

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE  
BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA UTILIZANDO AQUECIMENTO SOLAR

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA  
CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA.

PAULO CÉSAR DA SILVA JUCÁ

FLORIANÓPOLIS, JULHO DE 1980

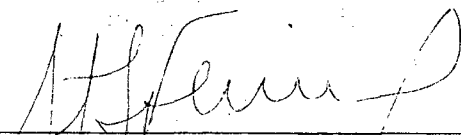
DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA UTILIZANDO AQUECIMENTO SOLAR


PAULO CÉSAR DA SILVA JUCÁ

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

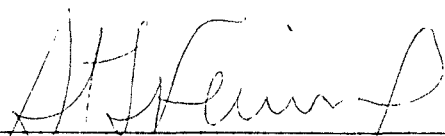
MESTRE EM ENGENHARIA


ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO.

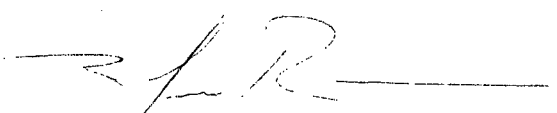
  
\_\_\_\_\_  
PROF. ROGÉRIO T.S. FERREIRA, Ph.D. - ORIENTADOR

  
\_\_\_\_\_  
PROF. ARNO BLASS, Ph. D. - COORDENADOR

BANCA EXAMINADORA:

  
\_\_\_\_\_  
PROF. ROGÉRIO DA S. FERREIRA, Ph. D.

  
\_\_\_\_\_  
PROF. CARLOS ALFREDO CLEZAR, M.Sc.

  
\_\_\_\_\_  
PROF. NARCISO ANGEL RAMOS ARROYO, M.Sc.

A meus pais,  
pela formação.

A meu irmão,  
pelo incentivo.

A Káthia  
pela compreensão.

## AGRADECIMENTOS

- Gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos ao Professor Rogério Ferreira pela orientação dedicada e precisa;
- Aos professores da divisão de Termotécnica pelo apoio e incentivo;
- Ao colega Cláudio Melo pela colaboração e interesse;
- Ao colega Valdir Bólico pelo incentivo;
- A acadêmica de Arquitetura Silvana Bernardes pelos desenhos;
- A todos aqueles de direta ou indiretamente contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1- Objetivos e motivações .....	1
1.2- Sistemas de refrigeração por absorção .....	3
2. SISTEMAS PROPOSTOS .....	11
3. MODELOS MATEMÁTICOS .....	19
3.1- Estrutura geral .....	19
3.2- Discussão das hipóteses .....	20
3.3- Estudo dos componentes .....	22
3.3.1- Coletor solar .....	22
3.3.2- Gerador .....	29
3.3.3- Trocadores de calor .....	32
3.3.4- Absorvedor .....	35
3.3.5- Condensador .....	36
3.3.6- Evaporador .....	37
3.3.7- Válvulas de expansão .....	39
3.4- Constituição e simulação dos sistemas .....	39
3.5- Sistemas com estocagem de refrigerante .....	48
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	52
5. CONCLUSÕES .....	82
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA .....	84
APÊNDICE 1 .....	87

## SIMBOLOGIA

A	área
$C_p$	calor específico
COP	coeficiente de performance
D	diâmetros
G	fluxo de massa por unidade de área
h	entalpia do fluido de trabalho
$h_c$	coeficiente de transmissão de calor por convecção
$I_s$	radiação solar total incidente
k	condutibilidade térmica
L	dimensão de comprimento no coletor solar
m	massa
$\dot{m}$	fluxo de massa
P	pressão
Q	fluxo de calor
R	resistência térmica
T	temperatura
$t'$	espessura da placa absorvedora do coletor solar
U	coeficiente global de troca de calor
x	concentração de Brometo de Lítio na solução
W	trabalho

## SUB - ÍNDICES

ce	entrada do coletor solar
cs	saída do coletor solar
uc	útil no coletor

v	vapor d'água
ℓ	água líquida
a	absorvedor
ar	relativo ao ar
c	condensador
g	gerador
e	evaporador
t <sub>1</sub>	trocador de calor da posição I
t <sub>11</sub>	trocador de calor da posição II
b	bomba de solução
rs	reservatório de solução
rr	reservatório de refrigerante
s	solução LiBr-H <sub>2</sub> O
st	sistema
t	tempo
Δt	intervalo de tempo
i	condição inicial

## GREGAS

α	transmitância
η	eficiência de aleta
Ψ <sub>i</sub>	i-éssima equação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho.



## RESUMO

O trabalho estuda os sistemas de refrigeração por absorção à base da mistura Brometo de Lítio - Água. Como fonte de energia para o acionamento usa-se uma bateria de coletores solares planos e três enfoques principais são dados ao trabalho. Em primeiro lugar, determina-se qual configuração de trocadores intermediários de calor é mais vantajosa ao sistema; em seguida estuda-se o efeito da concentração de Brometo de Lítio presente no absorvedor, procurando-se evitar o fenômeno da cristalização do sal. Finalmente, dota-se o sistema de um método de estocagem de energia que o permita vencer o período noturno.

Nota-se que a configuração que possui um trocador de calor intermediário para pré-aquecimento da mistura de alimentação do gerador e outro para resfriamento do refrigerante condensado apresenta melhor desempenho. O fenômeno da cristalização pode ser evitado, trabalhando o sistema com menores concentrações de BrLi e demonstra-se que um sistema de acumulação de refrigerante e solução é um método de estocagem de energia viável para um funcionamento ininterrupto do sistema solar de refrigeração por absorção.

## ABSTRACT.

A lithium bromide-water absorption system with solar energy supply from a flatplane collector is analysed in this work. The problem is examined in three different ways. First the arrangement of the intermediate heat exchangers are examined to determine the most advantageous configuration; next the lithium bromide-water solution concentration effect is studied in order to avoid cristallization conditions; finally that overnight energy storage system is established.

As a preliminary result it is found that better performance is obtained for the system arrangement with an intermediate heat exchanger to pre-heat the solution that feeds the generator and another heat exchanger to cool the condensate.

The cristallization phenomena can be overcome by working with low BrLi - water solution concentrations. It is also shown that a refrigerant and solution storage is a good energy storage method to maintain the continuous solar absorption refrigeration system in continuous operation.

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1- Objetivos e motivações

Sistemas de refrigeração por absorção, constitui uma linha de pesquisa iniciada em 1974 na Universidade Federal de Santa Catarina por um grupo integrado por professores da Divisão de Termodinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica. Esta linha de pesquisa tem principalmente procurado desenvolver estudos sobre sistemas de Água-Amônia e Brometo de Lítio-Água para instalações de pequeno porte, sendo que vários trabalhos e relatórios de pesquisa foram levados a termo [11], [18], [22].

Atualmente, devido ao panorama energético mundial, os sistemas de refrigeração por absorção tornam-se cada vez mais competitivos dada a sua flexibilidade quanto a fonte quente responsável pelo acionamento do sistema, que permite a utilização de calores rejeitados por outros ciclos térmicos ou outras fontes de baixa temperatura.

Em decorrência desta flexibilidade, a utilização de coletores solares planos é uma alternativa extremamente atraente e o presente estudo procura determinar sua viabilidade. Deste modo o trabalho apresentado analisa o comportamento dos sistemas de refrigeração por absorção, em particular os de LiBr - H<sub>2</sub>O, quando se utiliza uma bateria de coletores solares planos para o fornecimento do calor de geração.

Durante o estudo são enfocadas diversas configurações do sistema em relação ao posicionamento de trocadores de calor intermediários e devido a natureza intermitente da energia solar, também a acumulação de refrigerante pelo sistema, é prevista como um método de estocagem de energia que permita a este vencer o período sem insolação.

Em síntese, o estudo se desenvolve nas seguintes etapas:

- a. Obtem-se os modelos matemáticos para o sistema solar de refrigeração por absorção de acordo com as combinações possíveis de trocadores de calor intermediários

e procede-se a simulação sob condições específicas.

- b. A configuração de trocadores de calor intermediários que apresenta melhor performance tem seu modelo ampliado de forma a atender as condições de estocagem de refrigerante e é simulado sob condições específicas.

## 1.2- SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A refrigeração por absorção foi inicialmente estudada por Faraday nos idos de 1824, e posteriormente o uso de GLP ou gás natural como fonte quente, o tornava um sistema viável para localidades não abrangidas pelas rêdes de distribuição elétrica. Na década de 50, porém, com a abundância de energia elétrica e a produção em massa dos sistemas de refrigeração por compressão mecânica, o ciclo de refrigeração por absorção perdeu seu mercado ainda incipiente.

Na década passada a humanidade tornou-se conscientizada escashez das reservas de combustível fóssil e encontrou a maioria dos países com seus recursos hidroelétricos quase que completamente aproveitados. Como a demanda de energia, por razões sociais e econômicas, é de caráter estritamente crescente, o aproveitamento das fontes tecnologicamente disponíveis deve ser mais racional e outras fontes, até então relegadas a segundo plano, devem ser agilizadas. Assim as linhas de pesquisa voltam-se marcadamente para fontes energéticas alternativas tais como a energia solar, a energia eólica e a fusão do átomo de hidrogênio. Dentre as fontes energéticas citadas, a energia solar tem apresentado franco progresso devido ao surgimento de novos processos e materiais, tornando seu aproveitamento comercial uma realidade. Dos vários processos para captação desta forma de energia, um dos mais simples e conhecidos é o chamado coletor solar. Sistemas de aquecimento baseados nestes dispositivos são econômicos e disponíveis comercialmente desde a década de 60 em vários lugares do mundo. Como exemplo, [13], pode-se citar o Japão onde haviam 250.000 coletores solares operando para uso doméstico neste período.

Devido a compatibilidade existente entre o calor gerado pelos coletores solares e o calor exigido pelos ciclos de refrigeração por absorção, seu acoplamento tornou-se economicamente atraente dando um novo impulso ao estudo e aplicação do ciclo, abrindo-lhe novas perspectivas de mercado.

Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser classificados em dois tipos, intermitente e contínuo, sendo que ambos

incluem quatro componentes básicos: gerador, condensador, evaporador e absorvedor [01].

O ciclo termodinâmico para o sistema que opera de modo intermitente, [02], pode ser acompanhado na linha sólida da figura 1.

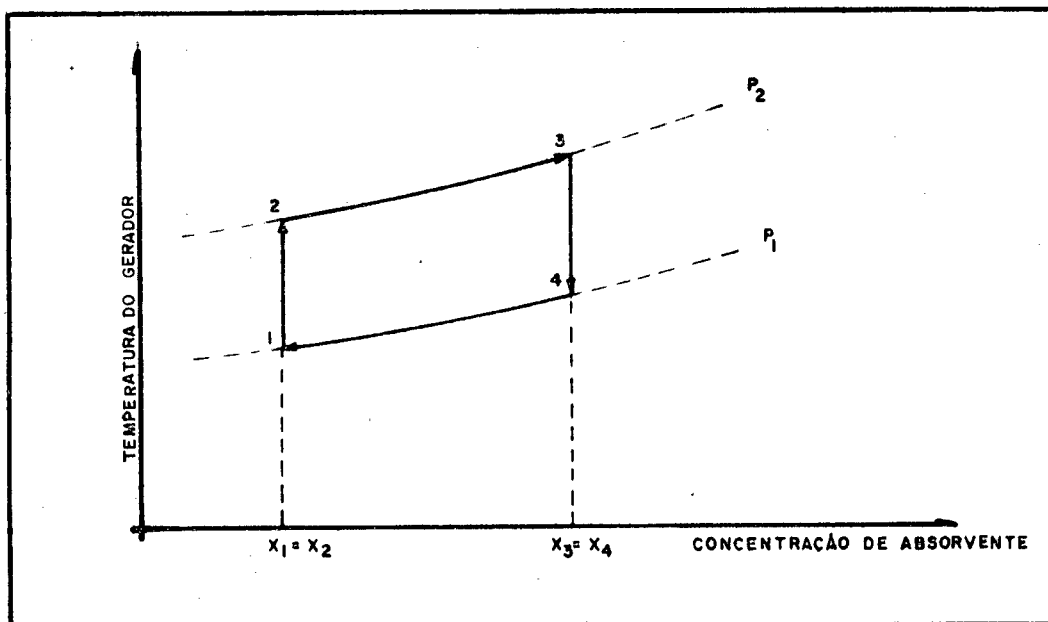


Figura 1. Diagrama termodinâmico para o ciclo de refrigeração por absorção intermitente.

Para o caso de operação intermitente, ocorrem duas fases principais que são a de geração e a de resfriamento. A fase de geração do ciclo inicia no ponto 1, quando calor é fornecido ao gerador. Sua temperatura é elevada até que atinja a pressão de vapor da solução absorvente-refrigerante, no ponto 2, quando então o vapor de refrigerante é retirado do gerador e conduzido ao condensador. A geração continua até o ponto 3, quando cessa o fornecimento de calor ao gerador. Sua temperatura é reduzida e este se transforma no elemento absorvedor.

O refrigerante condensado é então expandido e inicia-se a fase de resfriamento. À medida que o refrigerante evapora é subsequentemente absorvido pela solução agora rica em absorvente con

tida neste componente, como mostra o caminho 4-1. Terminada esta fase, o processo é reiniciado.

Como visto, para o ciclo intermitente, as etapas de refrigeração e geração ocorrem sequencialmente ocasionando um efeito de resfriamento descontínuo. Devido à natureza também intermitente da energia solar, os primeiros estudos adotaram este sistema como uma opção lógica ao uso desta modalidade de energia para efeitos de refrigeração.

Para o ciclo que opera de modo contínuo, as etapas de geração e refrigeração ocorrem simultaneamente, o mesmo ocorrendo com os processos de condensação e absorção. Para tal sistema, o gerador e o absorvedor se apresentam como componentes distintos o que acarreta um aumento do custo inicial e exige uma maior disponibilidade de espaço físico. Em geral estas exigências são perfeitamente compensadas pelo melhor desempenho apresentado pelo sistema contínuo em relação ao anterior |03|.

O diagrama de fluxo para o sistema contínuo de refrigeração por absorção é visto na figura 2. Calor proveniente de uma fonte quente é cedido ao gerador para que este vaporize continuamente o refrigerante da solução absorvente-refrigerante. Este vapor é conduzido ao condensador onde calor é removido e o refrigerante puro condensa. Este então passa através de uma válvula de expansão para o evaporador, onde o efeito de resfriamento é obtido pela vaporização do refrigerante à baixa pressão.

O refrigerante evaporado é então conduzido ao absorvedor onde é dissolvido na solução absorvente-refrigerante, proveniente do gerador, pobre em refrigerante. A solução resultante é novamente bombeada ao gerador dando continuidade ao ciclo.

O processo de dissolução do vapor de refrigerante na solução que retorna do gerador, envolve uma reação exotérmica, |07|, |08|, de modo que calor deve ser retirado para que o absorvedor mantenha uma temperatura que permita uma grande afinidade entre o refrigerante e a solução rica em absorvente.

Para o ciclo discutido, o condensador e o gerador se encontram do lado de alta pressão do ciclo, enquanto que o evaporador e o absorvedor se encontram do lado de baixa pressão. Estas pressões são determinadas pelas temperaturas de condensação e ab-

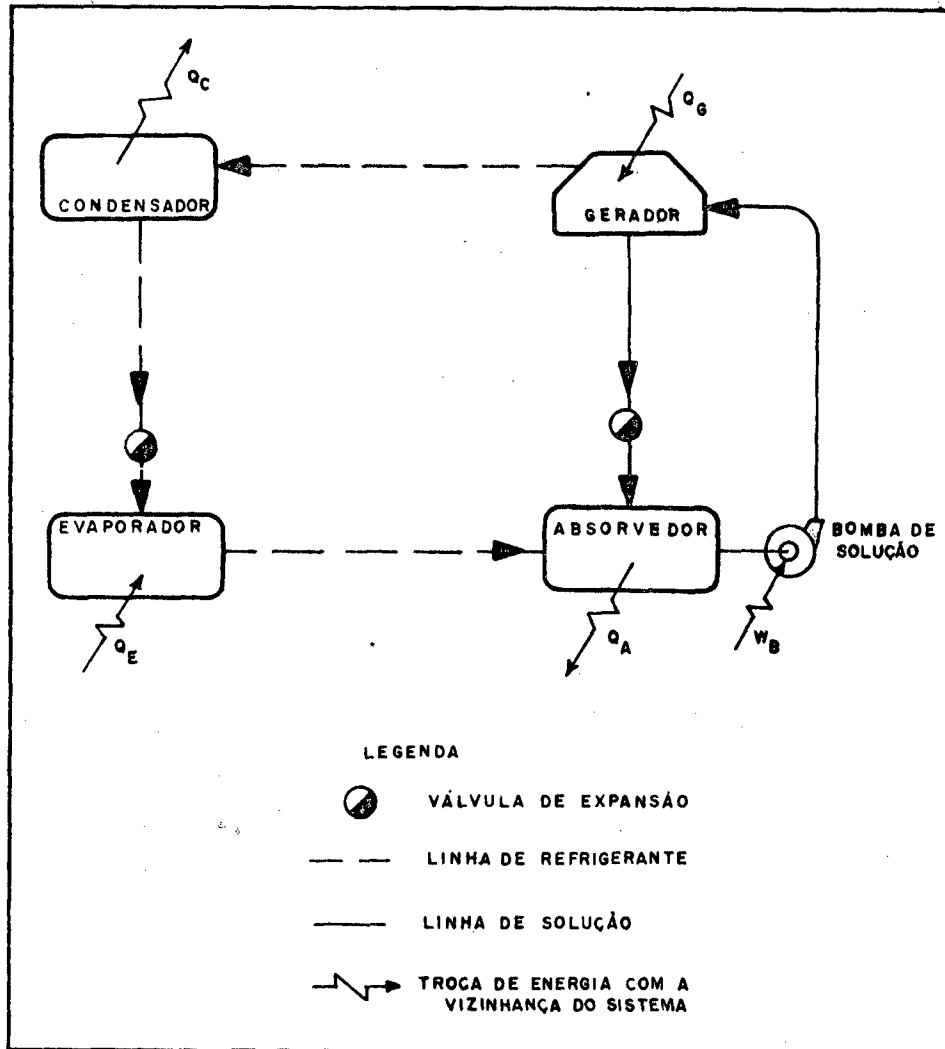


Figura 2. Diagrama esquemático do ciclo de refrigeração por absorção contínuo.



sorção, ou vice-versa, assim como também pelo fluido de trabalho do sistema.

Traçando-se um rápido paralelo entre o ciclo de refrigeração por compressão mecânica e o ciclo contínuo de refrigeração por absorção, nota-se que o compressor do primeiro foi substituído por três componentes: o gerador, o absorvedor, e a bomba de solução. Esta substituição implica em uma sensível redução do número de peças móveis e custos de manutenção, e é basicamente o que permite a operação com fontes quentes de baixa temperatura.

Nos sistemas de refrigeração por absorção a escolha do fluido de trabalho é uma questão que merece um estudo preliminar minucioso, pois a quantidade de compostos químicos que podem formar o par absorvente-refrigerante é grande, sendo que cada um deles apresenta propriedades específicas bem diversas [03], [05], [07]. Estas propriedades devem pois ser examinadas à luz das condições à qual o sistema se propõe.

Em princípio todos os compostos químicos orgânicos e inorgânicos que apresentam pontos de ebulição, nas CNTP, entre  $-50^{\circ}\text{C}$  e  $100^{\circ}\text{C}$  são aceitáveis como refrigerantes. Outros critérios a considerar são toxicidade, estabilidade química e ação corrosiva, o que reduz bastante o grupo inicial. Como critério de toxicidade pode-se tomar por base a quantidade máxima da substância à qual uma pessoa possa ser exposta 8 horas por dia, 5 dias por semana, sem dano à saúde. A base para os critérios de ação corrosiva e estabilidade química poderia ser estabelecida mediante uma estimativa do potencial de reatividade da substância proposta, sob condições típicas do ciclo, para previsão de possíveis problemas.

A escolha do segundo componente do fluido de trabalho, o absorvente, deve-se nortear pela sua afinidade ao refrigerante, ponto de ebulição e solidificação, além dos critérios já anteriormente citados para os refrigerantes em particular.

Uma característica importante para o absorvente é possuir uma baixa volatilidade, do modo à permitir uma separação mais fácil do refrigerante durante o processo de geração. Este critério é em geral satisfeito apresentando o absorvente um ponto de ebulição, nas CNTP, acima de  $100^{\circ}\text{C}$ . O critério limitante para o ponto de solidificação permissível ao absorvente, depende de sua

tendência à cristalização. Deve-se observar porém que certos absorventes formam soluções eutéticas com refrigerantes mesmo a temperaturas abaixo de seu ponto de solidificação quando puro.

Observados os critérios anteriormente citados para os componentes do fluido de trabalho, a combinação escolhida deve apresentar as características abaixo:

1. Os componentes devem apresentar alta solubilidade à temperatura e pressão exigidas no absorvedor.
2. O processo de absorção deve ser rápido e a concentração resultante deve aproximar-se do seu valor de equilíbrio nas condições de temperatura e pressão do absorvedor.
3. Vapor de refrigerante puro deve ser obtido o mais facilmente possível à partir da solução rica em refrigerante no gerador.
4. O absorvente deve ser não volátil ou então muito menos volátil que o refrigerante, nas condições de temperatura e pressão presentes no gerador.
5. A viscosidade da solução deve ser baixa nas condições de operação do ciclo.
6. O ponto de solidificação dos componentes deve ser inferior à menor temperatura do ciclo, à pressão vigente.

Em geral compostos fortemente polares com pequenas moléculas são preferidos como fluido de trabalho. Isto porque apresentam formações facilmente reversíveis e pequenas moléculas tendem a possuir um alto calor latente de vaporização. Esta é uma das razões pelas quais as combinações Água-Amônia e Brometo de Lítio-Água são as mais utilizadas comercialmente.

