Perkin-Elmer modelo 180 acoplado com acessório de refletância especular.

A calibração inicial para verificação de máximo e mínimo de reflexão (0 - 100%) foi realizada com espelho de alumínio fornecido pela Perkin-Elmer como parte integrante do acessório.

FIGURA I.1 - Refletância do revestimento seletivo em função do comprimento de onda para distância de 3 cm e tempo de 7,9 e 11 minutos

FIGURA I.2 - Refletância do revestimento seletivo em função do comprimento de onda para o tempo de 11 minutos e distâncias de 7 e 3 cm

FIGURA I.3 - Refletância do revestimento Al_2O_3 em função do comprimento de onda para as condições $t = 11$ minutos e distância 3 cm

1.3.1.2 Refletância visível e infra-vermelho próximo

As medidas de refletância em função do comprimento de onda para as regiões do visível e infra-vermelho próximo (0,36 - 2,5 micrometros), foram realizadas utilizando-se espectrofotômetro Cory-17 acoplado com sistema de refletância construído no Departamento de Física e Ciências dos Materiais do Instituto de Física e Química de São Carlos.

Utilizando-se este sistema as medidas de refletância podem ser tomadas com ângulos de 75° ou $52,5^\circ$, o que possibilita a verificação de possíveis variações na refletividade em função do ângulo de incidência da radiação.

Para calibração inicial utilizou-se o mesmo espelho de alumínio fornecido pela Perkin-Elmer em seu acessório.

Para modificar o ângulo de incidência da radiação, o espelho plano removível era retirado e em seu lugar era colocada a amostra cuja refletância se desejava determinar.

1.3.2 Determinação da absorptância e da emitância

A absorptância e a emitância térmica das superfícies seletivas foram determinadas através de medidas de refletância das placas em função do comprimento de onda.

De posse das curvas de refletância em função dos comprimentos de onda, os valores da absorptância e da emitância foram calculadas através das equações:

$$\alpha(\lambda, T, \theta, \phi) = 1 - R(\lambda, T, \theta, \phi) \quad (1.1)$$

para $R(\lambda, T, \theta, \phi)$ entre $0,35 - 2,5 \mu m$

$$\epsilon(\lambda, T, \theta, \phi) = 1 - R(\lambda, T, \theta, \phi) \quad (1.2)$$

para $R(\lambda, T, \theta, \phi)$ entre $2,5 - 25 \mu m$

são respectivamente a absorptância, emitância e refletância para cada comprimento de onda (λ), temperatura (T), ângulo de incidência em relação à normal (θ) e ângulo azimutal medido no plano da superfície (ϕ).

A técnica utilizada para determinar os valores de R (nos intervalos 0,36 a 2,5 micrometros e 2,5 a 25 micrometros), foi o método gráfico de comprimento de onda distorcido /67/ e nos cálculos de emitância, usamos valores de R correspondentes a uma temperatura de 100°C . Portanto a emitância de nossas medidas refere-se a esta temperatura.

1.3.3 Escolha dos parâmetros seletivos (absortância e emitância)

A Figura (I.1) mostra a curva de refletividade em função do comprimento de onda, para tempos de imersão iguais a 7, 9 e 11 minutos, conservando-se a distância entre eletrodos fixa em 3 cm. Os valores da emitância para temperatura de 100°C foram 0,12, 0,14 e 0,16 respectivamente.

A Figura (I.2) mostra a curva de refletividade em função do comprimento de onda, para distâncias entre eletrodos de 3 e 7 cm. As emitâncias a 100°C foram 0,16 e 0,13, respectivamente.

Para as mesmas placas, foram também determinados os valores da absortância e a que apresentou o melhor resultado está representada na Figura (I.3). O valor da absortância foi de 0,96 e correspondeu à placa obtida com tempo de imersão de 11 minutos e distância entre eletrodos de 3 cm, cuja emitância foi de 0,16.