A tabela 1 apresenta alguns pares absorvente-refrigerante [07].

Tabela 1. Pares absorvente-refrigerante para ciclos de refrigeração por absorção.

REFRIGERANTE	ABSORVENTE
Água	Brometo de Lítio
Amônia	Tiocianato de Sódio
Amônia	Água
Diclorometano	Dimetoxi Tetraetileno Glicol
Etanol	Brometo de Lítio
Etanol	Brometo de Zinco
Etanol	Cloreto de Lítio
Metanol	Brometo de Lítio
Metanol	Brometo de Zinco
Metanol	Cloreto de Lítio
Dicloro-monofluormetano	Éter Dimetil Tetraetileno Glicol

Dentre as combinações possíveis deve-se ressaltar algumas por suas características particulares. A mistura Brometo de Lítio-Água é a melhor combinação atualmente disponível para sistemas de ar condicionado de uso comercial ou doméstico, podendo em alguns casos se estender ao uso industrial. Isto se deve ao fato do refrigerante, a água, ter um alto calor latente de evaporação entre os compostos conhecidos, sendo atóxica, disponível e barata. Sua limitação para uso em refrigeração são suas condições de temperatura e pressão no ponto de solidificação do refrigerante. Porém a mistura permite condições de operação favoráveis e bons coeficientes de performance [03], [07], [10].

A mistura Brometo de Lítio-Água no entanto é corrosiva

aos materiais usualmente empregados em sistemas de refrigeração, sendo que o principal produto da reação de corrosão é o hidrogênio. Este gás fixa-se ao sistema fazendo com que se elevem as pressões de operação do ciclo e em consequência elevando as temperaturas de evaporação e geração, reduzindo o coeficiente de performance. Logo, quando do projeto de sistemas de refrigeração por absorção que utilizem a solução Brometo de Lítio-Água, a corrosão deve ser minimizada e um sistema de drenagem de hidrogênio deve ser previsto. Sugere-se o uso de ligas não ferrosas, particularmente para os trocadores de calor e componentes internos da bomba de líquido. Dados sobre as propriedades termodinâmicas desta mistura estão disponíveis na literatura |01|, |08|, |09|, |10|.

A mistura Água-Amônia é uma combinação que tem sido empregada comercialmente longo tempo. As propriedades da Amônia como refrigerante, tal como seu alto calor latente de vaporização, são bem conhecidas e exploradas nas instalações de refrigeração por compressão mecânica. Porém, a pressão parcial de vapor d'água nas temperaturas e pressões exigidas no gerador, é suficientemente alta para permitir que alguma quantidade de água evapore juntamente com o refrigerante. Isto exige que o vapor obtido a partir do gerador seja posteriormente purificado através de uma coluna de retificação |04|, |06|, |08|, |11|, |15|.

A mistura Tiocianato de Sódio-Amônia possui boas características tais como estabilidade química, baixo custo e é não corrosiva aos componentes de aço. Particularmente, a solubilidade do Tiocianato de Sódio na Amônia é tão alta que é possível obter soluções a temperaturas ambiente, enquanto que a pressão de saturação da Amônia líquida nas mesmas condições é em torno de 10 atmosferas. Um estudo específico desta mistura é disponível, |12|, apresentando as propriedades indispensáveis para aplicações a ciclos de refrigeração por absorção. O comportamento da solução como fluido de trabalho para tais sistemas foi estudado teoricamente, |03|, tendo apresentado bons resultados em comparação à fluidos tais como Água-Amônia e Brometo de Lítio-Água.

## 2. SISTEMAS PROPOSTOS

Como visto no capítulo anterior, os sistemas de refrigeração por absorção do tipo contínuo se adaptam melhor às exigências das instalações que utilizam efeitos de resfriamento. Deste modo a opção por este tipo de sistema se apresenta como a mais indicada para o desenvolvimento de estudos que permitam a previsão de seu comportamento a fim de orientar projetos específicos.

Para o ciclo contínuo, o sistema básico se encontra na figura 2 e seu desenvolvimento foi discutido anteriormente. A este sistema podem ser adaptados trocadores de calor em posições tais que incrementem a performance do ciclo. Um primeiro trocador de calor pode ser posicionado entre o absorvedor e o gerador, do lado de alta pressão do ciclo, de tal modo que promova trocas de calor entre o produto de fundo do gerador que retorna ao absorvedor e a solução que se dirige através da bomba de líquido ao gerador. Desta forma, promove-se um pré-aquecimento da solução que se dirige ao gerador, recuperando parte do calor que seria rejeitado no processo de absorção. Um segundo trocador de calor pode ser incluído ao ciclo, em uma posição tal que permita trocas de calor entre o líquido saturado proveniente do condensador e o vapor resultante do processo de evaporação. Estas trocas de calor envolveriam então o lado de alta pressão do ciclo e o de baixa pressão. A montagem esquemática do ciclo com a utilização de trocadores de calor intermediários é mostrada na figura 3.

A inclusão ou não dos trocadores de calor intermediários ao sistema básico da figura 2, gera quatro opções possíveis para constituição do ciclo de refrigeração por absorção a saber:

1. Sistema sem trocadores de calor ( ABS 00 )
2. Sistema com trocador de calor na posição I ( ABS 10 )
3. Sistema com trocador de calor na posição II ( ABS 01 )
4. Sistema com trocador de calor nas posições I e II ( ABS 11 ).

Um estudo comparativo entre os sistemas acima deverá esclarecer o comportamento do ciclo de refrigeração por absorção sob os possíveis posicionamentos dos trocadores de calor, fornecendo

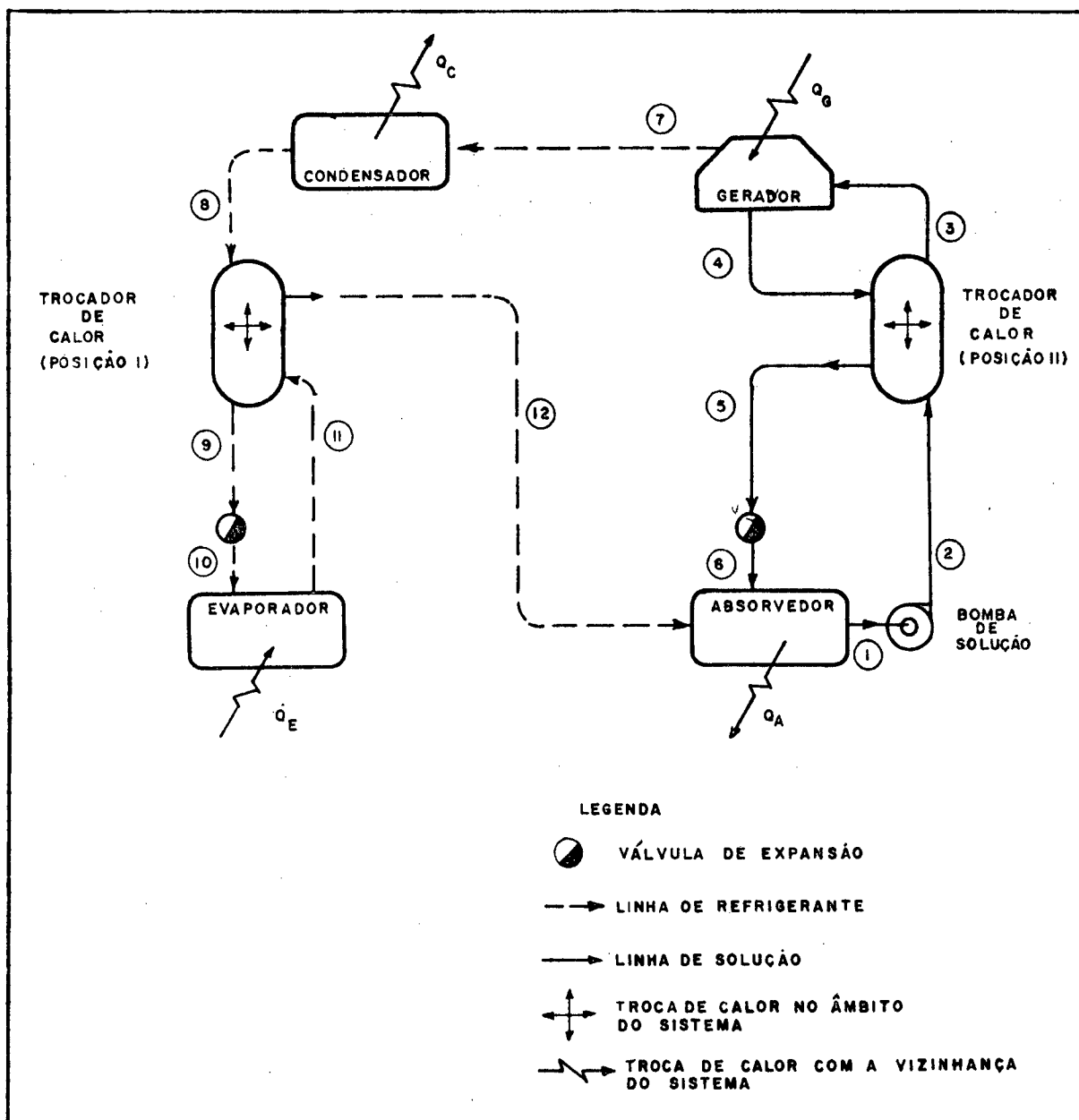


Figura 3. Diagrama esquemático do ciclo de refrigeração por absorção contínuo com trocadores de calor intermediários.

indicadores essenciais do ponto de vista de projeto.

Junto aos sistemas propostos aparece uma designação entre parênteses pela qual estes sistemas serão referidos no decorrer do texto. A sigla ABS, comum a todos, é simplesmente uma alusão mnemônica ao ciclo por absorção. Os dois dígitos que se seguem determinam a existência, 1, ou não, 0, de um trocador de calor segundo posicionamento homólogo ao esquema da figura 3. O dígito da esquerda se refere ao trocador de calor na posição I e o da direita ao trocador da posição II.

Devido às temperaturas relativamente baixas, na faixa de 60°C a 90°C, exigidas na fonte quente responsável pelo acionamento dos sistemas de refrigeração por absorção, várias opções tem sido propostas, estudadas e utilizadas [04], [10], [11], [20]. As fontes mais comuns, utilizadas em instalações comerciais de pequeno e médio porte, até os anos mais recentes foi a queima de gás liquefeito de petróleo ou gás natural de acordo com as disponibilidades da região. O sistema pode ser adaptado para o aproveitamento de calor rejeitado por outros sistemas, desde que esta rejeição se faça a temperaturas da ordem acima citada. Como exemplo, tem-se o aproveitamento do calor dos gases de descarga de motores de combustão interna e o calor rejeitado pelas turbinas a gás ou vapor de grande porte.

A primeira opção implica em uma otimização do sistema em relação ao peso e tamanho quando se utilizar motores não estacionários, [04], enquanto que a segunda é restrita pelo número de instalações deste tipo existentes e interesse comercial. Uma opção mais atraente é o uso de uma bateria de coletores solares, os quais tem sido bastante utilizados nos últimos anos para diversos fins, [13], [13], [16], entre eles como fonte quente para sistemas de refrigeração por absorção. Este interesse deve-se a tendência vigente desde a década passada em incrementar o uso de fontes de energia renováveis e não poluentes, e pela compatibilidade existente entre as exigências de calor e temperatura no gerador e as disponibilidades destes parâmetros oferecidas pelos coletores solares.

Para o presente estudo opta-se pelo uso da energia solar para o acionamento dos sistemas anteriormente propostos.

A opção por esta forma de energia tem suas implicações imediatas; a geração de refrigerante fica restrita em princípio ao período diurno e a área exigida pela instalação torna-se consideravelmente maior, em função da bateria de coletores solares. Porém o regime de insolação do país é extremamente propício ao uso de energia solar para os mais diversos fins, dado ao seu clima tropical, consequência de sua posição geográfica vantajosa. Quanto ao problema de espaço físico pode-se, em princípio, instalar a bateria de coletores nas coberturas e/ou telhados dos prédios desde que a estrutura esteja preparada para a sobrecarga em peso.

Dentre os diversos tipos de coletores solares existentes o mais simples é o chamado coletor plano, sendo porém de baixo rendimento quando comparado aos coletores de tubo evacuado ou concentradores [13], [14]. Porém devido ao seu baixo custo inicial, fácil execução e posicionamento opta-se por este tipo de coletor solar para este estudo. Por outro lado, uma vez que este tipo de coletor solar mostre bom desempenho quando acoplado ao sistema de refrigeração, coletores mais sofisticados e eficientes obviamente podem substituir os do tipo plano com vantagens, principalmente no tocante a área de coleção exigida. A figura 4 mostra a representação esquemática do acoplamento do gerador do sistema de refrigeração à bateria de coletores solares.

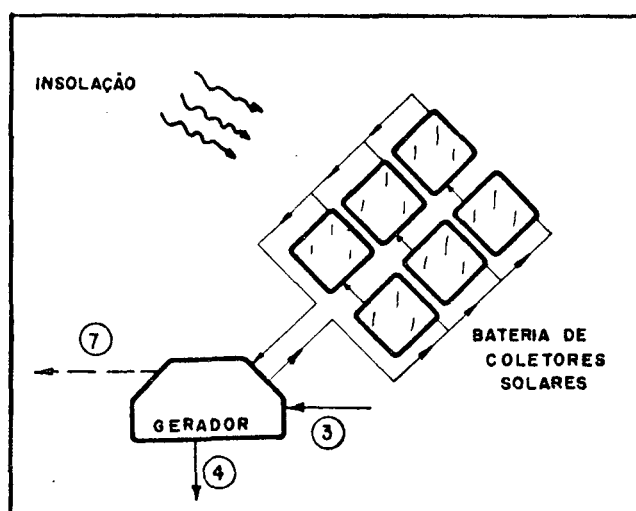


Figura 4. Diagrama esquemático da bateria de coletores solares acoplada ao gerador.



Como dito, a utilização da energia solar para o acionamento dos sistemas de refrigeração restringe em princípio a operação ao período diurno. Esta restrição pode porém ser contornada possibilitando-se ao sistema acumular energia, sob alguma forma, durante o período de insolação para utilizá-la durante o período noturno.

Para o presente caso, esta acumulação pode ser feita basicamente de três formas. A primeira consiste simplesmente de um reservatório de água quente cujo conteúdo seria utilizado para geração de refrigerante durante o período noturno. Durante a ocorrência de insolação este reservatório acumularia o excedente de calor captado na bateria de coletores solares ou seja, o calor não utilizado para geração diurna. Uma segunda alternativa é um reservatório de água gelada, destinado a condicionar o ambiente refrigerado durante o período de inoperância do gerador. Neste caso, o fluxo de água gelada produzido pelo processo de evaporação no período diurno, seria destinado parte ao condicionamento do ambiente e parte para o reservatório.

A terceira opção consiste em prover o sistema de um reservatório de refrigerante e outro de solução. Durante o período diurno o refrigerante gerado além das exigências de carga térmica sobre o ciclo seria estocado e liberado de acordo com as mesmas exigências no período de inatividade do gerador, ou mesmo a uma taxa constante durante todo o período de operação.

Estes são alguns métodos que permitem ao sistema solar de refrigeração por absorção prolongar para 24 horas por dia seu período de operação. A opção por um deles em especial, ou uma combinação, deve-se fundamentar em condições específicas do sistema a ser projetado e um exame criterioso dos custos comparativos. Como consequência imediata para qualquer uma das opções, observa-se que a bateria de coletores solares deve ser dimensionada de forma a possibilitar a captação de energia no período diurno de forma a atender o acionamento do sistema no período de 24 horas, mais as perdas inerentes à cada sistema de estocagem de energia. Uma rápida análise comparativa dos métodos apontados, indica que os dois primeiros exigem reservatórios de mesma ordem de grandeza quanto a dimensões físicas e isolamento térmico, visto que os diferenciais de

temperatura em relação ao ambiente são também da mesma ordem. O fluido acumulador de energia é em geral a água, porém a utilização de outros fluidos, com maior calor específico, é possível e permite a redução das dimensões do reservatório e massa de fluido acumulador.

Para o método que utiliza a estocagem de refrigerante e solução, os reservatórios serão comparativamente menores e dispensam um isolamento mais rigoroso, pois o refrigerante estocado se encontra a temperatura de condensação, não expandido, e para o reservatório de solução é interessante a perda de calor para o ambiente.

Em um estudo comparativo, Wilbur e Mancini [10], examinaram as características apresentadas pelos métodos de estocagem de energia aqui discutidos para sistemas de refrigeração por absorção a base de Brometo de Lítio-Água e Amônia-Água.

Para o presente estudo, baseado nas características de dimensões, isolamento térmico exigido e performance apresentada opta-se pelo sistema de estocagem de refrigerante e solução para se obter um período de 24 horas para o sistema solar de refrigeração por absorção. A estocagem será implementada ao sistema ABS que apresentar melhor performance, sendo que a sua representação esquemática se encontra na figura 5. Observa-se que o posicionamento definitivo dos trocadores de calor intermediários será decorrência dos resultados apresentados pelas configurações discutidas anteriormente.

Durante o período sem insolação, a geração é interrompida, porém o processo de absorção deve continuar. Assim, uma bomba auxiliar deve ser incluída ao sistema, permitindo a circulação da solução entre seu depósito e o absorvedor nestes períodos e assegurando um contato efetivo entre a solução e o vapor proveniente do evaporador. Paralelamente a bomba principal do sistema deve ser desativada, até que um novo período de geração seja alcançado.

Como fluido de trabalho para o sistema opta-se pela combinação Brometo de Lítio-Água. Esta opção é baseada principalmente nos coeficientes de performance apresentados por esta combinação quando comparado a outras tais como Água-Amônia e Tiocianato de Sódio-Amônia [13]. Aliado a este fato, a solução permite uma

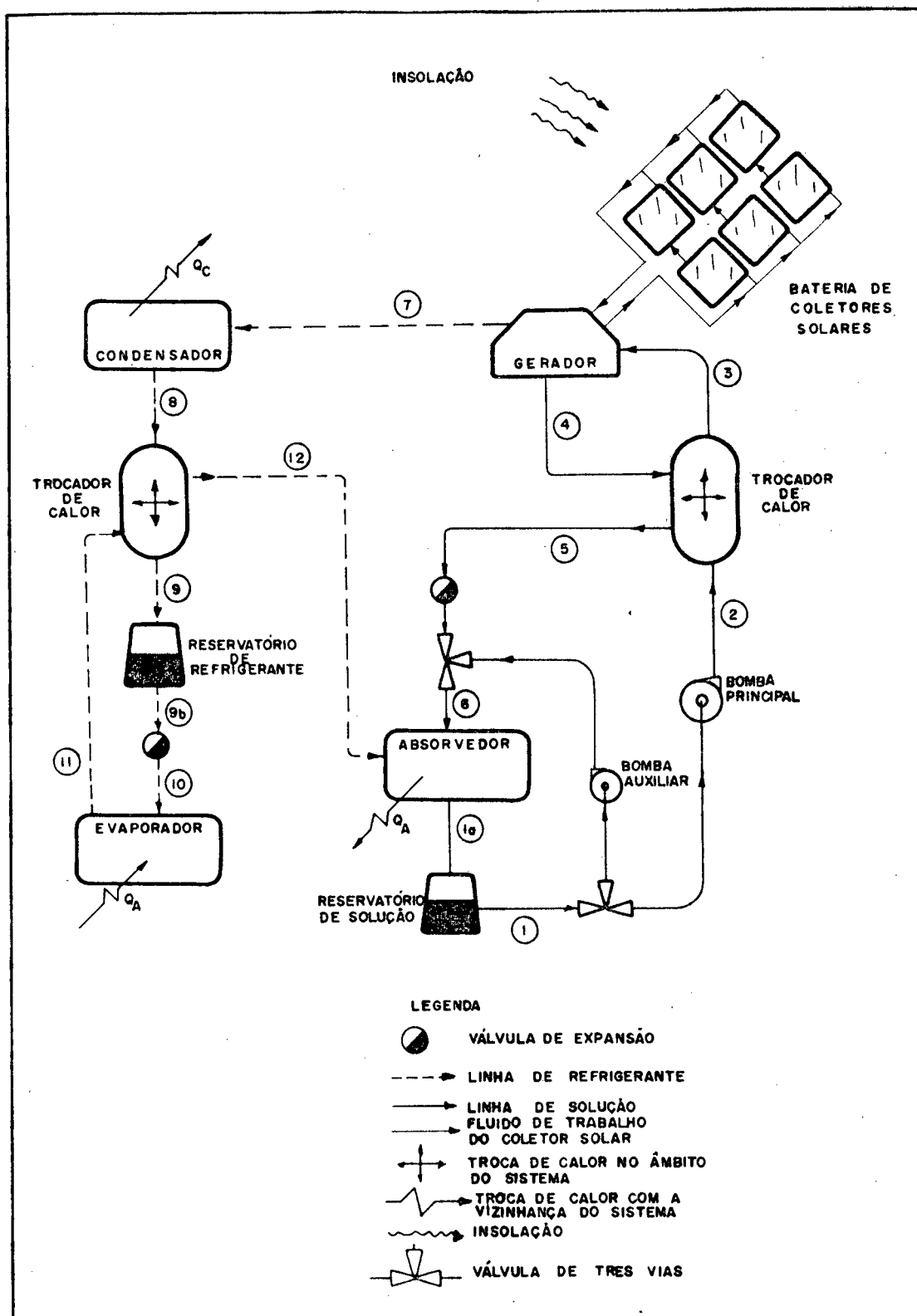


Figura 5. Sistema solar de refrigeração por absorção com trocadores de calor intermediários e acumulação de refrigerante.

fácil produção de vapor de refrigerante no gerador, com alto grau de pureza, dispensando o acoplamento de uma coluna de retificação após o gerador [07].

As propriedades termodinâmicas para a mistura Brometo de Lítio-Água se encontram no Apêndice 1.

### 3. MODELOS MATEMÁTICOS

#### 3.1- Estrutura Geral

O modelo matemático de um sistema físico, consiste de um grupo de equações algébricas que representam as propriedades das substâncias e fluxos envolvidos no sistema ou fornecem as características de performance dos equipamentos constituintes, refletindo as interrelações existentes entre as grandezas físicas que definem o sistema. Em geral para constituição do modelo matemático são considerados três princípios básicos bem conhecidos:

- Princípio da conservação da energia
- Princípio da conservação da massa
- Princípio do crescimento da entropia

Baseado nestes princípios são deduzidas analítica ou experimentalmente as equações representativas dos fenômenos que ocorrem em cada componente do ciclo individualmente no âmbito do sistema físico considerado. Como a união e interrelação dos fenômenos individuais se constitui no comportamento do sistema físico, a união e interrelação das equações algébricas que os descrevem constituirá o chamado modelo matemático, que deste modo deve refletir o comportamento do sistema físico. A precisão do modelo matemático é pois reflexo direto das hipóteses simplificativas consideradas e da confiabilidade das expressões algébricas utilizadas.

O crescente interesse e estudo voltado a análise de modelos matemáticos é decorrente da possibilidade destes serem tratados em computadores, prevendo-se desta forma, em curto espaço de tempo, o comportamento do sistema físico sob as mais diversas situações operacionais possíveis. Esta simulação acarreta uma redução de custos e tempo permitindo uma posterior otimização do sistema simulado face aos parâmetros desejáveis.

Para os sistemas aqui enfocados, o modelo matemático se constituirá basicamente por:

- Equações das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho;

- Equações de balanço de massa;
- Equações de balanço de energia.

Para o ciclo solar de refrigeração por absorção as hipóteses simplificativas para estruturação do modelo matemático, de acordo com a figura 3, são as seguintes:

1. Para os fluidos de trabalho, a água pura é considerada saturada nos pontos 8, 10 e 11 e a solução está em equilíbrio nos pontos 1, 3, 4 e 7.
2. As tubulações e componentes considerados não admitem perdas de calor para o ambiente e não causam quedas intermediárias de pressão no ciclo.
3. Os fluxos de calor e massa ocorrem em regime permanente.
4. Os calores rejeitados pelo condensador e absorvedor são convenientemente retirados por uma fonte fria qualquer externa ao sistema considerado.
5. Todo elemento gerador está a mesma temperatura, não existindo gradiente de temperatura entre os fluxos que deixam este componente.
6. É desprezado o trabalho de bombeamento da solução absorvente-refrigerante.
7. Obtem-se vapor de refrigerante puro no gerador.
8. A pressão de geração do sistema é a pressão de saturação do refrigerante à temperatura de condensação.
9. A pressão de evaporação é determinada pela concentração de absorvente e temperatura consideradas no processo de absorção.

### 3.2- Discussão das hipóteses

As hipóteses levantadas tem a finalidade de reduzir a complexidade do modelo matemático a ser tratado e o compromisso de não alterar os resultados apresentados pelo modelo ao ponto de invalidá-los ou mesmo torná-los pouco confiáveis.

A hipótese de saturação nos pontos 8, 10 e 11 constitui prática usual no cálculo de sistemas de refrigeração sendo consagrada pela experiência prática. Para os pontos 1, 3, 4 e 7 a hipótese se baseia no fato de estarem presentes e em contato as fases vapor e líquido da solução absorvente-refrigerante.

A consideração feita em relação às tubulações e componentes é fundamentada no ponto de vista de que a cada instalação corresponderia um traçado específico de tubulação, assim como também os materiais empregados nos tubos, isolamentos e equipamentos. Sob este aspecto, a hipótese é imprescindível e uma aproximação poderia ser feita considerando as perdas de carga e calor médias nas tubulações e equipamentos a partir de levantamentos preliminares de instalações já implantadas, o que não é disponível.

Como discutido no capítulo anterior os reservatórios de refrigerante e solução se encontram à temperatura ambiente ou próximo desta, de modo que a perda de calor para o ambiente é nula ou muito reduzida.

Para a retirada dos calores rejeitados pelo ciclo, inúmeras possibilidades se apresentam. O fluido considerado para esta função poderia ser a água, ligando o absorvedor e o condensador através de circuitos em série ou em paralelo ou mesmo retirando estes calores por circuitos individuais. Qualquer destas opções poderia ser acoplada a uma torre de refrigeração ou radiadores a ar, formando um sub-sistema a parte para a retirada dos referidos calores. Assim em face das diversas possibilidades, a opção por uma delas em particular viria simplesmente limitar os resultados obtidos com a simulação dos sistemas considerados.

Em relação ao processo de geração, deve-se observar que a medida que a solução rica em refrigerante percorre o gerador, a separação toma lugar e a concentração da solução aumenta em absorvente até sua saída do gerador. Durante este processo a variação da concentração implica em uma variação da temperatura de ebulição da solução, devido a pressão constante, existindo assim um gradiente de temperatura entre o vapor gerado e o produto de fundo do gerador. Como o processo de ebulição no interior do gerador não foi estudado a ponto de se dispor de informações que permitam a inclusão deste fenômeno ao modelo, considera-se uma temperatura ú

nica para o produto de fundo e o vapor de refrigerante provenientes do gerador. A hipótese também se fundamenta em estudos semelhantes anteriores, [17], que apresentaram resultados coerentes ao sistema físico.

A consideração feita em relação ao trabalho de bombeamento deve-se ao fato deste se apresentar muito pequeno quando comparado aos demais quantitativos de energia envolvidos no ciclo.

### 3.3- Estudo dos componentes

#### 3.3.1- Coletor solar

Como a energia responsável pelo acionamento do sistema é devido quase que unicamente aos coletores solares, estes se apresentam como um dos componentes mais importantes do sistema. Para um coletor solar do tipo plano, a constituição física mais comum é apresentada, em corte transversal, na figura 6. A energia

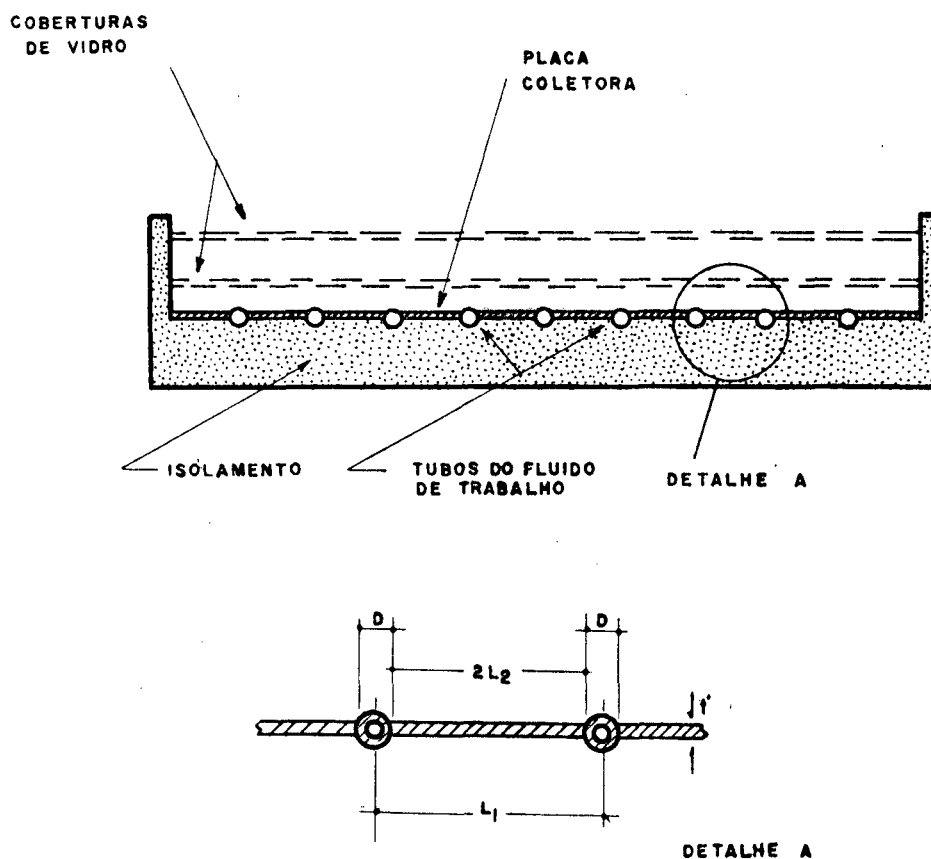


Figura 6. Vista em corte de um coletor solar plano.



radiante deve transpor as resistências térmicas oferecidas pelas placas de vidro de cobertura, das paredes do tubo e placa coletora até que atinja o fluido de trabalho. O isolamento da caixa do coletor procura impedir a perda de energia pelo fundo e pelas paredes laterais. O circuito elétrico análogo da figura 7 permite uma visualização mais rápida do fenômeno.

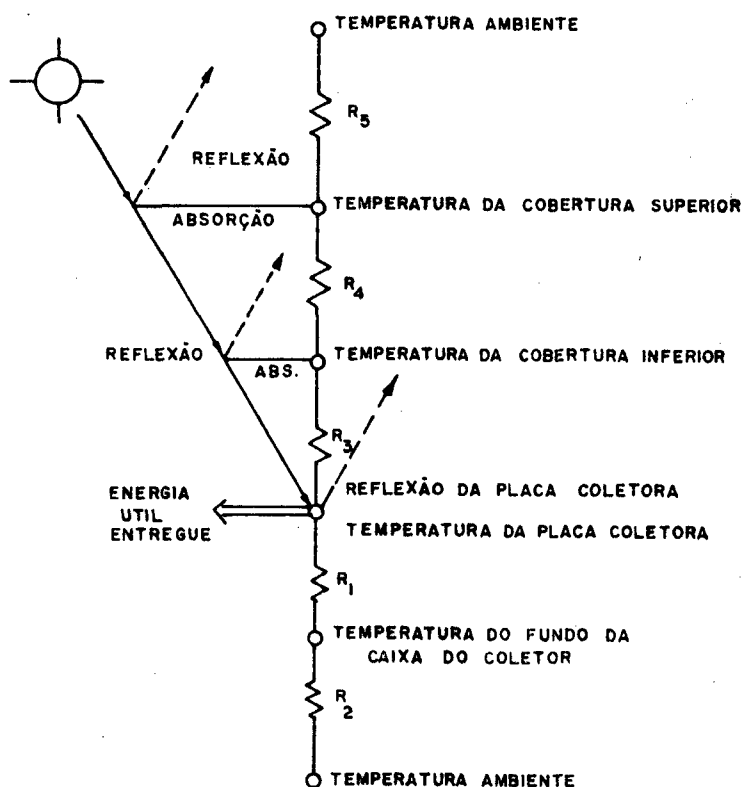


Figura 7. Circuito elétrico análogo para um coletor solar plano com duas placas de cobertura.

A função primordial das placas de cobertura é minimizar as perdas por convecção e por reflexão. Em particular, as últimas reduzem-se com o recobrimento da placa do coletor por uma tinta não reflexiva e das placas de vidro com películas seletivas, [13], [14], [16], que permitem a passagem de determinados comprimentos de onda, principalmente na faixa do infra-vermelho.

As resistências indicadas na analogia elétrica da figura 6 podem ser reunidas em um único fator, [16], denominado coefi

ciente global de perda de calor,  $U_c$ , que para um coletor com duas placas de cobertura é dado pela equação a seguir.

$$U_c = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (1.a)$$

Para uma análise quantitativa do calor útil cedido por um coletor solar do tipo plano, consideram-se as seguintes hipóteses:

1. O coletor se encontra em regime permanente.
2. A diferença de temperatura entre a placa de vidro superior de cobertura e a placa do coletor é desprezível.
3. O fluxo de calor é unidimensional através das placas de cobertura, assim como também através do isolamento de fundo.
4. As tubulações responsáveis pela alimentação do fluido de trabalho à grade de tubos da placa coletora ocupam pequeno percentual da área total do coletor e permitem um fluxo uniforme na mesma.
5. O céu é considerado como uma fonte do tipo corpo negro para radiações na faixa do infra-vermelho, com temperatura equivalente do céu.
6. A radiação solar sobre o coletor é uniforme.

Adotadas as hipóteses anteriores, um desenvolvimento analítico segundo Kreith [14], mostra que o calor útil cedido pelo coletor é dado por:

$$Q_{uc} = A_c \cdot F_r \{ \alpha_s \cdot I_s - U_c (T_{ec} - T_a) \} \quad (1)$$

onde:

$A_c$  - área total do coletor

- $F_r$  - fator de remoção de calor  
 $\alpha_s$  - transmitância das placas de vidro  
 $I_s$  - radiação total incidente sobre o coletor  
 $T_{ec}$  - temperatura de entrada do fluido de trabalho  
 $T_a$  - temperatura ambiente

O fator de remoção de calor representa a performance do coletor real em relação a um coletor considerado termodinamicamente ótimo. Este fator é definido como a razão entre a taxa real de calor transferido ao fluido de trabalho e a taxa de calor transferido quando a diferença de temperatura entre a placa do coletor e o ambiente é mínima. De acordo com a definição, para o coletor considerado termodinamicamente ótimo as perdas de calor são mínimas. Este fator pode ser calculado pela equação:

$$F_r = \frac{G \cdot c_p}{U_c} \left\{ 1 - \exp \left( - \frac{U_c \cdot F'}{G \cdot c_p} \right) \right\} \quad (1.b)$$

onde:

- $G$  - fluxo do fluido de trabalho por unidade de área  
 $F'$  - fator de eficiência do coletor

O fator de eficiência do coletor depende unicamente das características adotadas durante o projeto, a saber:

$$F' = \left\{ U_c \cdot L_1 \left( \frac{1}{U_c (D + 2L_2 \cdot \eta)} + \frac{1}{h_c (\pi D)} \right) \right\}^{-1} \quad (1.c)$$

As dimensões físicas que caracterizam o coletor são mostradas na figura 6, enquanto o coeficiente de transmissão de calor por convecção,  $h_c$ , e a eficiência de aleta,  $\eta$ , são dependentes do regime de fluxo nos tubos e do material empregado no coletor, respectivamente. A eficiência de aleta diz respeito a trans-

missão de calor que ocorre entre a placa do coletor e os tubos nesta fixados, sendo que pode ser calculada de acordo com a equação (1.d).

$$\eta = \frac{\tanh(L_2 \xi)}{\xi \cdot L_2} \quad (1.d)$$

sendo que:

$$\xi^2 = U_c / k \cdot t'$$

k = condutividade térmica do material da placa

t' = espessura da placa

Valores típicos para o coeficiente de transmissão de calor por convecção,  $h_c$ , são fornecidos na literatura, [14], [16], e reproduzidos na tabela 2.

Tabela 2. Valores típicos de  $h_c$ , ( $\text{kcal} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ )

FLUIDO E REGIME DE FLUXO	$h_c$
água, fluxo laminar, convecção forçada	257,94
água, fluxo turbulento, convecção forçada	1289,70
ar fluxo turbulento, convecção forçada	85,98

Assim, determinadas as dimensões físicas do coletor, o fluido de trabalho, fluxo, número de placas de cobertura, materiais e dimensões dos tubos e placa do coletor, o fluxo de calor fica de finido para uma dada insolação, temperatura de entrada do fluido de trabalho e temperatura ambiente.

Para o fluido de trabalho foi escolhida a água por suas propriedades intrínsecas, e considera-se o regime de fluxo como laminar. Supõem-se ainda que uma bomba de líquido proceda à circulação da água pelos coletores. Foram consideradas duas placas de vidro com transmitância de 0,9 para o recobrimento. A placa do coletor é de cobre com uma espessura de 1 mm, sendo os tubos do mesmo material. Os demais parâmetros que determinam as características do coletor estão relacionados na tabela 3.

Tabela 3. Parâmetros característicos do coletor solar plano utilizado na simulação dos sistemas ABS.

FATOR	VALOR	UNIDADE
$h_c$	257,9400	$\text{kcal.h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
$U_c$	3,4392	$\text{kcal.h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
$k \cdot t'$	0,3400	$\text{kcal.h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
$2L_2$	0,1000	m
D	0,0254	m
$L_1$	0,1254	m
$\alpha_s$	0,9000	/

Considerando os parâmetros acima listados, estima-se através das relações de (1.b) a (1.d) os demais fatores. Os resultados obtidos se encontram listados na tabela 4.

Tabela 4. Fatores que definem o comportamento do coletor solar.

FATOR	VALOR	UNIDADE
$F_r$	0,9196	/
$F'$	0,9811	/
$\eta$	0,9900	/
$G$	30,0000	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$

Observa-se ainda que a área total de coletores a ser utilizada e a taxa de circulação do fluido de trabalho estão estreitamente relacionadas com os fluxos que deverão ocorrer no sistema de refrigeração e com a temperatura de geração deste. Para uma dada área de coletor e uma determinada insolação, a taxa de circulação irá determinar a temperatura de saída do fluido de trabalho do coletor e conseqüentemente influenciar diretamente a temperatura de geração do sistema.

Reduzindo-se a taxa de circulação visando maiores temperaturas, o fator de remoção de calor é reduzido, diminuindo deste modo a quantidade de calor entregue ao gerador. Logo ambos os fatores devem ser levados em conta para determinação da taxa de circulação a ser utilizada.

### 3.3.2- Gerador

O gerador é responsável pela obtenção de refrigerante a partir da solução Brometo de Lítio-Água. Para tal foi considerado como um trocador de calor de duplo tubo contra corrente, onde, por um lado circula o fluido de trabalho do coletor solar e de outro encontra-se a solução em separação. Considera-se a temperatura de geração como sendo a temperatura de saída do fluido frio que entra no trocador de calor. Para um trocador de calor de duplo tubo contra corrente, esta temperatura é dada, segundo Stoecker [15],

por:

$$T = T_1 - (T_1 - T_i) \left\{ \frac{1 - \text{EXP}(\phi)}{M_1/M_2 - \text{EXP}(\phi)} \right\} \quad (2)$$

onde:

$$\phi = UA (1/M_1 - 1/M_2)$$

$$M_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$$

$$M_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$$

T = temperatura de saída do fluido frio

T<sub>1</sub> = temperatura de entrada do fluido frio

T<sub>i</sub> = temperatura de entrada do fluido quente

$\dot{m}_1$  = fluxo de massa do fluido frio

$\dot{m}_2$  = fluxo de massa do fluido quente

UA = produto entre a área total de troca de calor e o coeficiente global de troca de calor para o trocador de calor.

Para o ciclo em questão, de acordo com a figura 8, pode-se escrever para o gerador:

$$T_7 = T_3 - (T_3 - T_{CS}) \frac{1 - \text{EXP}(\phi_1)}{M_1/M_2 - \text{EXP}(\phi_1)} \quad (3)$$

onde:

$$\phi_1 = UA_g (1/M_1 - 1/M_2) \quad (3.a)$$

$$M_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{ps} \quad (3.b)$$

$$M_2 = \dot{m}_c \cdot c_{p\ell} \quad (3.c)$$

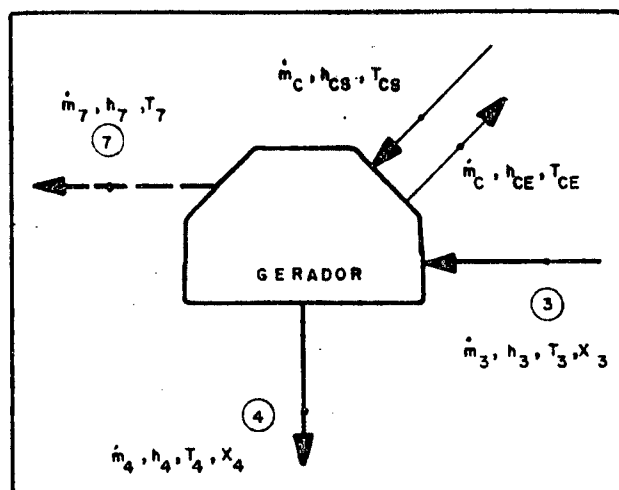


Figura 8. Gerador de refrigerante.

De acordo com os parâmetros fixados para o coletor, o fluxo de massa de seu fluido de trabalho é:

$$\dot{m}_C = A_C \cdot G \quad (3.d)$$

O calor específico para água na faixa de temperatura de operação esperada pode ser considerado constante, mas o calor específico da solução Brometo de Lítio-Água é dependente da concentração. Assim para a solução o calor específico é calculado em função da concentração de Brometo de Lítio do fluxo de alimentação do gerador, como é mostrado no Apêndice 1.

Um balanço de massa para o gerador mostra que devem ser satisfeitas as condições:

$$\dot{m}_3 \cdot X_3 = \dot{m}_4 \cdot X_4 \quad (4)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (5)$$



O balanço energético implica em:

$$\dot{m}_c (h_{cs} - h_{ce}) = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (5.a)$$

O calor útil fornecido pela bateria de coletores representa o lado esquerdo da equação (5.a), ou seja:

$$Q_{uc} = \dot{m}_c (h_{cs} - h_{ce}) \quad (5.b)$$

Substituindo-se (5.a) em (5.c) obtém-se:

$$Q_{uc} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (6)$$

As equações (3), (4), (5) e (6) descrevem o comportamento do gerador, sendo que estas estão interrelacionadas pelas equações das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho do sistema de acordo com o quadro 3.