A escolha do par absortância-emitância depende da temperatura de operação do absorvedor. Estabelecemos que a temperatura de operação seria em torno de 80 graus centígrados. Para uma temperatura entre 60 e 100 graus centígrados, o ganho de eficiência permanece praticamente constante com o aumento do fator de seletividade de 6 a 12 /69/. Como em nossos testes o fator de seletividade (ou seja, a razão absortância/emitância) está próximo de 6, umas superfícies ganhando no valor da absortância e perdendo no valor da emitância e vice-versa, optamos pelo par absortância=0,96 e emissividade=0,16 cujo fator de seletividade é 6 e onde ambos os valores estão equilibrados.

I.4 Estrutura do coletor

O coletor plano desenvolvido consiste de uma caixa externa de alumínio e um absorvedor plano com revestimento seletivo de óxido de alumínio.

FIGURA I.4 - Esquema de circulação do fluido no coletor

FIGURA I.5 - Coletor plano construído com revestimento seletivo de Al_2O_3

O absorvedor é composto de quatro conduites de alumínio, cada qual com 10 cm de largura por 80 cm de comprimento, totalizando uma área útil de $0,32 \text{ m}^2$ para a captação de radiação.

Na primeira etapa da construção os quatro perfis de alumínio comercial foram devidamente preparados, de maneira que pudessem ser montados na forma de superfície e permitissem a circulação do fluido de trabalho após receberem o revestimento seletivo. A segunda fase consistiu em se obter o revestimento seletivo sobre cada uma das placas. A última etapa consistiu na montagem das placas e do sistema de circulação do fluido. As placas foram presas com parafusos e os conduites de circulação do fluido foram fechados com placas de alumínio presas com resina resistente a altas temperaturas.

Após a montagem, o absorvedor foi fixado dentro da caixa com parafusos isolados com teflon. A base e as laterais foram também isoladas com mantas térmicas próprias para altas temperaturas, fornecidas pela Carborundum com nome comercial de Fibcefrax.

A cobertura superior foi feita com duas placas de vidro comum de 3 mm de espessura com espaçamento de 3 cm. A distância entre a segunda chapa de vidro e a placa absorvedora foi também de 3 cm.

O fator limitante da escolha da área do perfil que forma o absorvedor, foi a fonte estabilizada de tensão utilizada para a anodização das superfícies. O número pequeno de placas (quatro) deveu-se à dificuldade de encontrar tais perfis no comércio ou junto ao fabricante.

As Figuras (I.4) e (I.5) mostram em detalhes a seção e o sistema de circulação do fluido de trabalho no coletor.

1.5 Metodologia das medidas

Para se medir o calor útil fornecido pelo coletor solar montamos uma bancada de testes (Figura I.6) com os seguintes componentes:

- O coletor solar orientado N-S com 33° de inclinação
- um sistema estabilizador de vazão
- um regulador de fluxo
- um anemômetro
- três termômetros

- uma proveta
- um cronômetro.

Para as medidas de radiação global incidente, instalamos um piranômetro Eppley modelo PSP, posicionado no mesmo plano do coletor.

A circulação do fluido de trabalho (água) foi mantida devido à diferença de pressão criada pelo desnível entre o reservatório instalado a uma altura de 3 metros e o coletor. Para garantir uma vazão aproximadamente constante, foi adicionado dentro do reservatório um vertedouro cuja função era de manter constante o nível da água dentro do reservatório.

Dentre os testes realizados com o coletor, selecionamos o do dia 29/06/1985, Neste dia de céu aberto, das 11:00 à 12:20 horas, determinamos a eficiência térmica do coletor em função da temperatura de operação. As variações na intensidade de radiação foram pequenas neste intervalo, de forma que pudemos desprezar o termo referente à inércia térmica do coletor.

Para a obtenção dos dados procedeu-se da seguinte maneira: uma resistência ligada a um Variac foi instalada dentro do estabilizador de vazão, com o objetivo de aquecer a água dentro do reservatório antes de sua entrada dentro do coletor, sempre conservando a vazão aproximadamente constante. Em intervalos de 5 minutos fez-se a leitura da radiação incidente, da vazão, das temperaturas de entrada e saída do fluido no coletor, temperatura ambiente e velocidade do vento. Após as medidas, era aumentada a potência fornecida à resistência dentro do reservatório provocando um novo aumento na temperatura de entrada do fluido no coletor, aguardava-se um tempo de 5 minutos e novas medidas eram realizadas.