### 3.3.3 - Trocadores de calor

Estes componentes, a exemplo do gerador de vapor são considerados do tipo de duplo tubo contra corrente tendo assim seu comportamento descrito pela equação (2). Para o trocador na posição I, figura 9, as temperaturas envolvidas devem obedecer a equação:

$$T_{12} = T_{11} - (T_{11} - T_8) \left\{ \frac{1 - \text{EXP}(\phi_2)}{M_3/M_4 - \text{EXP}(\phi_2)} \right\} \quad (7)$$

Sendo que:

$$\Phi_2 = UA_{t1} ( 1/M_3 - 1/M_4 ) \quad (7.a)$$

$$M_3 = \dot{m}_{12} \cdot c_{pv} \quad (7.b)$$

$$M_4 = \dot{m}_8 \cdot c_{pl} \quad (7.c)$$

como  $\dot{m}_{12} = \dot{m}_8 = \dot{m}_7$ , as equações assumem a forma:

$$M_3 = \dot{m}_7 \cdot c_{pv} \quad (7.d)$$

$$M_4 = \dot{m}_7 \cdot c_{pl} \quad (7.e)$$

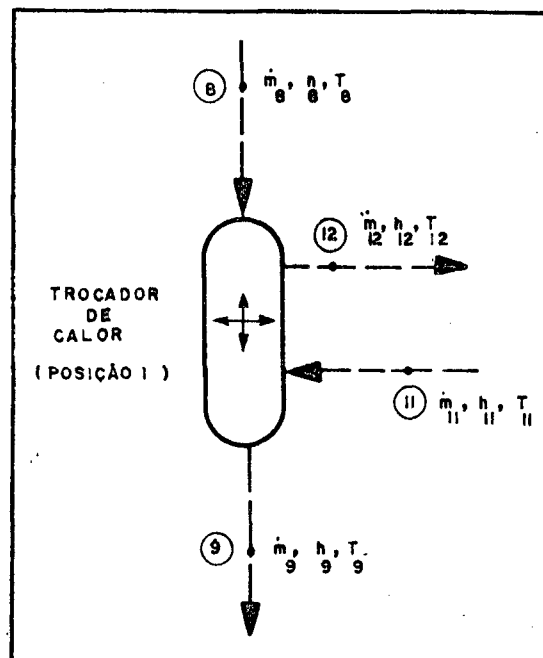


Figura 9. Trocador de calor da posição I.

A identidade do balanço de massa permite sua omissão e o balanço energético implica que:

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12}$$

ou então:

$$(h_8 + h_{11}) = (h_9 + h_{12}) \quad (8)$$

Para o trocador de calor da posição II, visto na figura 10, tem-se que:

$$T_3 = T_2 - (T_2 - T_4) \left\{ \frac{1 - \text{EXP}(\Phi_3)}{M_5/M_6 - \text{EXP}(\Phi_3)} \right\} \quad (9)$$

sendo que:

$$\Phi_3 = UA_{tu} (1/M_5 - 1/M_6) \quad (9.a)$$

$$M_5 = \dot{m}_3 \cdot c_{ps} \quad (9.b)$$

$$M_6 = \dot{m}_4 \cdot c_{ps} \quad (9.c)$$

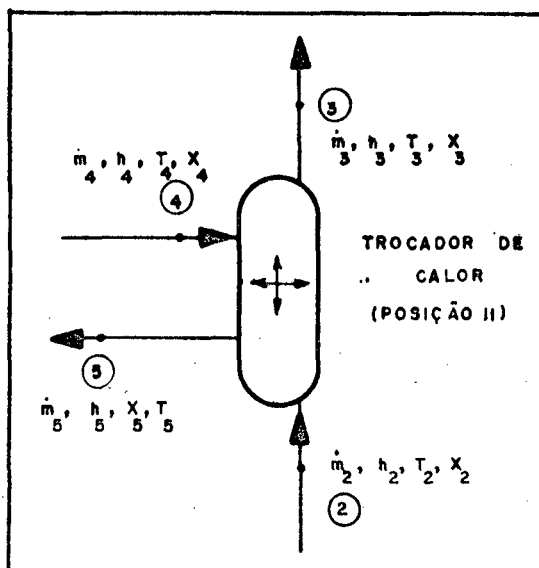


Figura 10. Trocador de calor da posição II.

Observa-se que também para os fluxos envolvidos neste componente o calor específico da solução deve ser avaliado em função da concentração de Brometo de Lítio. Um balanço de massa recai em uma identidade e o balanço de energia exige que:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (10.a)$$

como  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$  e  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ , pode-se escrever:

$$\dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (10)$$

### 3.3.4 - Absorvedor

O absorvedor é responsável pela reconstituição da solução a partir do produto de fundo do gerador e do vapor proveniente do evaporador e pode ser descrito pela condição de equilíbrio energético conforme a figura 11.

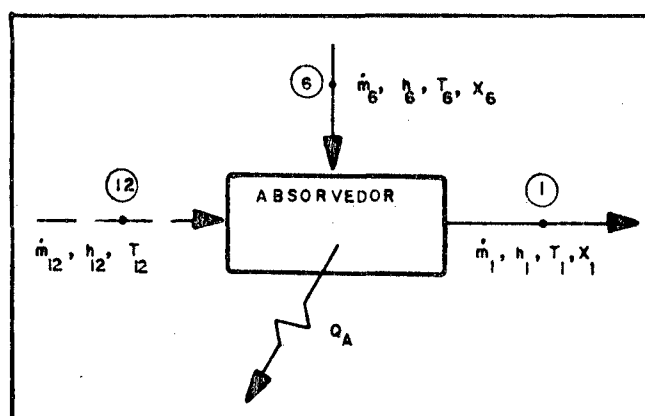


Figura 11. Absorvedor.

Para o absorvedor, pode-se escrever:

$$Q_a + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_6 \cdot h_6$$

como  $\dot{m}_1 = \dot{m}_3$ ,  $\dot{m}_{12} = \dot{m}_7$  e  $\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ , obtem-se: (11)

$$Q_a = \dot{m}_7 \cdot h_{12} + \dot{m}_4 \cdot h_6 - \dot{m}_3 \cdot h_1$$

O balanço de massa neste componente conduz às equações (4) e (5) sendo assim omitido neste item. As entalpias referencia das pela equação (11) relacionam-se com as temperaturas homólogas através das equações das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho.

### 3.3.5 - Condensador

O condensador é o elemento responsável pela condensação do refrigerante proveniente do gerador.

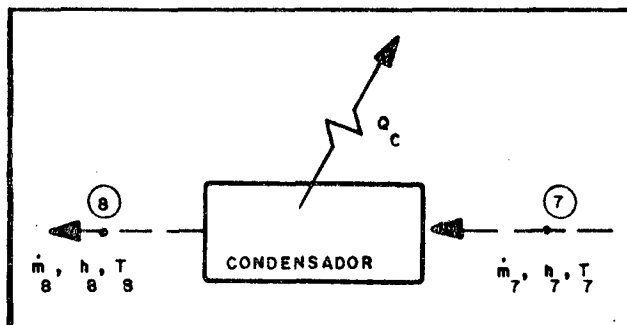


Figura 12. Condensador.

O balanço energético para este componente, de acordo com a figura 12, exige que:

$$Q_c + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8$$

como  $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$ , obtem-se:

$$Q_c = \dot{m}_7 ( h_8 - h_7 ) \quad (12)$$

A entalpia do líquido saturado no ponto 8 é função direta da temperatura de condensação  $T_8$ , assim como também a pressão de alta do sistema.

### 3.3.6 - Evaporador

No evaporador, o refrigerante encontra-se em estado de ebulição, entrando na condição de líquido saturado e abandonando-o na condição de vapor saturado, sendo assim o processo a temperatura constante. De acordo com os índices da figura 13, o balanço de energia mostra que:

$$Q_e = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10}$$

e como  $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_7$

$$Q_e = \dot{m}_7 ( h_{11} - h_{10} ) \quad (13)$$

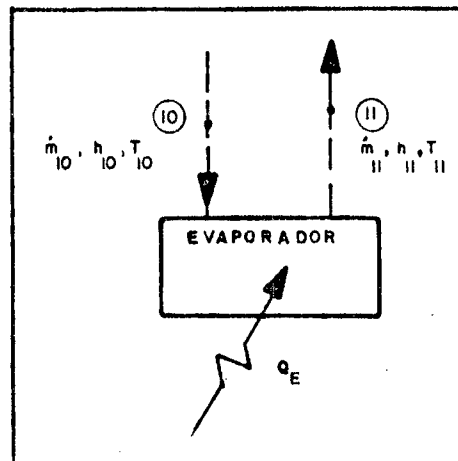


Figura 13. Evaporador.

Para avaliação do comportamento da temperatura do ambiente condicionado, assume-se que uma determinada vazão de ar,  $\dot{m}_{ar}$ , incide sobre o evaporador a temperatura do ambiente externo, em um processo de renovação total do ar do ambiente condicionado. A condição de temperatura deste fluxo na saída do evaporador, segundo Stoecker [15], será:

$$T_{ar2} = T_{ar1} - (T_{ar2} - T_{10}) \{1 - \text{EXP}(\xi)\} \quad (13.a)$$

onde:

$T_{ar1}$  - temperatura do ar que entra no evaporador

$T_{ar2}$  - temperatura do ar que sai do evaporador

$$\xi = \{-UA_c / (\dot{m}_{ar} \cdot c_{par})\} \quad (13.b)$$

### 3.3.7 - Válvulas de expansão

Para estes componentes, únicos responsáveis pelas perdas de carga que ocorrem no ciclo, tem-se:

$$h_5 = h_6 \quad (14)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (15)$$

### 3.4 - Constituição e simulação dos sistemas

O sistema solar de refrigeração por absorção segundo algumas configurações aqui apresentadas, já foi estudado através de modelos matemáticos análogos ao presente, [03], [05], [10], porém com características de fluxo, trocadores de calor e coletores solares diversos. Como a finalidade primordial do presente estudo é comparativa, os mesmos parâmetros básicos acima citados aliados a condições ambientais também idênticas, devem ser impostos a todos os sistemas. Por estas razões modelos cujo comportamento sob determinadas condições já é conhecido, são aqui novamente constituídos e simulados.

Para os sistemas em questão, ABS 00, ABS 01, ABS 10 e ABS 11, as grandezas físicas que caracterizam seus comportamentos podem ser determinadas através das equações discutidas. Cada um dos sistemas em particular, apresenta um grupo mínimo de equações que deve ser resolvido simultaneamente e de sua solução, se depreende por cálculo direto as demais incógnitas.

Para cada um dos sistemas a inexistência de um trocador de calor implica em relações isoentálpicas e isotérmicas para determinados pontos da figura 14. O quadro 1 resume as equações dos componentes anteriormente discutidos e indica os sistemas que estas deverão influenciar. O quadro 2 resume, para cada sistema proposto, o grupo de equações que deve ser resolvido simultaneamente, assim como também as relações isotérmicas e isoentálpicas particulares para cada um deles.



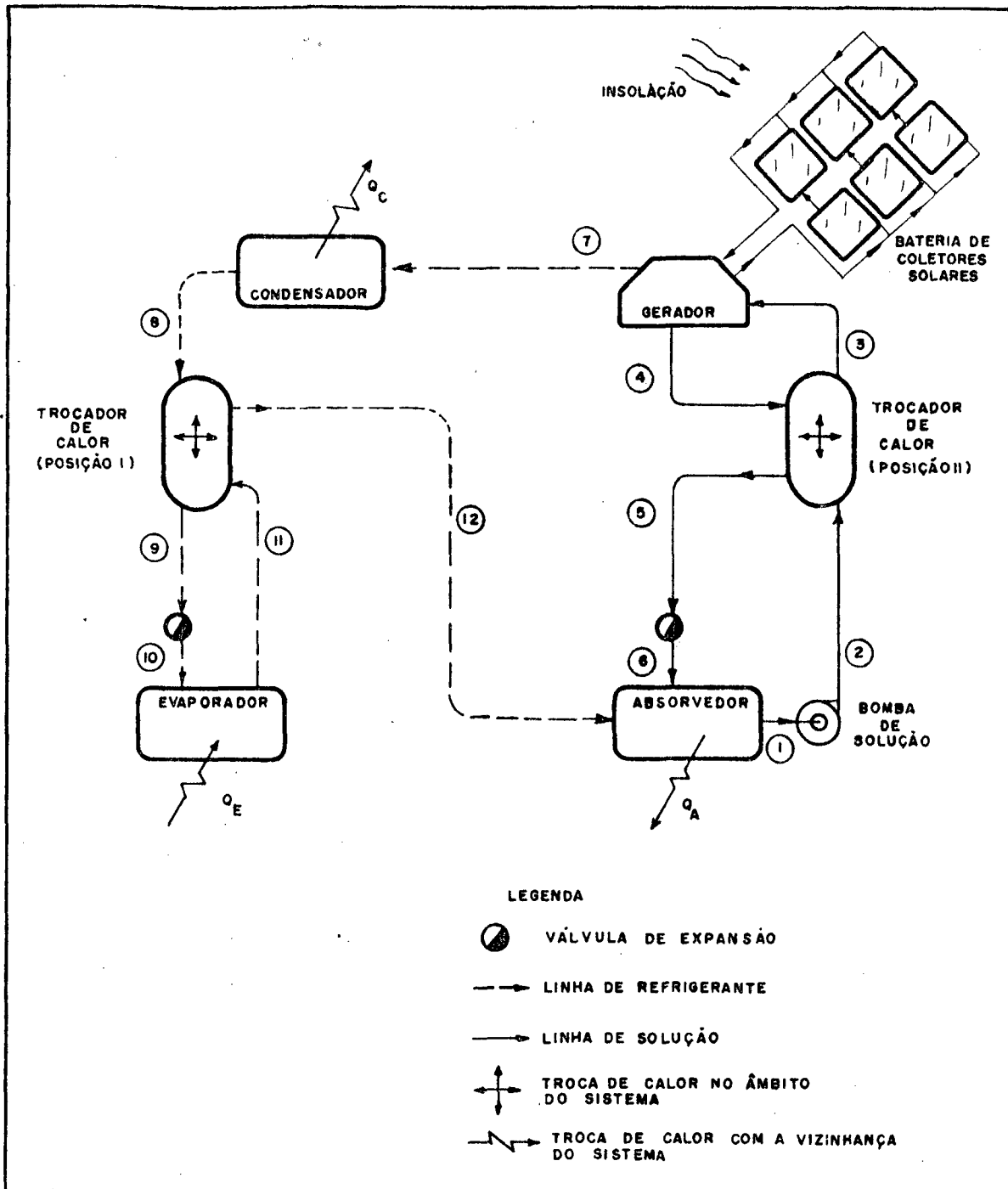


Figura 14. Sistema solar de refrigeração por absorção com trocadores de calor intermediários.

Quadro 1. Equações dos modelos matemáticos.

COMPONENTE	EQUAÇÃO	SISTEMA
COLETOR SOLAR	$Q_{UC} = A_c \cdot F_r \{ \alpha_s \cdot I_s - U_c (T_{CS} - T_a) \}$ (1)	TODOS
GERADOR	$T_7 = T_3 - (T_3 - T_{CS}) \left\{ \frac{1 - \text{EXP}(\phi_1)}{M_1/M_2 - \text{EXP}(\phi_1)} \right\}$ (3) $\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4$ (4) $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ (5) $Q_{UC} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3$ (6)	TODOS
TROCADOR DE CALOR, posição I	$T_{12} = T_{11} - (T_{11} - T_8) \left\{ \frac{1 - \text{EXP}(\phi_2)}{M_3/M_4 - \text{EXP}(\phi_2)} \right\}$ (7) $h_8 + h_{11} = h_9 + h_{12}$ (8)	ABS 10 ABS 11
TROCADOR DE CALOR, posição II	$T_3 = T_2 - (T_2 - T_4) \frac{1 - \text{EXP}(\phi_3)}{M_5/M_6 - \text{EXP}(\phi_3)}$ (9) $\dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_3 (h_3 - h_2)$ (10)	ABS 01 ABS 11

Quadro 1 (continuação). Equações dos modelos matemáticos.

COMPONENTE	EQUAÇÃO	SISTEMA
ABSORVEDOR	$Q_a = \dot{m}_7 \cdot h_{12} + \dot{m}_4 \cdot h_5 - \dot{m}_3 \cdot h_1$ (11)	TODOS
CONDENSADOR	$Q_c = \dot{m}_7 (h_8 - h_7)$ (12)	TODOS
EVAPORADOR	$Q_e = \dot{m}_7 (h_{11} - h_{10})$ (13) $T_{a_2} = T_{a_1} - (T_{a_1} - T_{10}) \{ 1 - \text{EXP}(\xi) \}$ (13.a)	TODOS TODOS
VÁLVULAS DE EXPANSÃO	$h_5 = h_6$ (14) $h_9 = h_{10}$ (15)	TODOS

Quadro 2. Equações que exigem solução simultânea para cada um dos sistemas propostos.

SISTEMA	EQUAÇÃO	ENTALPIA	TEMPERATURA
ABS '00	(1)	$h_1 = h_2$	$T_1 = T_2$
	(3)	$h_2 = h_3$	$T_2 = T_3$
	(4)	$h_4 = h_5$	$T_4 = T_5$
	(5)	$h_8 = h_9$	$T_8 = T_9$
	(6)	$h_{11} = h_{12}$	$T_{11} = T_{12}$
ABS 01	(1)		
	(3)		
	(4)	$h_1 = h_2$	$T_1 = T_2$
	(5)	$h_8 = h_9$	$T_8 = T_9$
	(6)	$h_{11} = h_{12}$	$T_{11} = T_{12}$
	(9)		
ABS 10	(1)		
	(3)	$h_1 = h_2$	$T_1 = T_2$
	(4)	$h_2 = h_3$	$T_2 = T_3$
	(5)	$h_4 = h_5$	$T_4 = T_5$
	(6)		
ABS 11	(1)		
	(3)		
	(4)		
	(5)	$h_1 = h_2$	$T_1 = T_2$
	(6)		
	(9)		
	(10)		

Observa-se ainda que para cada um dos sistemas de equações do quadro 2, as propriedades de entalpia, temperatura e concentração da solução de Brometo de Lítio estão relacionadas entre si e também com as pressões de operação do ciclo através das equações das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho. Estas equações apesar de não aparecerem explicitamente no quadro 2, devem ser também simultaneamente satisfeitas quando da simulação de qualquer um dos sistemas ABS.

Estas relações encontram-se resumidas no quadro 3 onde as equações são referenciadas apenas funcionalmente. As definições de cada uma delas se encontra no Apêndice 1.

Quadro 3. Equações das propriedades termodinâmicas para interrelacionamento das propriedades do fluido de trabalho.

PROPRIEDADE	EQUAÇÃO	PROPRIEDADE	EQUAÇÃO
$x_1$ , $h_1$ , $T_1$	$\Psi_1$ $\Psi_2$	$h_7$ , $T_7$	$\Psi_3$
$x_2$ , $h_2$ , $T_2$	/	$h_8$ , $T_8$	$\Psi_1$
$x_3$ , $h_3$ , $T_3$	$\Psi_5$	$h_9$ , $T_9$	/
$x_4$ , $h_4$ , $T_4$	$\Psi_4$ $\Psi_5$	$h_{10}$ , $T_{10}$	$\Psi_2$ $\Psi_4$
$x_5$ , $h_5$ , $T_5$	/	$h_{11}$ , $T_{11}$	$\Psi_2$
$x_6$ , $h_6$ , $T_6$	/	$h_{12}$ , $T_{12}$	$\Psi_3$

Para a simulação dos sistemas ABS, segundo os modelos matemáticos apresentados, as seguintes condições foram impostas sobre cada um deles:

1. São conhecidas e iguais as temperaturas de condensação e absorção;
2. A concentração de Brometo de Lítio no absorvedor é fixada assim como também o fluxo de solução bombeada, suposto constante no decorrer da operação;
3. São conhecidos os coeficientes globais de transferên

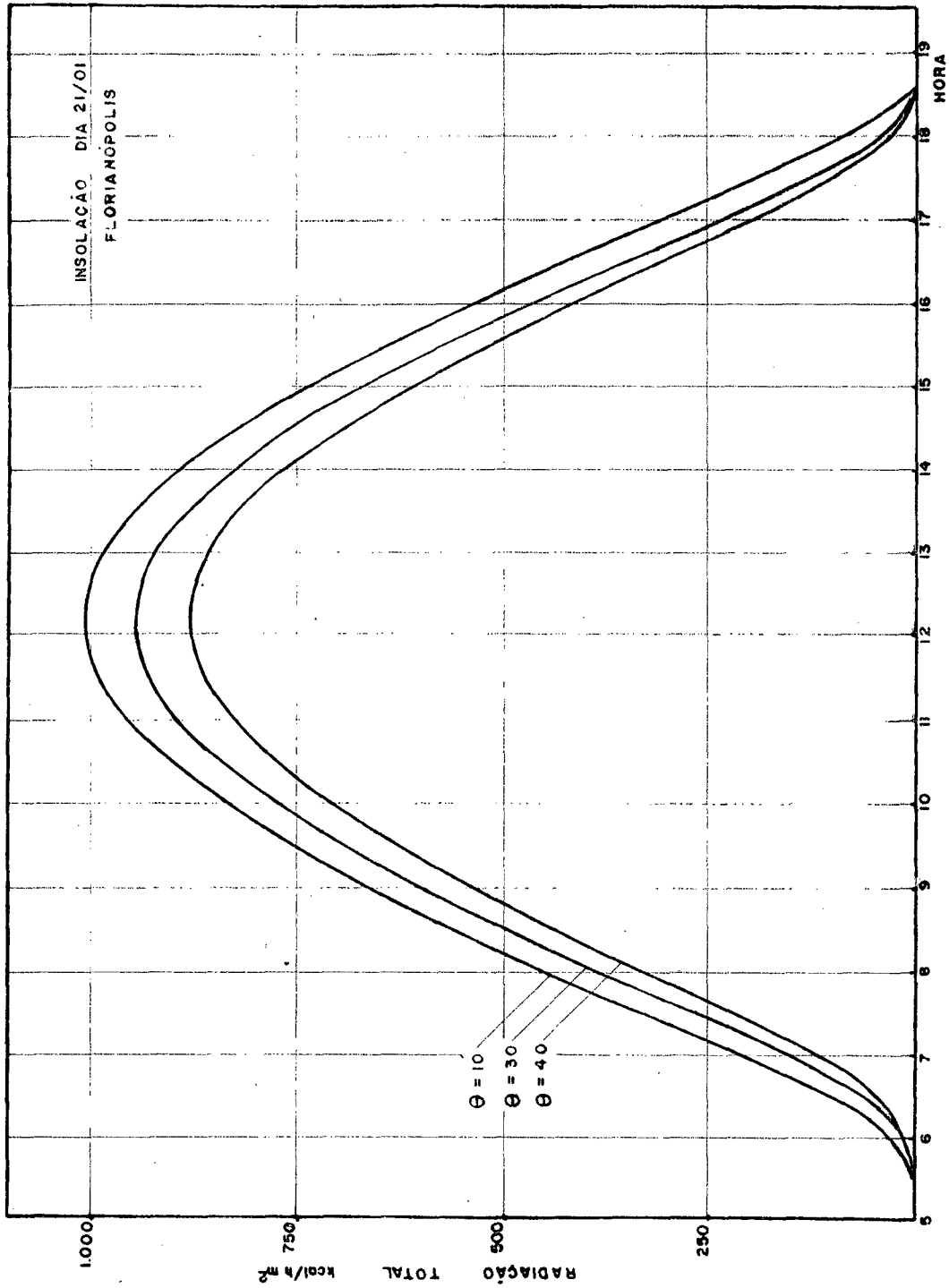


Figura 15. Radiação solar total incidente na cidade de Florianópolis.