De posse dos dados, a energia útil extraída do coletor foi calculada como:

$$Q_u = \dot{m} C (T_s - T_e) \quad (1.3)$$

onde:

- T_s - é a temperatura do fluido medida na saída do coletor;
- T_e - é a temperatura do fluido medida na entrada do coletor;
- C - é o calor específico do fluido a pressão constante;
- $\dot{m}$ - é o fluxo mássico medido na saída do coletor.

FIGURA I.6 - Bancada de testes

I.6 Resultados

Como já vimos, uma expressão para a eficiência térmica do coletor pode ser obtida em função da temperatura da placa absorvedora. Do ponto de vista experimental, no entanto, esta relação é de utilização delicada, devido às dificuldades de se medir a temperatura do absorvedor.

Uma solução para este problema foi sugerida por Hottel /68/. A eficiência é escrita em função do fator de condutância térmica F' entre a chapa absorvedora e o fluido de trabalho, sendo a temperatura da placa absorvedora substituída pela temperatura média do fluido. Assim, a eficiência dada pela equação (2.40) pode ser escrita como:

$$\eta_r = F' \left[\alpha \tau - U_L \left(\frac{\bar{T}_m - T_{amb}}{I} \right) \right] \quad (I.4)$$

Uma outra forma prática de se expressar a curva de eficiência é em termos do fator de remoção de calor F_R . A introdução deste fator permite substituir a temperatura do absorvedor pela temperatura de entrada do fluido, que é facilmente conhecida. A equação da eficiência pode então ser expressa da seguinte forma:

$$\eta = F_R \left[\alpha \tau - U_L \left(\frac{T_c - T_{amb}}{I} \right) \right] \quad (I.5)$$

Os resultados do ensaio experimental realizado no dia 29/06/85 estão relacionados na Tabela I. Na mesma tabela são mostradas ainda as funções diferenciais da eficiência em função da temperatura média do fluido e da temperatura de entrada do fluido.

A Figura (I.7) mostra os resultados das medidas de potência incidente (Watts por metro quadrado), potência incidente no coletor (Watts), potência útil calculada segundo a equação (I.3), e a eficiência em função do tempo. Deve-se observar que o decréscimo da eficiência no tempo está ligado ao aumento da temperatura de entrada do fluido.

A figura (I.8) mostra a curva de eficiência em função da temperatura média do fluido. Uma equação de regressão linear foi feita através dos pontos experimentais, resultando num coeficiente de correlação $r = 0,954$ e numa equação igual a:

Tabela A I-1- Resultados das Medidas em 29/6/85

Tempo (h ^o)	T _e °C	T _s °C	T _a °C	φ g/s	POTÊNCIA INCIDENTE- T _E W/m ²	POTÊNCIA INC. NO COLETOR W	POTÊNCIA ÚTIL W	RENDIMEN- TO TÉRMICO η	$\frac{T^* - T}{I}$ °C m ² /W	$\frac{T_e - T_a}{I}$ °C m ² /W
11:00	24,00	30,00	24,0	8,33	885	283	209	0,75	0,0025	0,0000
11:05	25,50	31,50	24,5	8,33	892	285	209	0,73	0,0040	0,0012
11:10	27,00	32,75	24,5	8,50	882	282	214	0,76	0,0060	0,0028
11:15	28,75	34,50	24,5	8,66	892	285	208	0,73	0,0080	0,0047
11:20	31,00	36,50	25,0	8,50	908	290	196	0,67	0,0096	0,0066
11:25	32,25	37,50	25,0	8,66	912	297	190	0,65	0,0100	0,0080
11:30	35,00	40,50	25,0	8,33	930	297	192	0,65	0,0140	0,0100
11:35	37,00	42,50	25,0	8,66	924	296	197	0,67	0,0160	0,0130
11:40	39,00	44,50	25,0	8,50	928	297	195	0,66	0,0180	0,0150
11:45	40,75	46,50	25,5	8,50	924	296	204	0,66	0,0190	0,0160
11:50	43,00	48,25	25,5	8,66	930	297	190	0,64	0,0220	0,0188
11:55	44,50	49,15	25,5	8,66	924	298	190	0,64	0,0230	0,0200
12:00	47,00	52,00	25,5	8,66	924	296	181	0,61	0,0260	0,0230
12:05	48,75	54,25	26,0	8,50	930	298	186	0,62	0,0250	0,0244
12:10	51,00	55,75	26,0	8,33	936	300	165	0,55	0,0290	0,0267
12:15	52,50	57,50	26,0	8,50	940	301	178	0,59	0,0300	0,0280
12:20	54,00	58,75	26,0	8,66	930	298	172	0,57	0,0330	0,0300
12:25	55,75	60,75	26,0	8,50	980	298	178	0,59	0,0346	0,0320
12:30	52,25	61,75	26,0	8,50	940	301	160	0,56	0,0355	0,0330
12:35	58,50	63,25	26,0	8,66	936	298	172	0,57	0,0370	0,0350
12:40	61,00	65,50	26,0	8,66	940	301	163	0,54	0,0390	0,0370
12:45	61,25	66,00	26,0	8,50	932	298	169	0,57	0,0400	0,0380
12:50	64,00	68,75	26,5	8,66	920	295	163	0,57	0,0430	0,0400
12:55	65,00	69,00	26,5	8,66	932	298	145	0,49	0,0440	0,0410
13:00	67,00	71,25	26,5	8,66	928	297	154	0,51	0,0460	0,0440
13:05	68,50	72,25	26,5	8,50	932	298	151	0,50	0,0470	0,0450
13:10	71,25	75,00	26,5	8,66	928	297	135	0,49	0,0500	0,0480
13:15	72,25	76,25	26,5	8,50	928	297	142	0,48	0,0520	0,0490
13:20	74,00	78,25	26,5	8,50	940	300	151	0,53	0,0530	0,0500

FIGURA I.7 - Curvas de: o Potência incidente; Δ Potência in-
cida no coletor (W); o Potência útil (W);
x Eficiência, em função do tempo

$$\eta_l = 0.745 - 4.94 \left(\frac{T_m - T_a}{I} \right) \quad (1.6)$$

O parâmetro F' é sabido próximo da unidade, portanto podemos obter os valores para a eficiência ótica e para o coeficiente global de perdas térmicas, comparando a equação (1.6) com a equação (1.4):

$$F' \eta_o = 0.74 \quad \therefore \quad \eta_o = 0.74 \quad (1.7)$$

$$F' U_t = U_t = 4.9 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.8)$$

O resultado obtido de 0,74 para a eficiência ótica está perfeitamente coerente para um coletor de duas coberturas, pois a absortividade da placa seletiva é de 0,95 e a transmissividade das duas coberturas está em torno de 0,8. Logo, a eficiência ótica (dada pelo produto $\alpha \cdot \tau$) é $0,95 \cdot 0,8 = 0,76$, valor este bem próximo do obtido experimentalmente.

No que se refere ao coeficiente global de perdas U o valor encontrado é de $4,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Testes realizados /69/ com um coletor plano, dupla cobertura, superfície seletiva de cromo negro e filmes antireflectores em três superfícies, indicam valores $F' U_t = 3,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e $F' \eta_o = 0,73$. No caso de um outro coletor, cobertura simples, superfície seletiva de cromo-negro, os valores citados são $F' U_t = 4,4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e $F' \eta_o = 0,81$. O valor do coeficiente de perdas determinado neste trabalho está um pouco maior que os valores citados, o que pode ser atribuído à menor emissividade do cromo-negro.

As medidas de vazão foram realizadas com um medidor de volume e um cronômetro com erro relativo de 2%. O diferencial de temperatura foi medido com erro absoluto de $0,25^\circ \text{C}$ e isso resultou, para este coletor, num cálculo de vazão com um erro relativo entre 5 e 13%. As medidas solarimétricas foram feitas com erro de 2%. Assim, o erro relativo das eficiências térmicas medidas experimentalmente situa-se entre 9 e 17%.

Se considerarmos que o revestimento seletivo de óxido de alumínio em alumínio está sendo testado pela primeira vez entre nós em coletores planos e que a tecnologia de obtenção deste

FIGURA I.8 - Curva de eficiência térmica em função da temperatura média $\bar{T}$ do absorvedor

FIGURA I.9 - Curva de eficiência térmica em função da temperatura de entrada T_e

revestimento em placas grandes não está completamente desenvolvida, comparada, por exemplo, com a do cromo-negro, o valor obtido de $4,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ para o coeficiente global de perdas térmicas, pode ser considerado muito bom.

A figura (I.9) mostra a representação da curva de eficiência em função da temperatura de entrada no coletor, muito utilizada para fins práticos.

A equação de regressão linear obtida dos pontos experimentais desta curva é:

$$\eta = 0,73 - 4,9 \left(\frac{T_e - T_{amb}}{I} \right) \quad (I.9)$$

com um coeficiente de correlação $r = 0,956$.

Se a temperatura de entrada do fluido no coletor fosse aumentada até que nenhuma energia útil fosse transferida ao fluido, o coletor estaria em equilíbrio e a eficiência de captação seria nula. Neste caso a temperatura de entrada seria igual à de saída, sendo esta temperatura de operação denominada temperatura de estagnação.

Um cálculo da temperatura de estagnação foi feito a partir da equação (I.5) para os dados do dia 29/06/85, obtendo-se o valor de 165°C . Esta temperatura constitui um limite para o coletor plano com o revestimento seletivo estudado, para uma potência média de 940 W/m^2 .

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- /1/ The cold chain - Product information sheets, EPI, WHO, 1985.
- /2/ VOKAER, D., BOUGARD, J., Machine frigorifique solaire autonome à cycle de Rankine, I.I.F., Comission E1-E2, Jerusalem (1982-1983).
- /3/ BOUGARD, J., Applications de l'énergie solaire dans le froid et le conditionnement d'air. Revue Internationale du Froid 6(5/6) 319-328 (1983).
- /4/ MATTAROLO, L., Solar powered air conditioning systems: a general survey, International Journal of Refrigeration 5(6) (1982).
- /5/ ALVARES, S.G., A computer aided assessment study on the viability of a solar powered single stage aqua-ammonia absorption refrigeration system for milk cooling at remote brasilian dairy farms, Tese de Doutorado, ETH-Zurique, 1985.
- /6/ TCHERNEV, D.I., Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolithes, I.I.F. Comission E1-E2, Jerusalem, (1982/1983).
- /7/ SAKODA, A. and SUZUKI, M., Fundamental study on solar powered adsorption cooling system, J. Chem. Engin. of Japan 17(1) 52-57, (1984).
- /8/ PONS, M. and GRENIER, P., Solar ice maker working with an activated carbon-methanol adsorbent-adsorbate pair, INTERSOL 85, Proceedings of the ISES Montreal Conference (1985), Pergamon Ed.
- /9/ MEUNIER, F. et al., Solar powered refrigeration using intermittent solid adsorption cycles, in presse, J. of Solar Energy Engin., ASME.
- /10/ GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. et MISCHLER, B., Etude de cycles intermittents à adsorption solide pour la réfrigération solaire, Revue Phys. Appl. 15 441-452 (1980).
- /11/ GUILLEMINOT, J.J. et MEUNIER, F., Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe 13 X-eau, Revue Gen. Therm. 239 825-834 (1981).