$\theta$  - ângulo de inclinação do coletor solar em relação a horizontal.

cia de calor e respectivas áreas de troca de calor para o gerador, evaporador e trocadores de calor intermediários.

4. É conhecida a posição geográfica do sistema e a orientação da bateria de coletores solares, assim como também as condições ambientais para o dia do ano considerado para simulação.

As duas primeiras condições permitem a determinação das pressões de operação do ciclo, e observa-se que as temperaturas de condensação e absorção foram consideradas iguais, uma vez que a fonte fria para qual o sistema rejeita calor deve ser a mesma. A condição de insolação sobre a bateria de coletores solares foi calculada para a cidade de Florianópolis, S.C., segundo a orientação Norte [21]. A figura 15 mostra o comportamento da radiação total incidente no plano dos coletores para diversos ângulos de inclinação em relação a horizontal. Como devido à redução da inclinação, o coeficiente global de perda de calor para o coletor aumenta, [16], não é interessante fixar este ângulo muito inferior a  $45^\circ$ , apesar do aumento da radiação total incidente sobre o plano considerado.

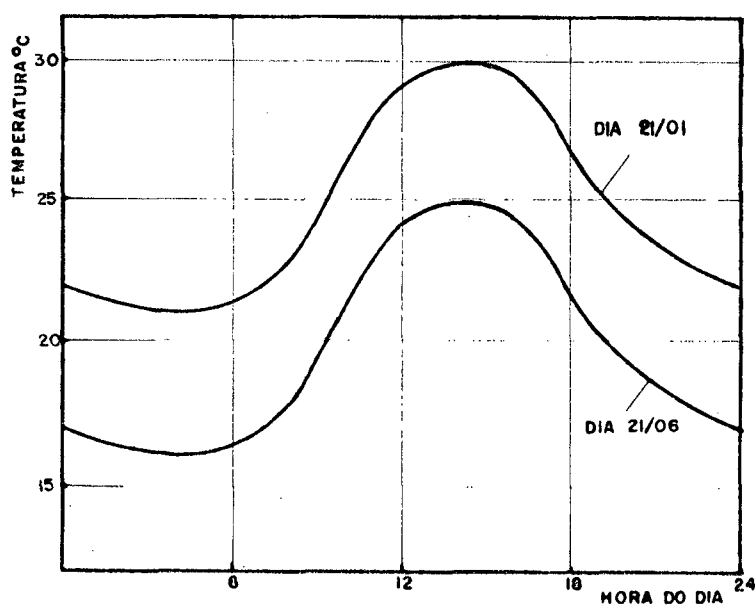


Figura 16. Distribuição horária de temperatura ambiente.

Os testes dos vários sistemas procuram demonstrar a viabilidade do uso da energia solar para efeitos de refrigeração através de sistemas de absorção e prever a influência da existência ou não dos trocadores de calor intermediários.

As várias condições impostas sobre os sistemas durante as simulações estão reunidas na tabela 5. O comportamento dos sistemas foi levantado com intervalos de tempo de uma hora, no período das 08:00 às 17:00 horas do dia considerado. O comportamento da temperatura ambiente foi estimado para duas épocas distintas do ano de acordo com a figura 16, por não se dispor de dados reais para a localidade considerada.

Tabela 5. Condições de teste para os sistemas ABS.

Área de coletores	80,00 m <sup>2</sup>	
Fluxo bombeado, $\dot{m}_1$	440,00 kg/h	
Gerador, $UA_g$	300,00 kcal/h.°C	
Evaporador, $UA_e$	200,00 kcal/h.°C	
Dia/mês do ano : 21/01	Orientação: Norte	
Posição geográfica	Latitude 23,58(Sul)	Longitude 48,57(Oeste)
Concentração $x_1$ (kg LiBr./kg sol.)	$UA_{t_1} = UA_{t_{11}}$ (kcal/h.°C)	Temp. fonte fria, $T_1 = T_8$ (°C)
0,490 e 0,450	100,00	21,1
		26,7
		32,2
	300,00	21,1
		26,7
		32,2
500,00	21,1	
	26,7	
	32,2	



### 3.5 - Sistemas com estocagem de refrigerante

A utilização de reservatórios de refrigerante e solução em qualquer dos sistemas ABS independe da existência dos trocadores de calor intermediários. Para tais sistemas, a concentração de LiBr no absorvedor deve ser calculada ao fim de cada período de tempo considerado no cálculo do ciclo, pois devido ao acúmulo de refrigerante esta deverá variar. Foi imposto ao sistema que o fluxo de refrigerante no evaporador deve ser constante, o que pode ser viabilizado através de uma bomba de vazão constante. A carga térmica ou calor de evaporação retirado deverá ser:

$$Q_e = \dot{m}_{10} (h_{11} - h_{10}) \quad (16)$$

onde as entalpias dos pontos 10 e 11 são função da temperatura de evaporação. O fluxo de refrigerante exigido no evaporador foi baseado no total de refrigerante gerado pelo sistema durante o período de insolação, total este obtido durante os testes preliminares.

Durante o período noturno, o processo de absorção continua pois o fluxo de refrigerante proveniente do evaporador persiste. Desprezando-se o trabalho da bomba auxiliar, a exemplo do considerado para bomba principal, um volume de controle em torno do absorvedor, depósito de solução e bomba auxiliar mostra que, após um período de tempo  $\Delta t$ , sem geração de refrigerante:

$$m_{rs}(t + \Delta t) = m_{rs}(t) + \dot{m}_{12} \cdot \Delta t \quad (17)$$

Para a concentração de LiBr, presente no absorvedor e depósito de solução no mesmo período:

$$m_{rs}(t) \cdot x_1(t) = (m_{rs}(t) + \dot{m}_{12} \cdot \Delta t) x_1(t + \Delta t)$$

ou então

$$x_i(t + \Delta t) = \frac{m_{rs}(t) \cdot x_1(t)}{m_{rs}(t) + \dot{m}_{12} \cdot \Delta t} \quad (18)$$

O calor a ser retirado no absorvedor é dado pela equação:

$$m_{rs}(t + \Delta t) \cdot h_1(t + \Delta t) = m_{rs}(t) \cdot h_1(t) + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \cdot \Delta t + Q_a \cdot \Delta t$$

ou então:

$$Q_a = \{m_{rs}(t + \Delta t) \cdot h_1(t + \Delta t) + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - m_{rs}(t) \cdot h_1(t)\} / \Delta t \quad (19)$$

Durante este período, o reservatório de refrigerante de ve obedecer a equação:

$$m_{rr}(t + \Delta t) = m_{rr}(t) - \dot{m}_{12} \cdot \Delta t \quad (20)$$

Durante o período de geração, balanços de massa análogos aos anteriores mostram que para o reservatório de solução a equação (17) se mantém e para a concentração de LiBr presente no absorvedor:

$$x(t + \Delta t) = \frac{m_{rs}(t) \cdot x_1(t) + \{\dot{m}_6 \cdot x_6(t) - \dot{m}_1 \cdot x_1(t)\} \cdot \Delta t}{m_{rs}(t) + \{\dot{m}_{12} - \dot{m}_6 - \dot{m}_1\} \cdot \Delta t}$$

Como  $\dot{m}_6 = \dot{m}_4$  e  $x_6 = x_4$

$$x_1(t + \Delta t) = \frac{m_{rs}(t) \cdot x_1(t) + \{\dot{m}_6 \cdot x_6(t) - \dot{m}_1 \cdot x_1(t)\} \cdot \Delta t}{m_{rs}(t) + \{\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 - \dot{m}_1\} \cdot \Delta t}$$

de acordo com a equação (4) e (5)

$$x_1(t + \Delta t) = \frac{m_{rs}(t) \cdot x_3(t)}{m_{rs}(t) + \{\dot{m}_{12} - \dot{m}_7\} \cdot \Delta t} \quad (21)$$

Para o reservatório de refrigerante no período de geração:

$$m_{rr}(t + \Delta t) = m_{rr}(t) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{12}) \cdot \Delta t \quad (22)$$

Para o calor no absorvedor:

$$m_{rs}(t + \Delta t) \cdot h_1(t + \Delta t) = m_{rs}(t) \cdot h_1(t) + \dot{m}_{12} \cdot h_{12}(t) + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \\ - m_1 \cdot h_1 - Q_1$$

donde:

$$-Q_a = m_{rs}(t + \Delta t) \cdot h_1(t + \Delta t) + \{\dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1\} \cdot \Delta t \\ - m_{rs}(t) \cdot h_1(t) \quad (23)$$

Impondo-se adicionalmente as condições ditadas pelas equações de (16) a (23) a qualquer dos sistemas anteriormente discutidos, a estocagem de refrigerante e solução estará disponível

e o sistema pode ser simulado para um período de 24 horas por dia.

Observa-se que a fixação dos valores iniciais da concentração de LiBr no absorvedor deve ser, a priori, na base de erro e tentativa. Basicamente, uma estimativa inicial pode ser feita tendo em vista que quanto maior a massa inicial nos reservatórios em relação ao fluxo de bombeamento, menores serão as variações da concentração de LiBr no absorvedor e reservatório de solução.

## 4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

As figuras de 17 a 21 revelam o comportamento dos quatro sistemas ABS para várias temperaturas de condensação e/ou absorção. Observa-se que para os trocadores de calor intermediários os valores de seus coeficientes UA foram mantidos constantes e iguais nesta série de testes. O objetivo principal desta hipótese é determinar a influência da temperatura na qual ocorre a rejeição de calor dos sistemas considerados. A concentração da solução presente no absorvedor foi mantida constante e igual à 0,490 kg LiBr/kg sol., o que fixa a quantidade total de LiBr presente no sistema. O valor e a importância desta concentração serão discutidos mais a frente. A tabela 6 resume as condições impostas aos sistemas para os testes que resultaram nas figuras 18 a 22.

Tabela 6. Condições de testes dos sistemas para as figuras de 17 a 21.

PARÂMETRO	TESTE A	TESTE B	TESTE C
$\dot{m}_1$	440,00	440,00	440,00
$x_1$	0,49	0,49	0,49
$UA_g$	300,00	300,00	300,00
$UA_{t_1}$	300,00	300,00	300,00
$UA_{t_{11}}$	300,00	300,00	300,00
$UA_e$	200,00	200,00	200,00
$T_1$	21,10	26,70	32,20
$T_8$	21,10	26,70	32,20
Coletor inclinação	30,0°	30,0°	30,0°
direção	Norte	Norte	Norte
Insolação	21/01	21/01	21/01

A figura 17 demonstra o efeito da existência e posicionamento dos trocadores de calor sobre a temperatura de geração alcançada para cada um dos sistemas com uma mesma insolação. Observa-se que para uma mesma temperatura de condensação somente o trocador de calor da posição II influencia a temperatura de geração do sistema. O aumento desta temperatura é devido ao pré-aquecimento da solução que se dirige ao gerador o que contribui também para levar o produto de fundo do gerador a uma condição de temperatura mais próxima do processo de absorção, facilitando-o.

A variação da temperatura de condensação implica em dois efeitos distintos. O primeiro faz com que as temperaturas de geração alcançadas para uma mesma insolação sejam mais altas. O segundo implica na elevação da temperatura de evaporação do sistema. Este último efeito é devido ao comportamento da solução no absorvedor que, a uma concentração constante, exige que a pressão aumente com o respectivo acréscimo da temperatura de evaporação, buscando o equilíbrio.

A figura 18, a seguir, mostra o rendimento dos sistemas em função da temperatura de geração para cada um deles no decorrer do dia. Nota-se, com o auxílio da figura 18, que para uma determinada hora do dia o aumento da temperatura de condensação reduz apenas levemente o coeficiente de performance de qualquer um dos sistemas, sendo o efeito mais marcante, o aumento da temperatura de evaporação. Nestas curvas, o que melhor se evidencia é a importância da existência dos trocadores de calor. Comparando-se, para uma dada temperatura de condensação, as curvas dos sistemas ABS 00 X ABS 01 e ABS 00 X ABS 10, nota-se que o trocador de calor da posição II é indiscutivelmente o mais vantajoso. Sua existência em qualquer um dos sistemas considerados, eleva o rendimento deste em torno de 10% contra apenas 1% obtido com o trocador de calor da posição I, a mesma hora do dia.

A análise simultânea das figuras 17 e 18 demonstra também que o trocador de calor da posição II permite ao sistema um rendimento mais estável durante a maior parte do período de insolação.

Como a temperatura de condensação determina a pressão de geração do sistema, seu valor tem efeito direto sobre a taxa

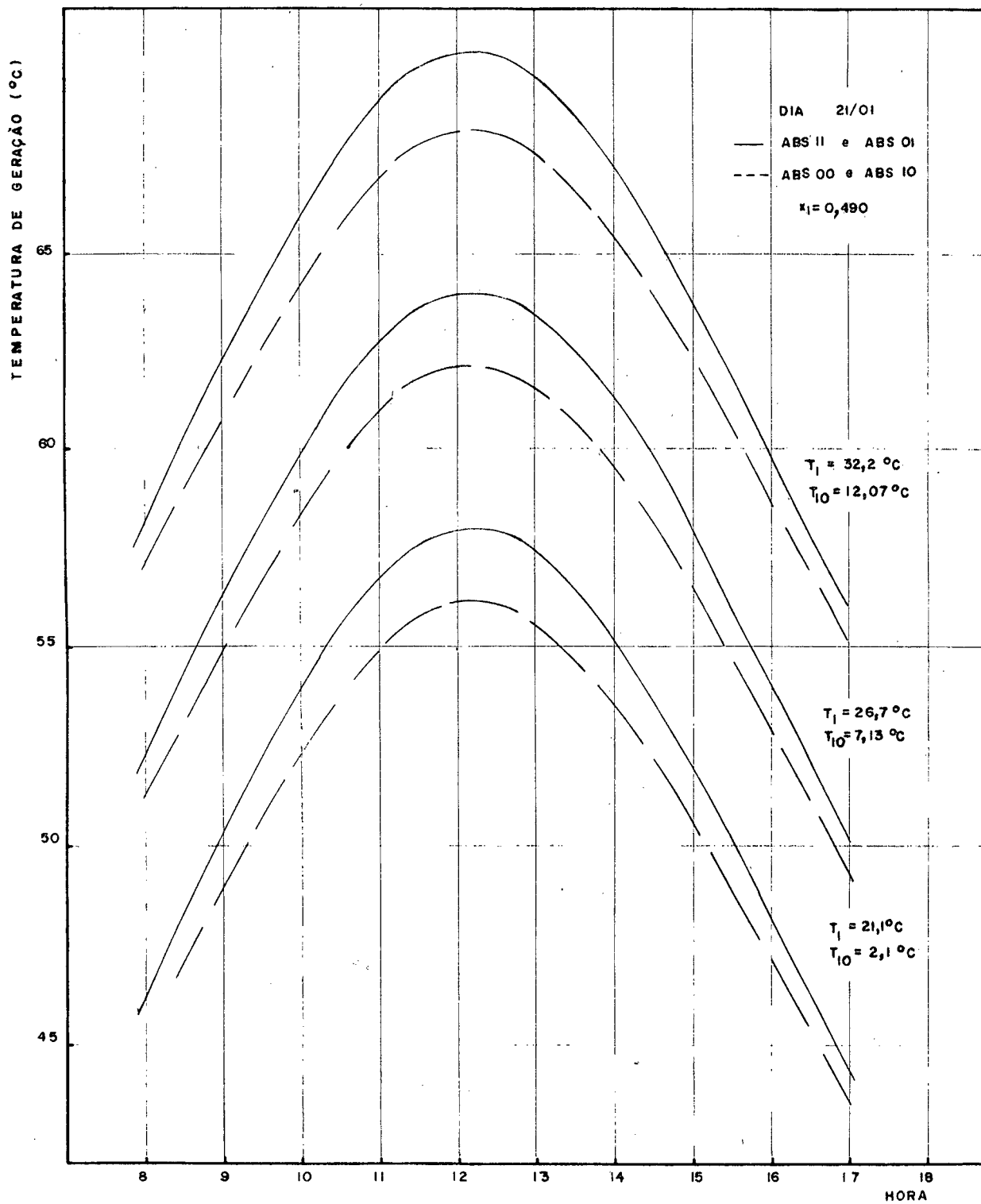


Figura 17. Temperatura de geração dos sistemas ABS sob mesma insolação.

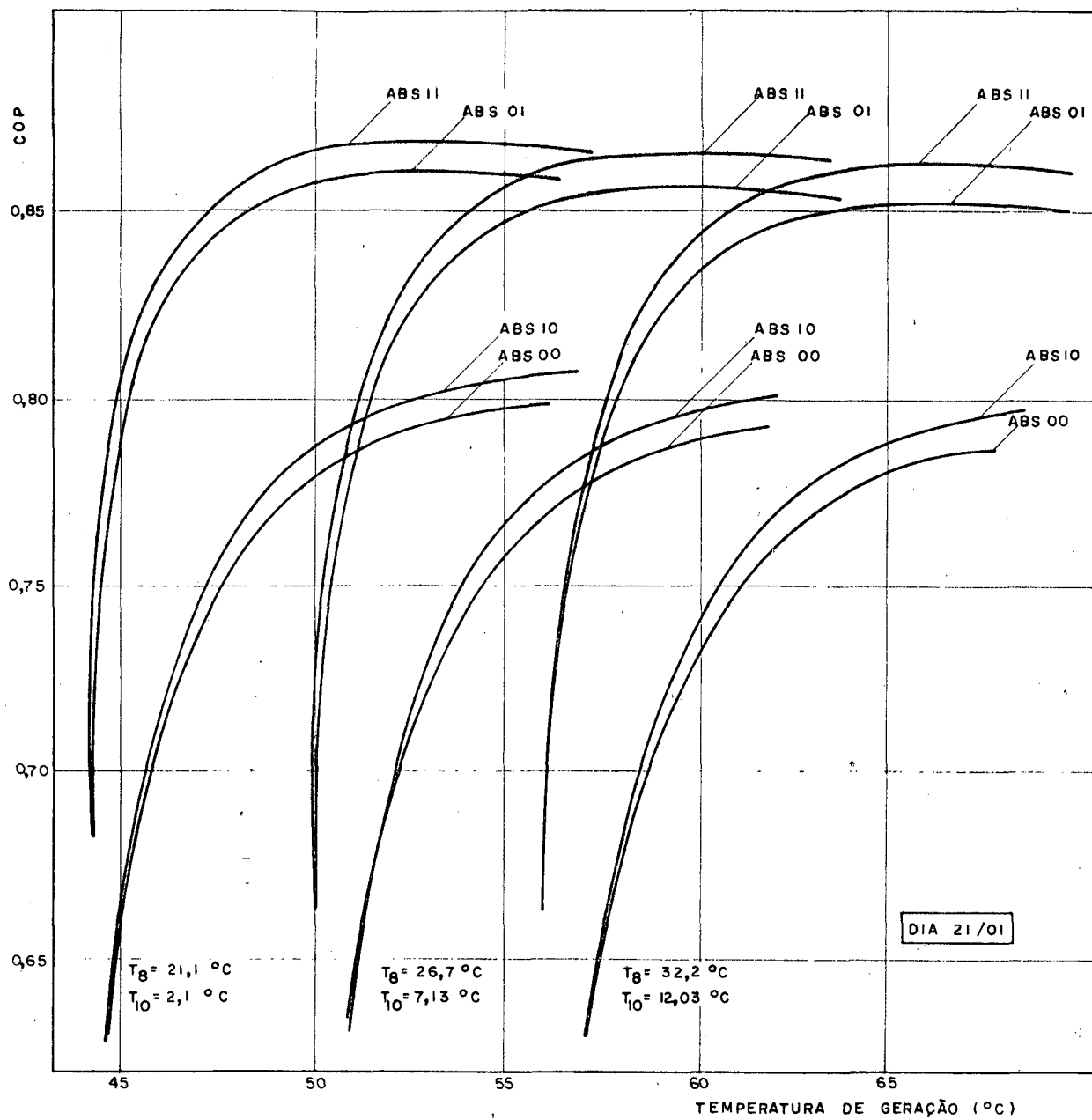


Figura 18. Curvas de rendimento para os sistemas ABS sob várias temperaturas de condensação.



de geração de refrigerante. As curvas da figura 19 demonstram esta influência. Uma maior temperatura de condensação implica em uma maior pressão no gerador e como a concentração da solução bombeada é constante, uma taxa de geração constante exige temperaturas de geração cada vez maiores. Outro fato que se evidencia é que a taxa de geração independe da existência de trocadores de calor intermediários e portanto dos valores dos coeficientes, UA para estes trocadores, o que é confirmado em testes posteriores.

Porém, de acordo com a figura 17, a existência de um trocador de calor na posição II permite ao sistema operar com temperaturas de geração mais altas e assim, sua presença, implica em uma maior produção de refrigerante no período de insolação considerado.

As figuras 20 e 21 ilustram o comportamento dos calores de geração e evaporação trocados durante o período de insolação considerado.

A figura 20 mostra que o trocador de calor da posição II faz com que o sistema retire uma menor quantidade de calor do fluido de trabalho da bateria de coletores solares. Isto ocorre porque, com o pré-aquecimento da mistura que se dirige ao gerador, a diferença de temperatura com relação a água proveniente dos coletores é menor, quando comparado a sistemas sem pré-aquecimento. Este comportamento é especialmente vantajoso para sistemas que operam com fontes quentes a base de combustíveis, pois isto implica em uma redução da massa de combustível a ser consumida para uma mesma temperatura e taxa de geração.

As curvas da figura 21 ilustram o efeito dos trocadores de calor intermediários sobre o calor de evaporação dos sistemas. De imediato observa-se que apenas o trocador de calor da posição I influencia este parâmetro para uma dada temperatura de condensação, permitindo ao refrigerante passar ao estado de líquido sub-resfriado, antes de entrar no evaporador. Nota-se ainda que este efeito tende a diminuir à medida que a temperatura de condensação aumenta. Durante os testes, foi admitido um mesmo valor para o coeficiente UA para os trocadores de calor, estabelecendo-se uma base comum de comparação. No entanto os dois trocadores de calor possuem fluxos de massa e gradientes de temperatura bem diferentes.

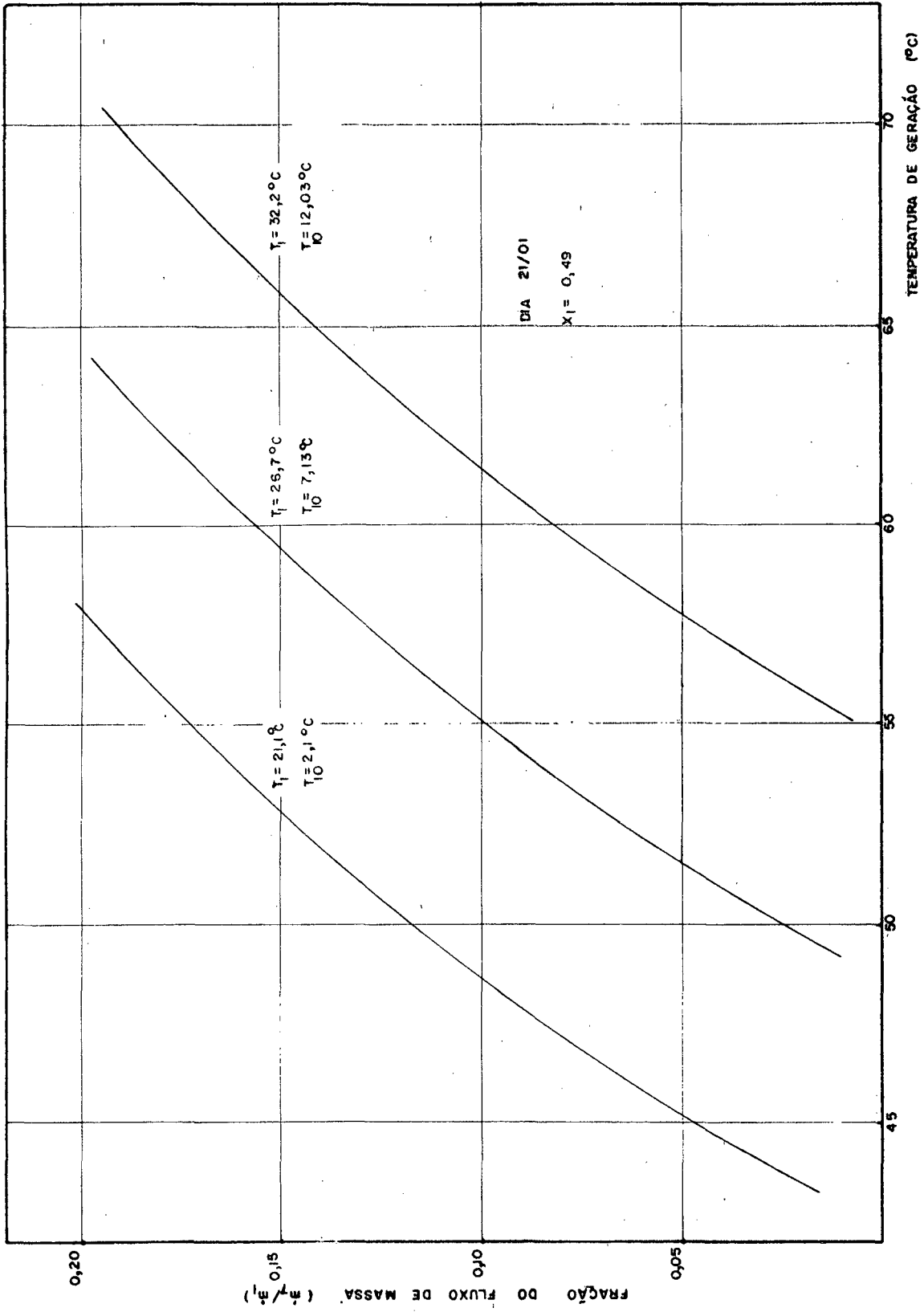


Figura 19. Taxa de geração de refrigerante para os sistemas ABS sob várias temperaturas de condensação.

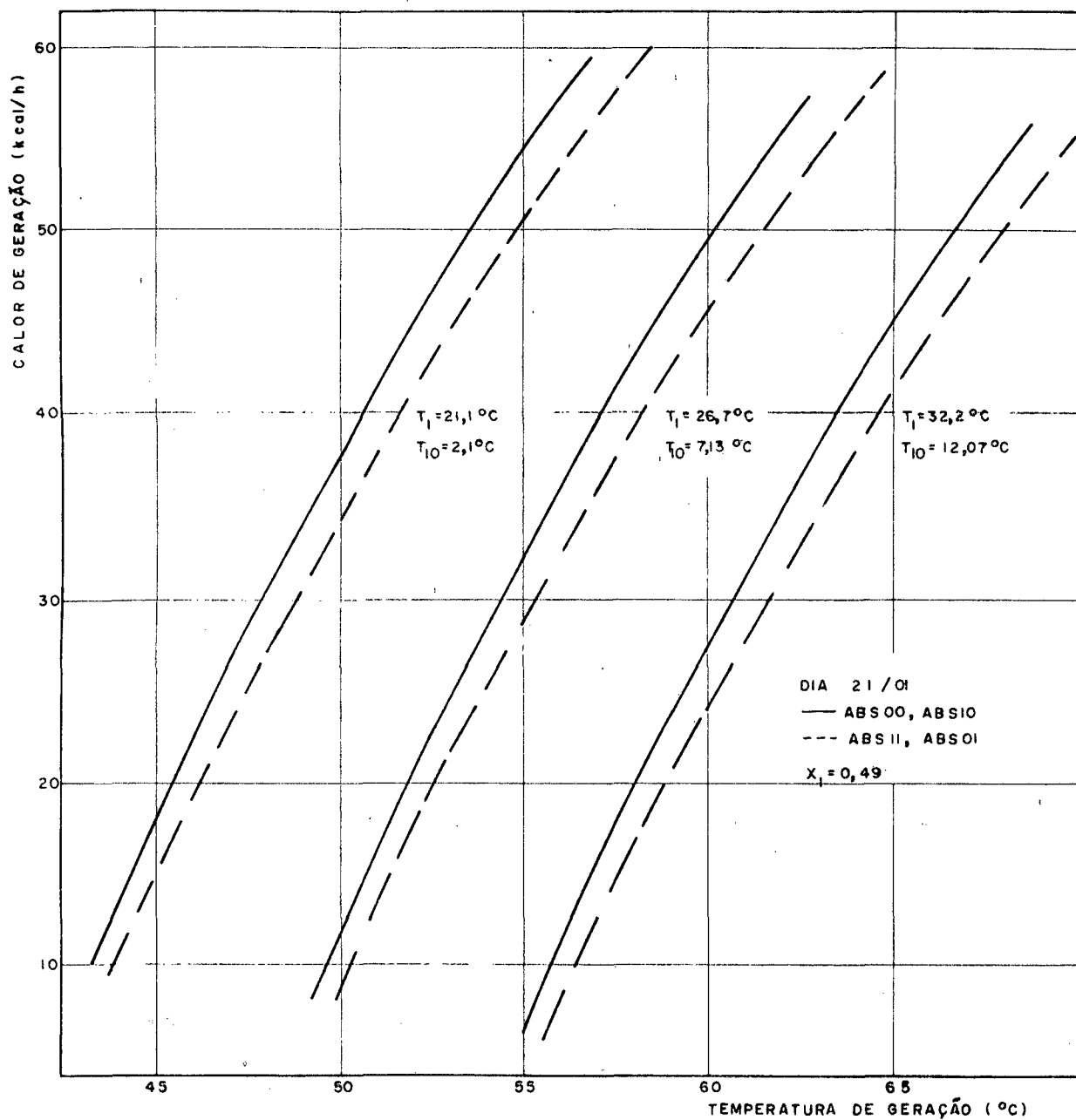


Figura 20. Calor de geração para os sistemas ABS sob várias temperaturas de condensação.

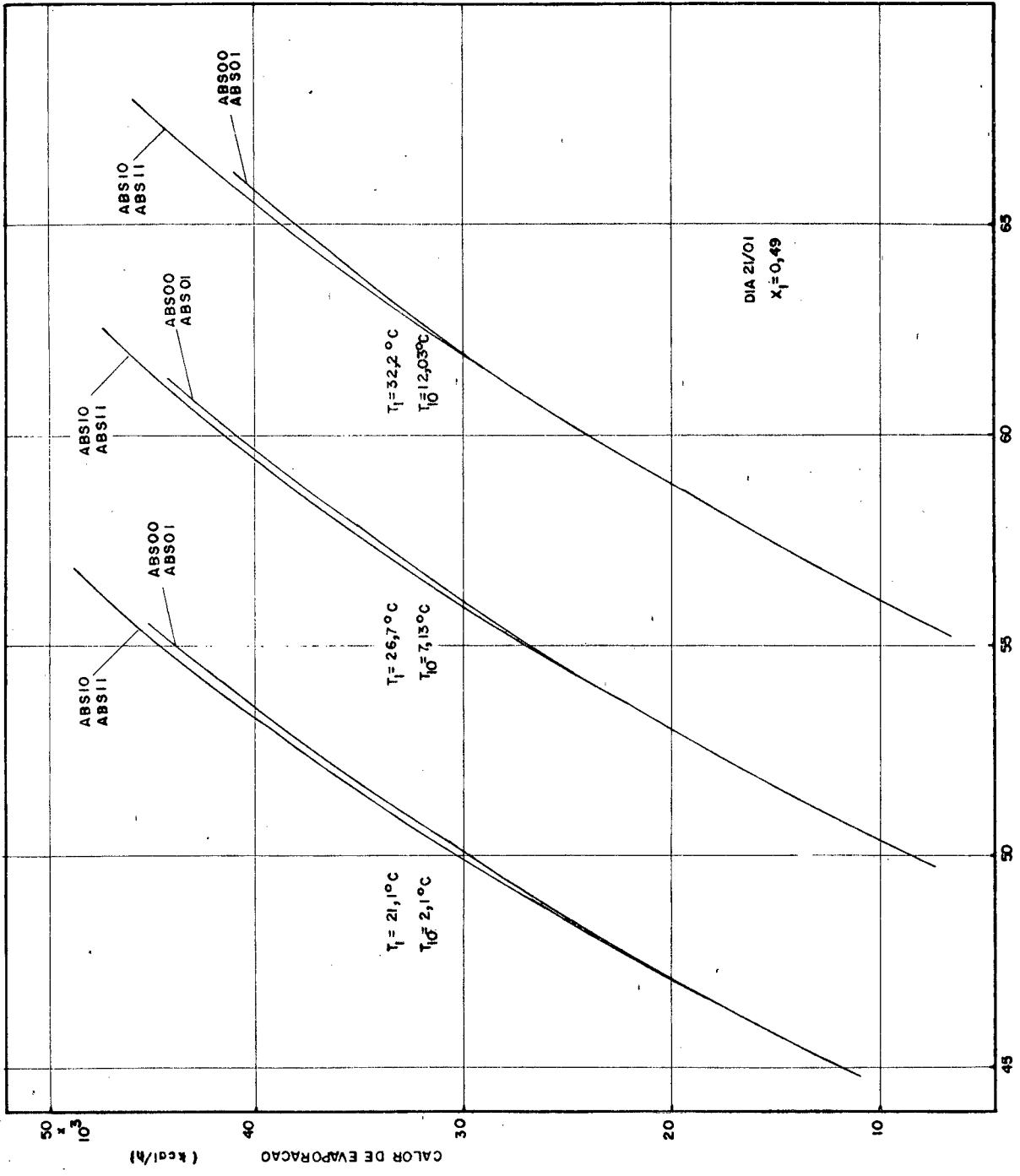


Figura 21. Calor de evaporação retirado pelos sistemas ABS sob várias temperaturas de condensação.

Para o trocador da posição II, o menor dos fluxos envolvidos,  $\dot{m}_4$ , é, no mínimo, quatro vezes maior que o fluxo máximo que percorre o trocador da posição I, conforme mostra a figura 19. Os gradientes de temperatura dos fluxos que se cruzam no trocador da posição II são também muito superiores, conforme a figura 17. Assim, o trocador da posição II deve ser mais eficiente, e seu efeito sobre o sistema mais sensível. À medida que a temperatura de condensação aumenta, também cresce a temperatura de evaporação, reduzindo-se o gradiente de temperatura entre os fluxos que se cruzam no trocador da posição I, sem que estes sejam sensivelmente aumentados. Isto explica o comportamento das curvas da figura 21.

De acordo com os resultados até agora apresentados, a existência de trocadores de calor intermediários permite uma sensível melhoria da performance do ciclo sob os mais diversos aspectos. Como os sistemas que apresentaram melhores performances foram o ABS 01 e o ABS 11, os testes que se seguem restringem-se a estes.

A figura 22 mostra a influência do valor dos coeficientes UA dos trocadores de calor intermediários no desempenho dos sistemas. Comparando-se as curvas do sistema ABS 01, por exemplo, para os valores de  $UA = 500,0 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C}$  e  $UA = 300,0 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C}$  nota-se que o rendimento se mantém constante para as faixas de temperaturas de geração de 56 a  $60^\circ\text{C}$  e de 52 a  $64^\circ\text{C}$  respectivamente. Através da figura 17, podem-se determinar os períodos do dia correspondentes as faixas de temperatura. Para  $UA = 500,0 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C}$  o rendimento é estável e próximo ao máximo nos períodos do dia compreendidos entre 09:00 e 10:00 horas e das 14:30 às 15:30 horas.

Para  $UA = 300,0 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C}$  o período correspondente estende-se das 08:00 às 16:30 horas. Desta forma dois efeitos distintos acompanham o incremento dos coeficientes UA dos trocadores de calor. O mais imediato é o aumento da performance do sistema e outro é a estabilização desta durante determinados períodos de tempo. Observa-se ainda que a estabilização ocorre por um período de tempo mais longo e contínuo quando o gerador e o trocador de calor da posição II possuem coeficientes UA iguais, pois é este o trocador responsável pela estabilização do rendimento,

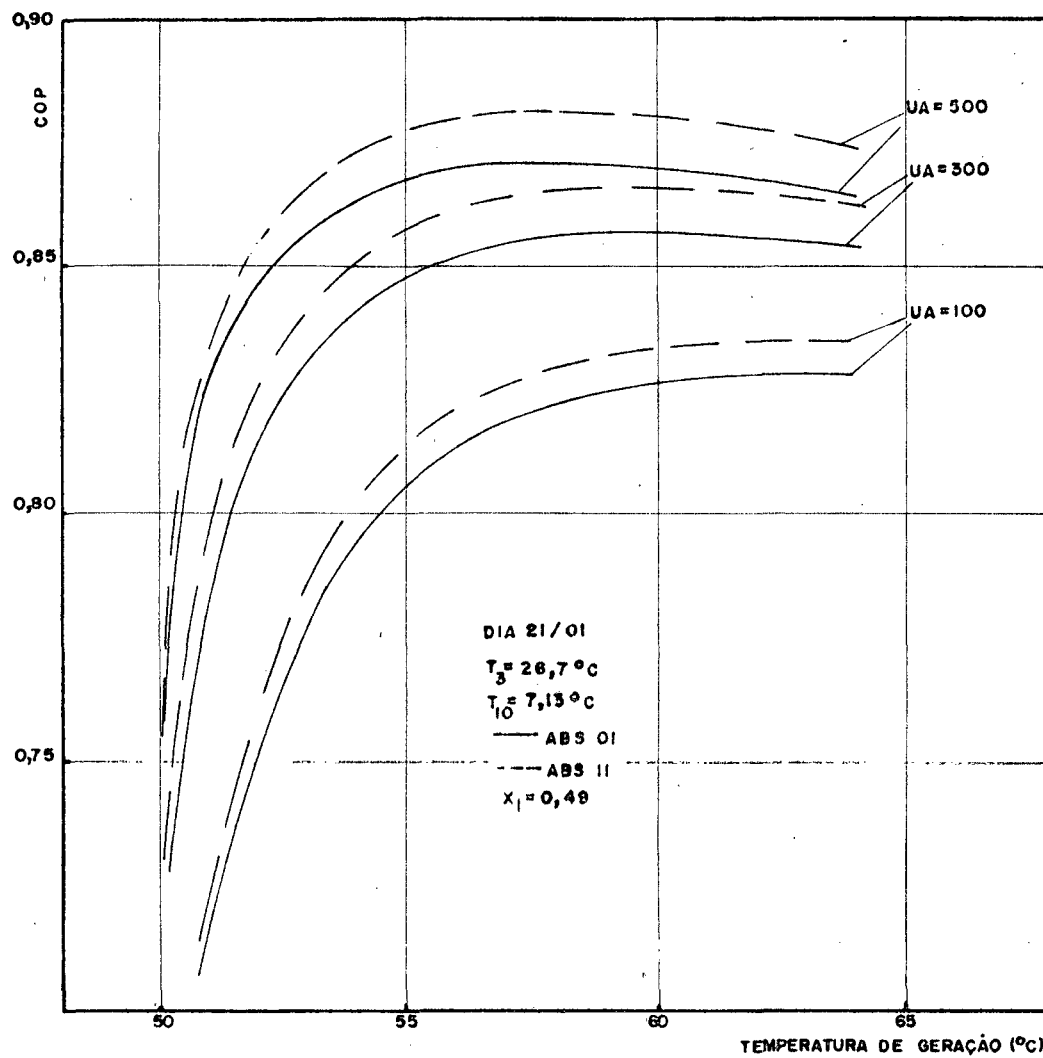


Figura 22. Influência dos coeficientes UA dos trocadores de calor intermediários no rendimento dos sistemas.

conforme a figura 18.

As figuras de 24 à 28 demonstram a influência do parâmetro UA dos trocadores de calor intermediários e paralelamente a influência da quantidade de LiBr presente no sistema. Como visto anteriormente, o aumento da temperatura de absorção implica, para uma determinada massa de LiBr no sistema, numa elevação da pressão de baixa deste. Se a uma dada temperatura de absorção a massa de LiBr for aumentada, a pressão de baixa do sistema será reduzida. A figura 23 evidencia este comportamento.

Assim, a quantidade mínima do sal presente no sistema é determinada, para uma certa temperatura de absorção disponível, pelos limites superior e inferior permitidos para a temperatura de evaporação do sistema.

O limite superior para a concentração de LiBr presente no absorvedor é função de dois fatores. Em primeiro lugar tendo em vista uma temperatura de absorção, deve-se evitar uma concentração elevada que permita condições de evaporação próximas as de solidificação do refrigerante. Por outro lado, para concentrações mais altas, a figura 24 indica que as temperaturas de geração são mais elevadas para uma mesma pressão de operação. Isto conduz a solução resultante do processo de geração, ou durante este, a condições propícias ao fenômeno da cristalização do sal.

A deposição resultante desta cristalização ocasiona a obstrução de válvulas de expansão e canalizações, interrompendo o funcionamento do sistema.

O rendimento dos sistemas pode ser avaliado para diferentes quantidades de LiBr presentes através da figura 25. Observa-se que a redução da concentração presente no absorvedor, melhora a performance do sistema para uma mesma temperatura de absorção. Porém a temperatura de evaporação é mais alta e como ilustram as figuras 26 e 27 os calores envolvidos são maiores e em decorrência, o condensador e absorvedor deverão ser mais eficientes ou proporcionalmente maiores se semelhantes.