- /12/ DELGADO, R. et al., Etude du cycle intermittent charbon actif-méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie solaire. Proceedings IIR, Jerusalem (1982), pp 185-191.
- /13/ DUPONT, M., GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. et al., Etude de glaciers solaires utilisant le cycle intermittent jour-nuit zeolithe 13 X-eau en climat tempéré et en climat tropical. Proceedings IIR, Jerusalem (1982), pp 193-200.
- /14/ GRENIER, P., MEUNIER, F. et PONS, M., Les différentes possibilités d'application du couple zeolithe 13 X-eau pour le froid solaire en fonction du type de captation de l'énergie solaire, Proceedings IIR, Jerusalem (1982), pp 201-208.
- /15/ BOUBAKRI, A., Détermination des caractéristiques thermodynamiques du couple charbon actif AC-35/méthanol et étude de son application à la réfrigération solaire. Tese de Doutorado de Terceiro Ciclo. Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 1985.
- /16/ PASSOS, E.F., Etude des couples charbon actif/méthanol et de leur application à la réfrigération solaire, Tese de Doutorado número 624 (1986), Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse.
- /17/ ANHALT, J., Anais da Reunião Anual da SBPC, 1983.
- /18/ VODIANITSKAIA, P.J. e KLUPPEL, R.P., Geladeira solar de adsorção, III CBE, out 84, anais pp 583-592.
- /19/ GRENIER, P., GUILLEMINOT, J.J. and MEUNIER, F., Proceedings of the ISES Conference Perth (1983), Pergamon Editor.
- /20/ HILL, T.L. Theory of physical adsorption, Advances in Catalysis 4 211-258 (1952).
- /21/ HILL, T.L., Statistical mechanics of adsorption. IX. Adsorption thermodynamics and solution thermodynamics, The Journal of Chemical Physics 18(3) 246 (1950).
- /22/ HILL, T.L., EMMETT, P.H. and JOYNER, L.G., Calculation of thermodynamic functions of adsorbed molecules from adsorption isotherm measurements: nitrogen on graphon, J. Am. Chem. Soc. 73 5102 (1951).
- /23/ EVERETT, D.H., Some developments in the study of physical adsorption, Proc. Chem. Soc., Lond. 38 (1957).

- /24/ BRUNAUER, S. , DEMING, L.S., DEMING, W.S. and TELLER, E.J.,
Am. Chem. Soc. 62 1723 (1940).
- /25/ YOUNG, D.M. and CROWELL, A.D., Physical adsorption of gases,
Butterworths, London, 1962.
- /26/ POLANYI, M. and WELKE, K., Z. Phys. Chem. 132 371 (1928).
- /27/ BERING, B.P., DUBININ, M.M. and SERPINSKY, V.V., Theory of
volume filling for vapor adsorption. J. Colloid Interface
Sci. 21 378-393 (1966).
- /28/ JAKUBOV, T.S., KABANOVA, O.N. and SERPINSKY, V.V.,
Temperature dependence of adsorption. J. Colloid
Interface Sci. 79(1) 170-177 (1981).
- /29/ REUCROFT, P.J., SIMPSON, W.M. and JONAS, L.A., Sorption
properties of activated carbon, The Journal of Physical
Chemistry 75(23) 3526-3531 (1971).
- /30/ DUBININ, M.M. and STOECKLI, H.F., Homogeneous and
heterogeneous micropore structures in carbonaceous
adsorbents, J. Colloid Interface Sci. 75(1) 34-42 (1980).
- /31/ RAND, B., On the empirical nature of the Dubinin-
Radushkevich equation of adsorption, J. Colloid Interface
Sci 56(2) 337-346 (1976).
- /32/ DUBININ, M.M. and ASTAKHOV, V.A., Molecular-Sieve
zeolithes-II, American Chemical Society, Washington,
1971.
- /33/ WEIBULL, W., J. Appl. Mech. 18 293 (1951).
- /34/ BROUSSARD, L. and SHOEMAKER, D.P., J. Am. Chem. Soc. 82 1041
(1960).
- /35/ BARRER, R.M. and BRATT, G.C., J. Phys. Chem. Solids 12 130
(1959).
- /36/ BARRER, R.M., The structure and properties of porous
materials (Colston Papers) 10 6 (1958).
- /37/ BARRER, R.M. et al, Helv., Chem. Acta, 39 518 (1955).
- /38/ DUBININ, M.M. et al., Coll. Czech. Chem. Commun. 31 406
(1966).
- /39/ GUILLEMINOT, J.J., Tese de Doutorado, Dijon, 1978.
- /40/ DUFFIE, J.A. and BECKMAN, W.A., Solar engineering of
thermal process, Wiley Interscience, 1980.
- /41/ LUNDE, P.J., Solar Thermal Engineering, John Wiley and
Sons, 1980.