À primeira vista pode-se afirmar que a redução da concentração é o método ideal para melhoria da performance do ciclo, a respeito da elevação da temperatura de evaporação. Porém, pode-

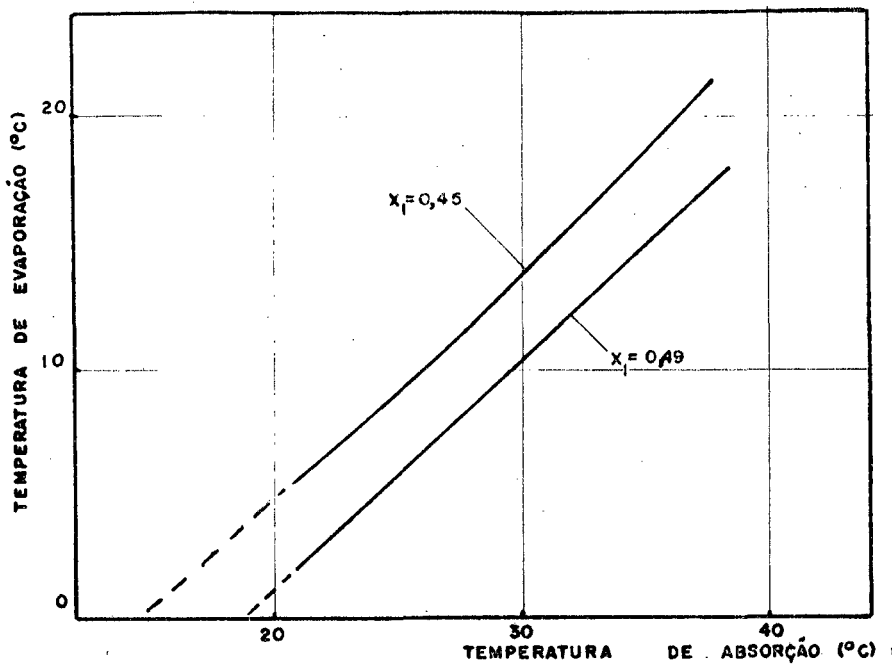


Figura 23. Comportamento da temperatura de evaporação.

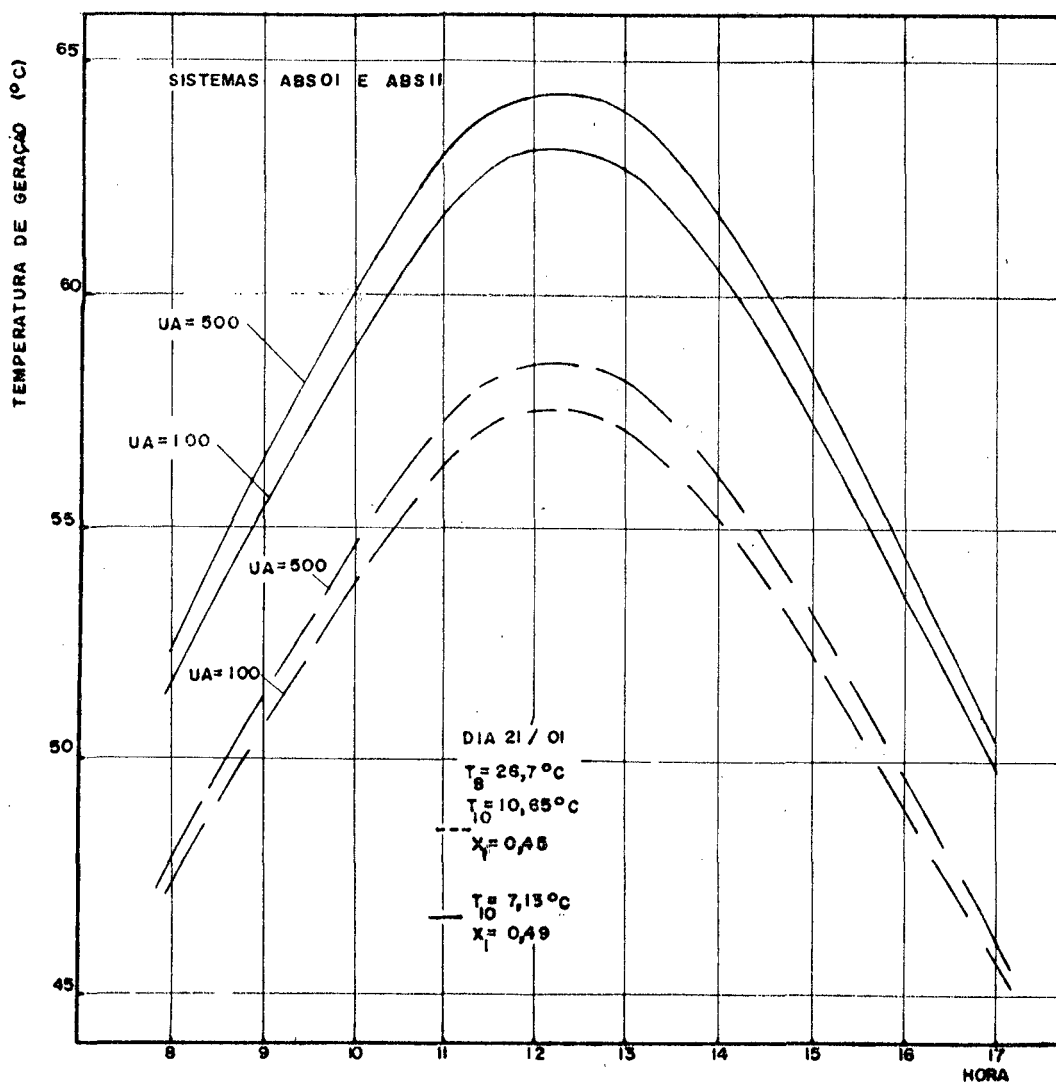


Figura 24. Temperatura de geração para diferentes concentrações.



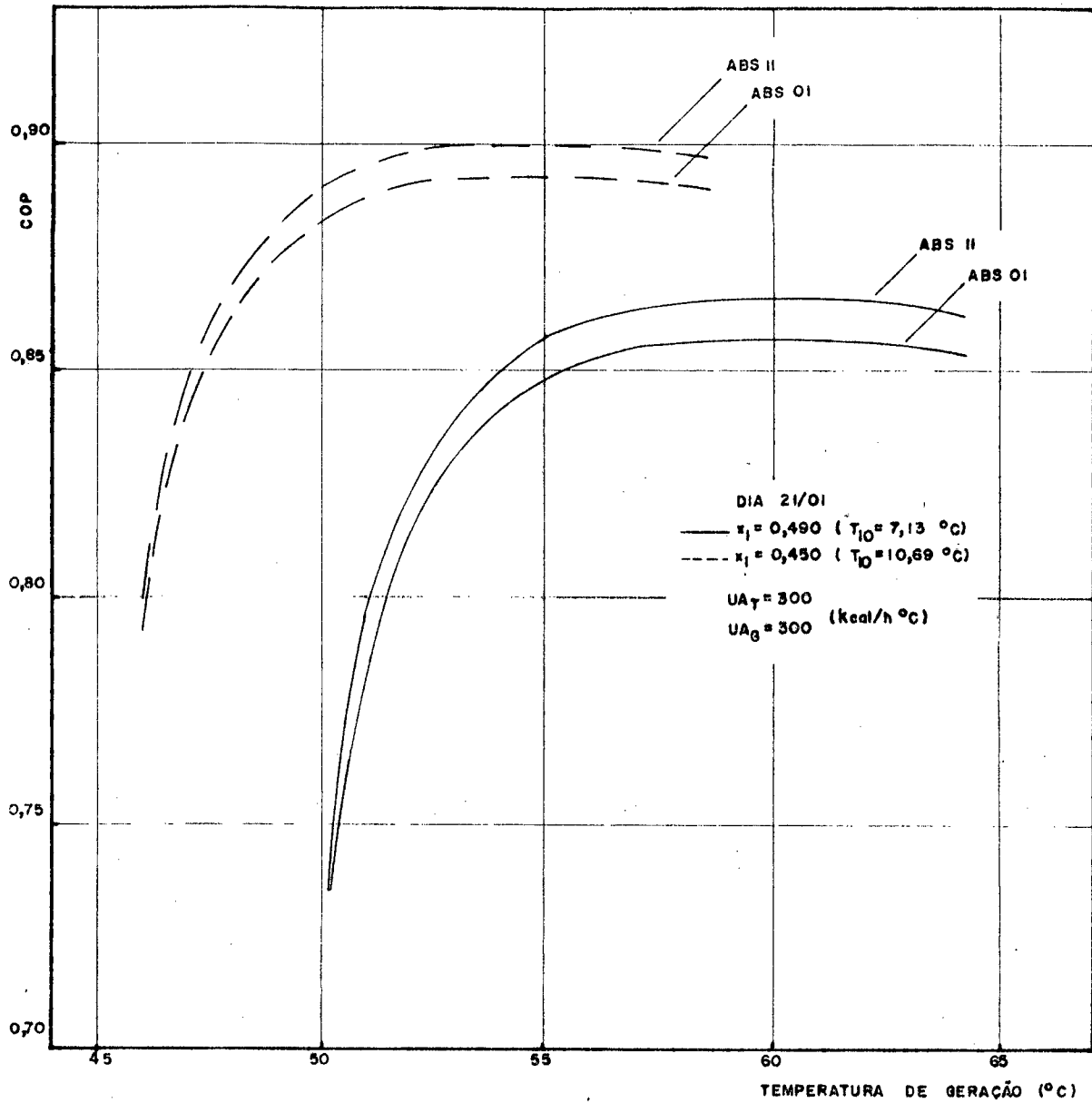


Figura 25. Rendimento do sistema para diferentes concentrações.

-se mostrar que esta conclusão não é correta. O rendimento máximo possível é dado pelo produto entre o rendimento da máquina térmica de Carnot, operando como refrigerador e como motor. Assim, de acordo com Trelkeld, [08], e a figura 14:

$$(\text{COP})_c = \frac{T_{10}}{T_7} \left\{ \frac{T_7 - T_8}{T_8 - T_{10}} \right\}$$

donde:

$$(\text{COP})_c = \left( \frac{T_8}{T_{10}} - 1 \right)^{-1} \cdot \left( 1 - \frac{T_8}{T_7} \right)$$

logo, para os sistemas ABS:

$$(\text{COP})_{st} < \left( \frac{T_8}{T_{10}} - 1 \right)^{-1} \cdot \left( 1 - \frac{T_8}{T_7} \right) \quad (24)$$

Através da equação (24), pode-se prever o comportamento apresentado na figura 25 para uma dada temperatura de geração. A redução da concentração de LiBr no absorvedor determina, para uma mesma temperatura de condensação, a elevação da temperatura de evaporação implicando em um maior rendimento máximo segundo a equação (24). Como o comportamento do ciclo real acompanha esta tendência deve então por sua vez ter um rendimento também maior.

Porẽm, a reduçãõ da concentraçãõ nãõ implica indefinidamente no aumento da performance do ciclo, pois quando esta tende a zero, as temperaturas de evaporaçãõ e geraçãõ tendem as de absorçãõ e condensaçãõ respectivamente. Como por hipòtese as últimas sãõ iguais, segue-se que:

$$\lim_{x_1 \rightarrow 0} (\text{COP})_{st} \leq 1,00$$

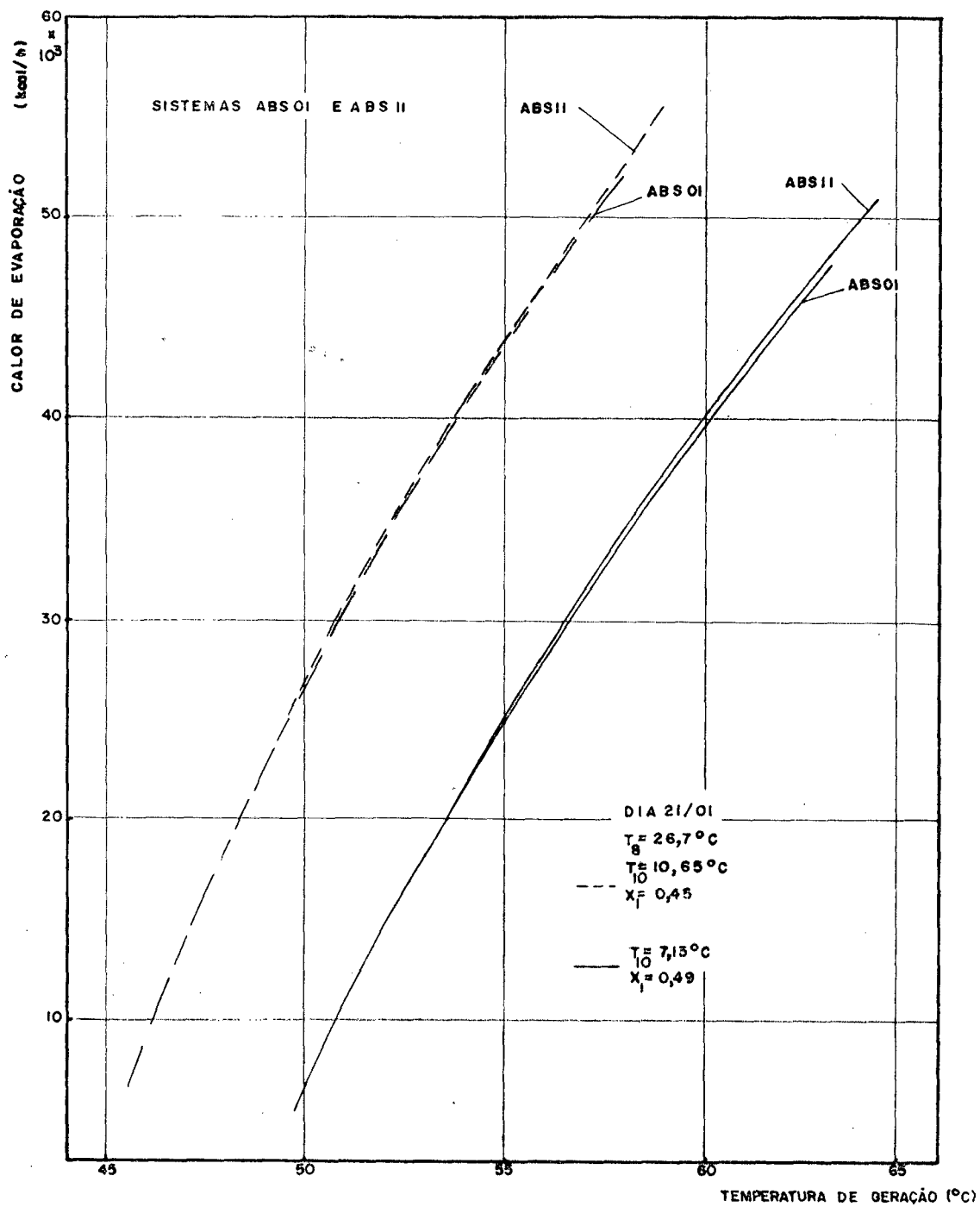


Figura 26. Influência da concentração no calor de evaporação.

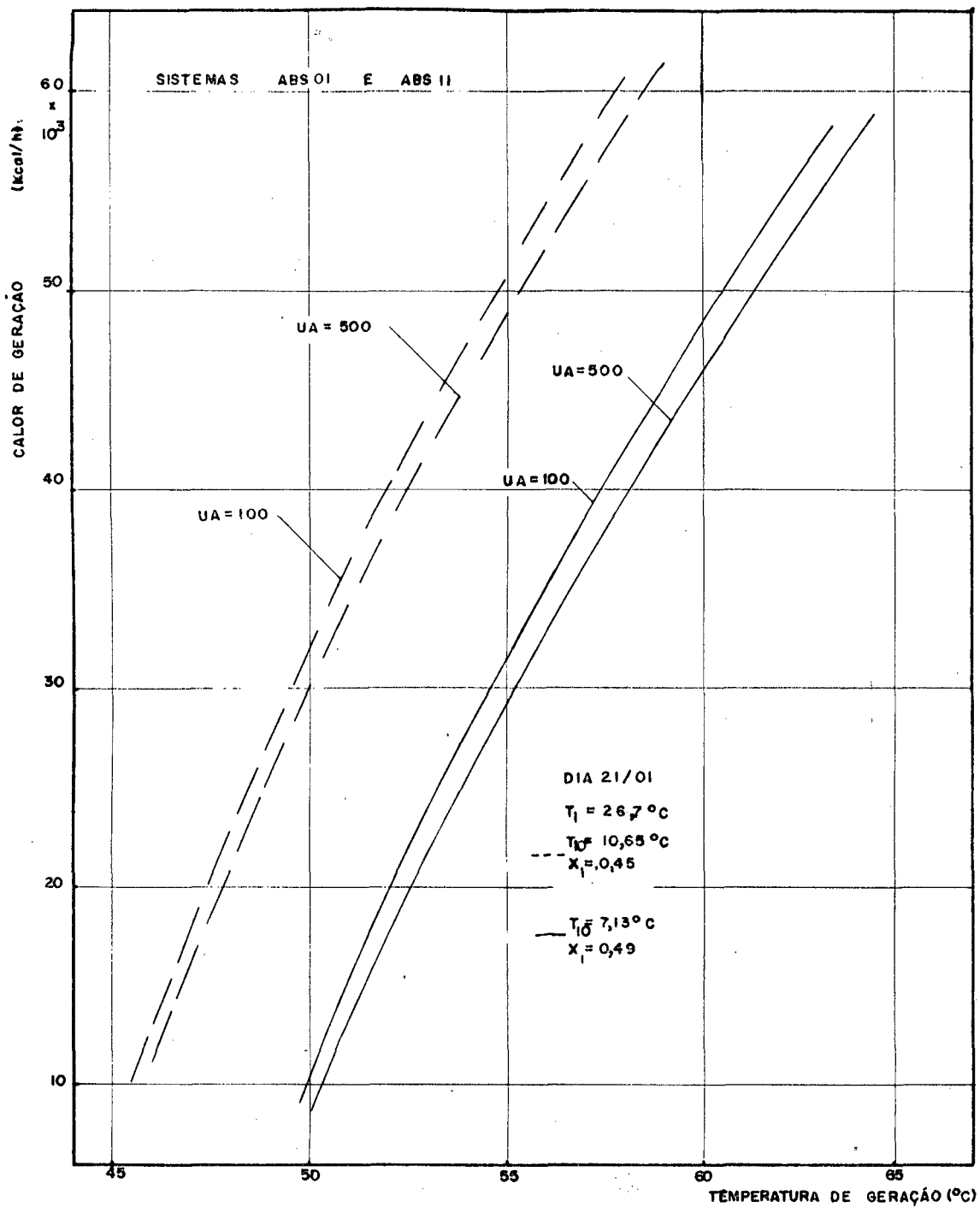


Figura 27. Influência da concentração no calor de geração.

Assim a redução da concentração de LiBr no absorvedor não é de modo algum interessante como podia aparecer após uma primeira análise.

A figura 28 mostra que uma menor massa de LiBr no sistema para uma mesma pressão de geração, implica em uma maior taxa de geração de refrigerante para a mesma hora do dia. Em decorrência, uma maior quantidade de calor será necessária para vaporizar este refrigerante sob as mesmas condições. Como visto anteriormente, esta figura vem a confirmar a independência da taxa de geração de refrigerante em relação a existência ou não de trocadores de calor.

Como o calor de evaporação é, principalmente, função do fluxo de massa de refrigerante no evaporador, o sistema que possuir menor carga de LiBr deverá retirar mais calor do ambiente devido a sua maior taxa de geração, conforme a figura 27, porém operando com temperaturas de evaporação mais altas.

A redução da carga de LiBr dificulta também o processo de absorção, exigindo que uma maior quantidade de calor seja retirada da solução para que esta atinja um ponto de afinidade com o refrigerante que permita a absorção do vapor pelo produto de fundo do gerador.

De acordo com a análise até aqui desenvolvida, pode-se concluir que o sistema ABS 11 apresenta a melhor performance dentre os sistemas enfocados. Assim a este sistema foi permitida a acumulação de refrigerante e solução de acordo com a descrição efetuada no item 3.5.

As condições impostas ao sistema durante a simulação encontram-se reunidas na tabela 7.

O comportamento do sistema segundo estas condições está apresentado nas figuras de 29 à 31. Com relação ao fluxo de massa exigido no evaporador, este foi estimado de acordo com o total de refrigerante produzido durante o período de geração do dia 21/01 e dimensionado para as 24 horas de operação, a partir de dados disponíveis de testes anteriores.

A massa inicial dos reservatórios foi estimada a partir

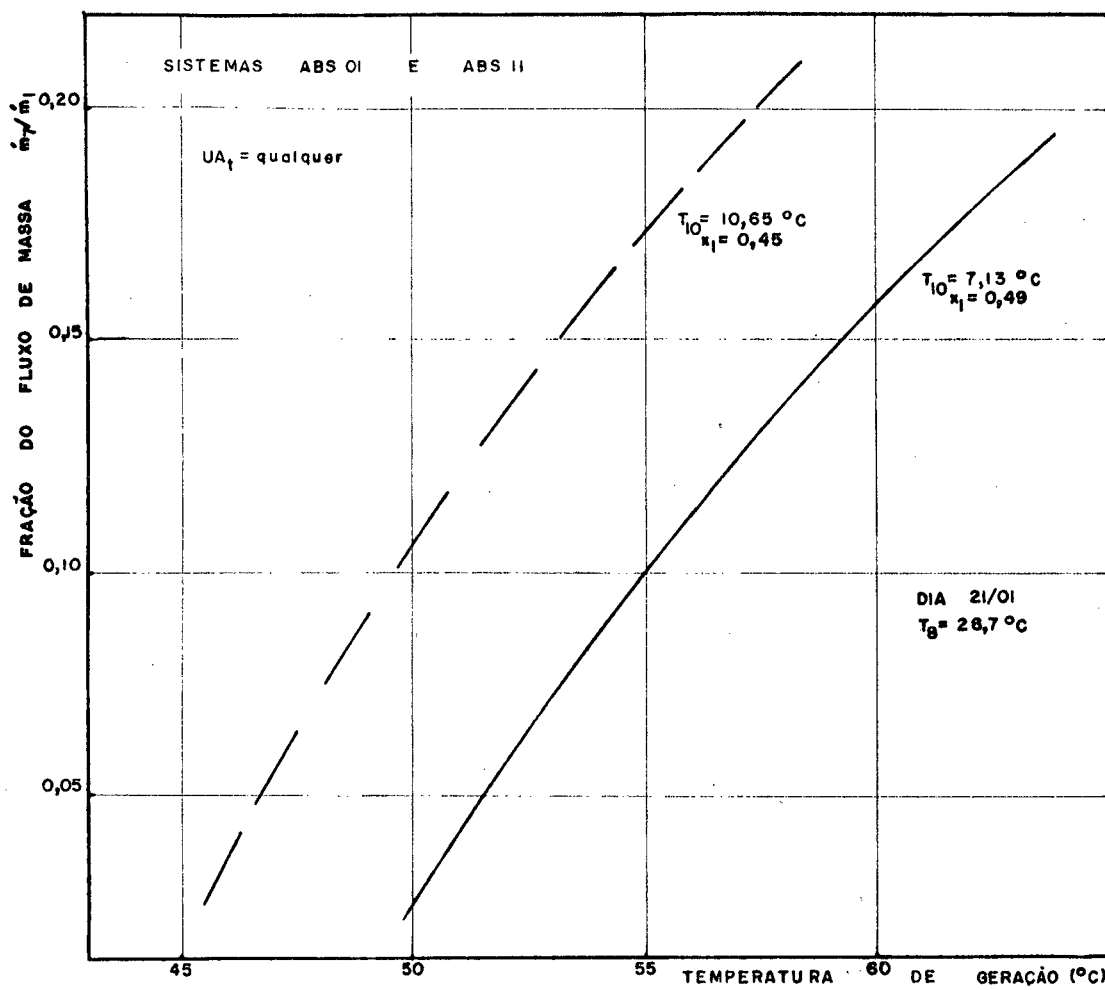


Figura 28. Influência da concentração na taxa de geração de refrigerante.