- /42/ KREIDER, J.F. and KREITH, F., Solar Heating and Cooling, Mc Graw-Hill, 1975.
- /43/ MEINEL, A.B. and MEINEL, M.P., Applied Solar Energy, Addison-Wesley Publishing Company, 1976.
- /44/ COBBLE, M.H., Theoretical Concentrations for Solar Furnaces, Solar Energy 7(1) 61-72 (1963).
- /45/ WINSTON, R. and HINTERBERGER, H., Principles of cylindrical concentrators for solar energy, Solar Energy 17 255-258 (1975).
- /46/ TONNEGuzzo, L., Análise do concentrador solar assimétrico e avaliação da eficiência, Tese de Mestrado, Engenharia Térmica da UFMG, 1981.
- /47/ CHI, S.W., Heat pipe theory and practice - a Sourcebook, Mc Graw Hill, 1976.
- /48/ FINLAY, I.C. and GREEN, D.B., Heat pipes and their instrument applications, Journal of Physics E: Scientific Instruments 9 1026-1035 (1976).
- /49/ SELCUK, K. and YELLOTT, J.I., Measurement of direct and total solar radiation with silicon photovoltaic cells, Solar Energy 6 155-163 (1962).
- /50/ DIRMHIRN, I., On the use of silicon cells in meteorological radiation studies, J. Appl. Meteor. 7 702-707 (1968).
- /51/ COULSON, K.L., Solar and terrestrial radiation - measurements and methods, London, Academic Press, Cap. 4, pp 85-141 (1975).
- /52/ WOOD, B.D., Solar energy engineering, R.A.M. SAYIGH, Cap. 19, Academic Press, New York, 1977.
- /53/ de LIMA, W., O desenvolvimento tecnológico dos coletores de energia solar, Anais do II Simpósio sobre Energia Solar, ACIESP número 28, 1981.
- /54/ DUNN, P.D. and REAY, D.A., Heat pipes, Pergamon Press, 2a. ed., 1978.
- /55/ RABL, A. et al, Optimization of parabolic trough solar collectors, Solar Energy 29(5) 407-417 (1982).
- /56/ MURCIA, N. Estudo teórico e experimental em tubos de calor, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia de Campinas, 1982.

- /57/ CAVALCANTI-BASTOS, Dimensionamento de tubo de calor, III Congresso Brasileiro de Energia, Anais pp 677-685, 1984.
- /58/ AKYURT, M. Development of heat pipes for solar water heaters, Solar Energy 32(5) 625-631 (1984).
- /59/ KREITH and KREIDER, Principles of solar engineering, Hemisphere Publishing Corporation, London, 1978.
- /60/ HEITI, R.V. and THODOS, G., An experimental parabolic cylindrical concentrator: its construction and thermal performance, Solar Energy 30(5) 483-485 (1983).
- /61/ MEUNIER, F., Research and development toward new thermochemical cycles for cold production from solar energy using solid adsorbents, Journal of Solar Energy Research 1 23-35 (1983).
- /62/ RUTHVEN, D.M. and LEE, L.K., Kinetics of nonisothermal sorption: systems with bed diffusion control, AIChE Journal 27(4) 654-663 (1981).
- /63/ HINOTANI et al, Development of solar actuated zeolite refrigeration system, Proceedings of the ISES Conference, Perth (Australia), Pergamon Ed., 1983.
- /64/ EWINE, Métodos instrumentais de análise química, Edgard Blucher Ltda., Editora da USP, 1972.
- /65/ ROBINSON, N., Solar Radiation, Elsevier, London, 1966.
- /66/ GALLO, N.J.H. Preparação e caracterização de revestimentos seletivos para conversão fototérmica de energia solar. Tese de Doutorado, I.F.Q.S.C., 1985.
- /67/ DRUMMETER L.F. and HASS, G. Physics of thin films 2 305 (1964).
- /68/ HOTTEL, H.C. and WOERTZ, B.B. Performance of flat-plate solar-heat collector, Trans. Am. Soc. Mech. Engin. 64 91 (1942).
- /69/ BHIDE, V.G. et al, Choice of selective coating for flat-plate collectors, Solar Energy 29(6) 463-465, (1982).