Tabela 7. Condições impostas para simulação do sistema ABS 11 com acumulação de refrigerante.

(i)  $\equiv$  condição as 00:00 horas.

PARÂMETRO	VALOR	UNIDADE
$\dot{m}_1$	440,00	kg/h
$\dot{m}_{10}$	25,34	kg/h
$m_{rs(i)}$	4000,00	kg
$m_{rr(i)}$	4000,00	kg
$x_1(i)$	0,473	kg LiBr/kg sol.
$UA_g$	300,00	kcal/h.°C
$UA_{t1}$	300,00	kcal/h.°C
$UA_{t11}$	300,00	kcal/h.°C
$UA_e$	200,00	kcal/h.°C
Coletores		
orientação	Norte	/
inclinação	30,0	graus
Insolação	21/01	dia/mês
	21/06	
$T_1$	26,70	°C
$T_8$	26,70	°C

de tentativa e erro, visando um valor que permitisse ao sistema o perar em temperaturas de evaporação em torno de 10°C, sem problemas de cristalização do Brometo de Lítio ou solidificação do refrigerante durante a operação.

A figura 29 apresenta o comportamento de diversos parâmetros em função da hora do dia, o que permite boa análise dos resultados.

As temperaturas de geração, durante o período de insolação, encontram-se em níveis mais baixos quando comparadas com a performance obtida para o mesmo sistema sem acumulação, conforme mostrado na figura 18. Observa-se também que a curva não é mais simétrica em torno do eixo das 12:00 horas. Os dois efeitos observados são decorrência da variação e dos valores menores da concentração de LiBr na solução que alimenta o gerador. À medida que a geração se torna mais efetiva, esta concentração tende a aumentar e com isto temperaturas de geração mais altas tendem a ocorrer e o efeito persiste até que a temperatura de geração decline devido a redução de insolação sobre os coletores. Desta forma o ponto de máximo da curva foi deslocado para direita do eixo das 12:00 horas.

A variação da concentração da solução que alimenta o gerador é mostrada nas curvas da figura 29, onde se observa que a partir das 00:00 horas, início da simulação, esta tende a diminuir até o início do período de geração, que ocorre entre 07:00 e 08:00 horas no dia 21/01. A queda na concentração, devido à absorção do vapor de refrigerante que continua a ser liberado de seu depósito, faz com que a temperatura de evaporação se eleve até que o processo seja contido pelo início da geração.

Quando a geração é iniciada, a concentração tende a se elevar uma vez que a massa de refrigerante gerado aumenta e rapidamente se torna maior que o fluxo imposto no evaporador. Durante este processo, se os reservatórios não possuírem um volume apropriado, o valor da concentração pode atingir um ponto que permita a cristalização do LiBr no processo de geração ou no retorno do produto de fundo do gerador ao absorvedor.

No período da tarde, em torno das 16:00 horas, a geração se torna insuficiente para atender o fluxo de refrigerante imposto no evaporador; a concentração volta a cair e a temperatura de evaporação se eleva.

A temperatura de evaporação oscilou em torno de  $9,0^{\circ}\text{C}$ ,



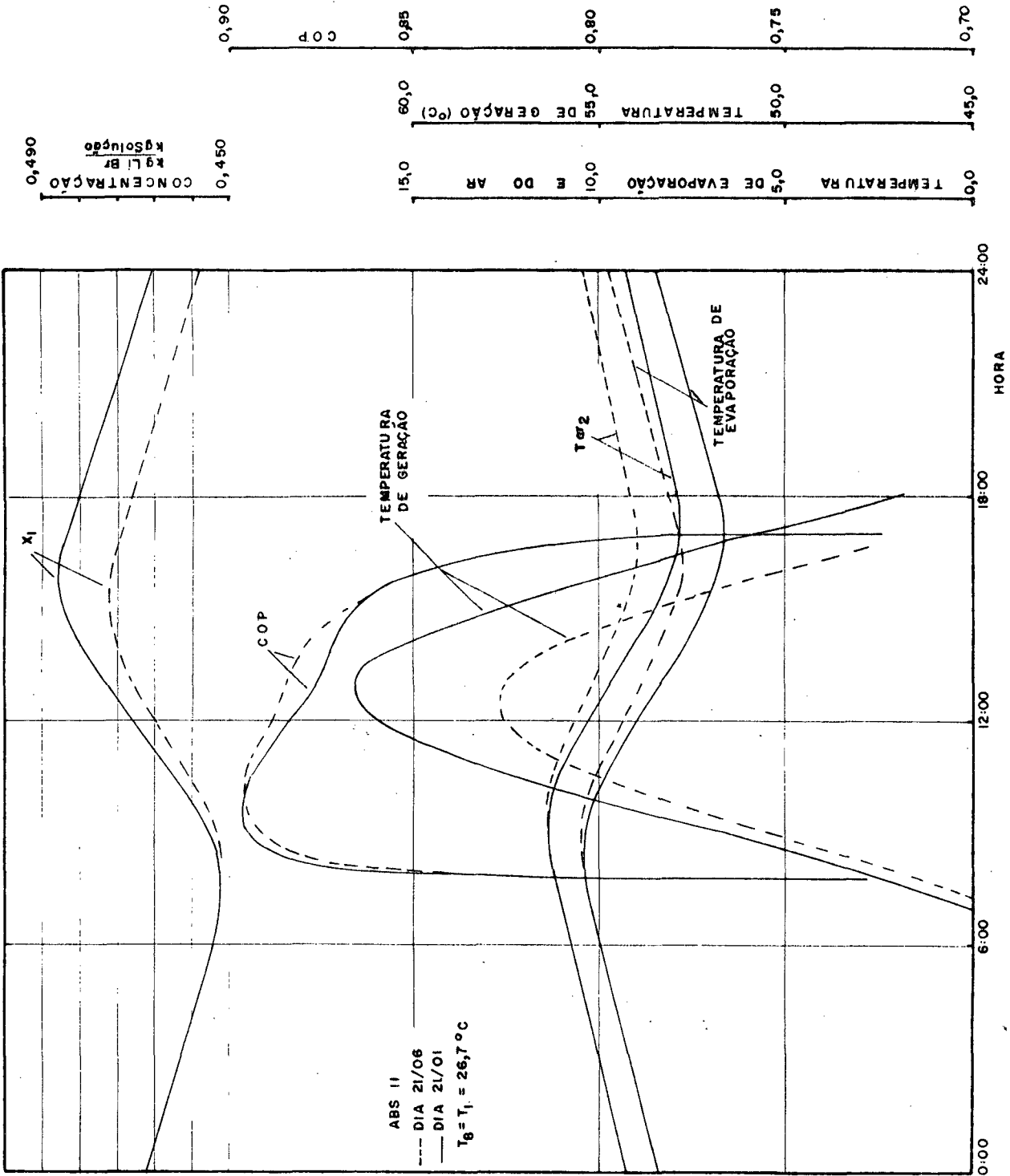


Figura 29. Comportamento do sistema ABS II com acumulação de refrigerante.

o que é aceitável para instalações de ar condicionado e conservação de frutas e vegetais. Seus mínimos valores foram obtidos durante o período da tarde que corresponde aos períodos de carga térmica mais elevada. Utilizando-se maiores massas iniciais nos reservatórios, concentrações de LiBr mais altas podem ser usadas a fim de se obter menores temperaturas de evaporação.

O rendimento do sistema com armazenamento de refrigerante comportou-se, durante o período, de modo bem diverso dos testes anteriores sem armazenamento, e mais uma vez a variação de concentração é responsável. Como discutido anteriormente, uma menor concentração de LiBr leva o sistema a obter uma melhor performance. Logo, quando se inicia a geração, entre 07:00 e 08:00 horas, como a concentração é mínima o rendimento tende rapidamente ao máximo. Quando a produção de refrigerante ultrapassa a demanda, o contínuo aumento da concentração tende a reduzir o rendimento o que é compensado pelo aumento contínuo da temperatura de geração, como confirma a equação (24). Porém há o prevalecimento do primeiro fator e a queda do rendimento ocorre porém de modo suave. Quando a temperatura de geração ultrapassa seu máximo, este fator compensador decresce rapidamente e como a concentração é elevada o rendimento também cai rapidamente.

Durante o inverno, 21/06, a curva correspondente na figura 29 indica que o sistema apresenta um melhor rendimento e um comportamento análogo a operação em 21/01. Assim o raciocínio anterior é válido e o aumento relativo do rendimento é devido ao sistema operar com concentrações mais baixas, como mostra a curva correspondente, uma vez que os calores de evaporação e geração são menores, proporcionais a insolação.

A figura 30 mostra o comportamento da massa contida nos reservatórios em relação à massa inicial existente no sistema e também a taxa de geração de refrigerante obtida durante o período de 24 horas.

Com relação a produção de refrigerante, observa-se que seu máximo não ocorre com a temperatura de geração máxima como nos casos vistos anteriormente sem acumulação de refrigerante. Isto é devido ao fato da concentração do fluxo de alimentação do gerador ser crescente o que, como visto, tende a reduzir a taxa de

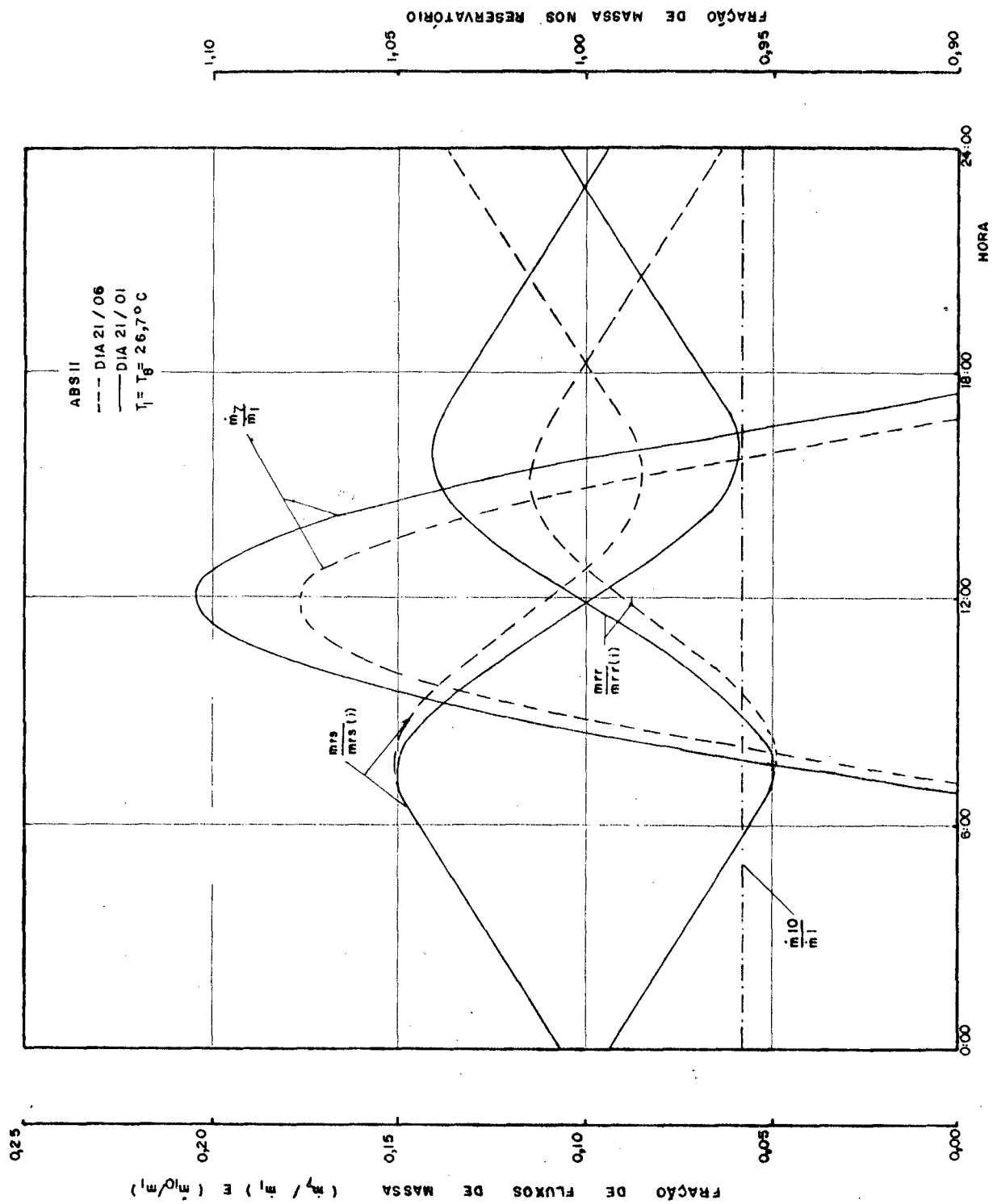


Figura 30. Fluxos de massa no sistema ABS II com acumulação de refrigerante.

geração de refrigerante ao mesmo tempo que o comportamento crescente de sua temperatura tende a aumentá-la.

As curvas referentes as massas contidas nos reservatórios durante o período de 24 horas permitem observações interessantes do ponto de vista construtivo e de operação do sistema.

Como o fluxo de refrigerante no evaporador foi estimado com base na geração do dia 21/01, a operação do sistema durante o período de insolação correspondente permite que o refrigerante gerado reconstitua as massas contidas nos reservatórios ao fim do período de 24 horas e reiniciar o ciclo. Porém, em períodos do ano em que a insolação é menos favorável ou mesmo reduzida por outros fatores, a produção de refrigerante cai e pode ser insuficiente para recompor as massas originais dos depósitos.

Isto implica na transferência parcial ou total da massa contida originalmente no depósito de refrigerante para o reservatório de solução ao fim de um período desfavorável suficientemente longo. A conseqüente redução da concentração de LiBr, conforme mostra a figura 30, acarretará efeitos indesejáveis no sistema. Entre outros, cita-se a elevação da temperatura de evaporação.

Por outro lado, se o fluxo de refrigerante imposto no evaporador é estimado com base em situações desfavoráveis tais como insolação durante o inverno ou dias parcialmente nublados durante o verão, o efeito contrário ocorrerá. Ao atravessar um período de insolação elevada o sistema transferirá a água contida no reservatório de solução em grande parte para o reservatório de refrigerante, acarretando um acréscimo na concentração de LiBr na alimentação do gerador, o que leva o sistema a condições desfavoráveis quanto à cristalização do sal.

A última situação porém é mais fácil de ser corrigida, prevendo no sistema uma linha auxiliar de desvio entre o reservatório de refrigerante e o absorvedor, que permitirá a correção do nível de refrigerante no reservatório e da concentração no depósito de solução. Esta regularização pode ser controlada através de uma bôia no depósito de refrigerante, que permitirá a abertura da válvula de controle da linha de desvio, até que um nível inferior

seguro seja atingido. A figura 30.a, mostra esquematicamente esta linha de desvio.

Por outro lado, o comportamento das massas contidas nos reservatórios permite avaliar corretamente seus volumes máximos exigidos além de indicar as posições de nível máximo e mínimo toleráveis, que determinariam as posições em que a bóia controladora deveria acionar a válvula da linha auxiliar de desvio.

A figura 31 apresenta o comportamento das trocas térmicas envolvidas durante a operação do sistema. Nota-se que a carga térmica retirada manteve-se praticamente estável durante o período apesar das variações observadas na temperatura de evaporação.

As curvas referentes a carga térmica  $Q'_e$ , representam o calor que seria retirado do ambiente caso todo refrigerante gerado fosse utilizado imediatamente após sua geração.

Esta curva, referente ao dia 21/06, mostra claramente que a geração de refrigerante foi insuficiente durante o período de insolação, tendo o sistema reduzido o nível de refrigerante no depósito ao fim de 24 horas de operação. Esta massa de refrigerante foi necessária para completar o fluxo exigido no evaporador a cada hora.

Em particular, o calor de absorção apresenta um comportamento bem diverso dos demais. Este é explicado, levando-se em conta as variações de concentração e sua dependência com a temperatura de geração. De acordo com os testes anteriores, sem reservatório de solução, quanto menor a concentração maior o calor a ser retirado no absorvedor. Com isto, quando os coletores solares iniciam o aparecimento do gerador e a geração é praticamente nula, o calor de absorção é aumentado devido ao aquecimento do produto de fundo do gerador.

A seguir, como a temperatura e a taxa de geração estão ainda reduzidos, o efeito da elevação de concentração é importante e o calor de absorção tende a reduzir.

No período a seguir, das 08:30 às 13:00 horas, o efeito da temperatura de geração prevalece sobre a redução de concentração e o calor de absorção tende a aumentar. No próximo pe-

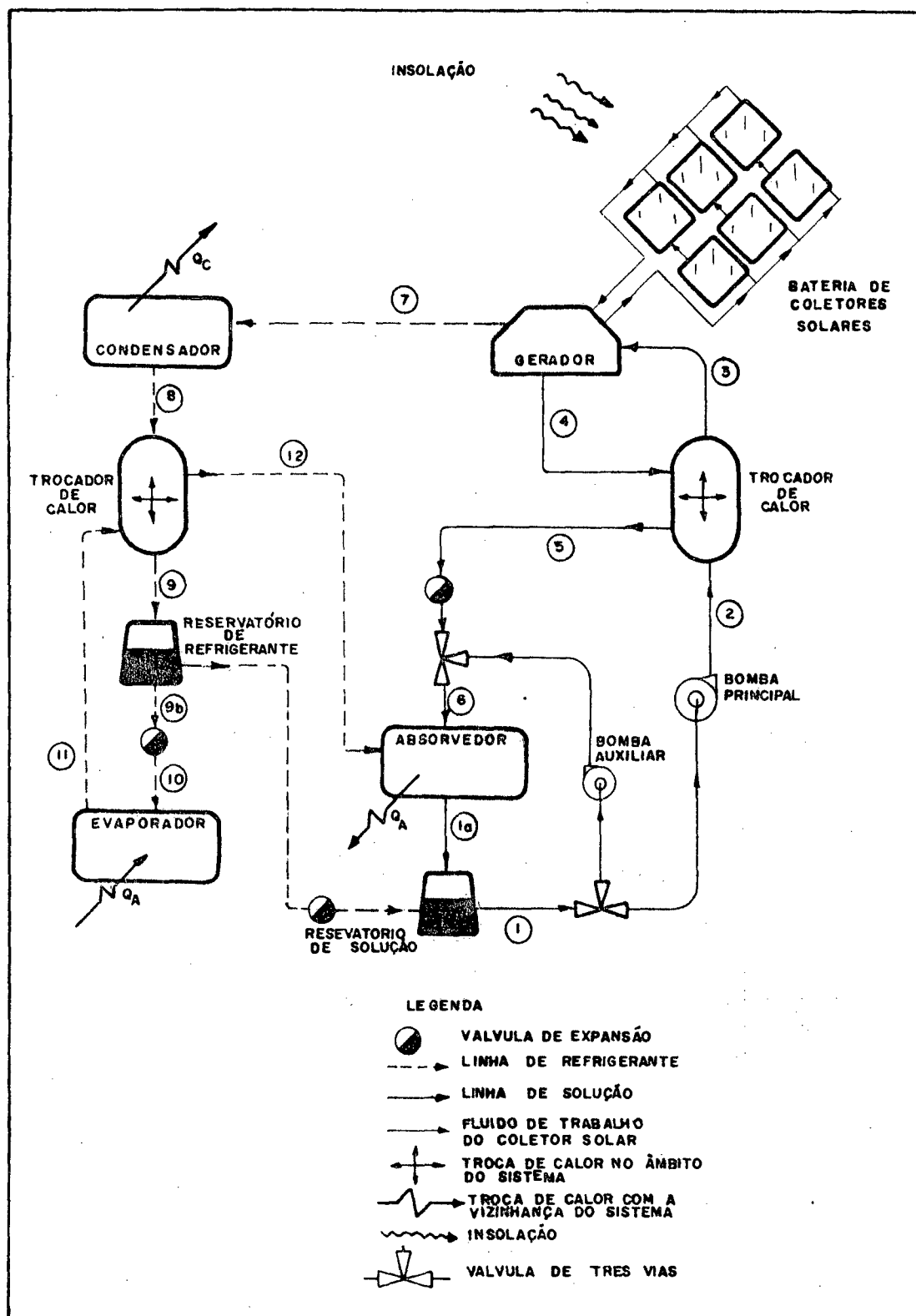


Figura 30.a. Sistema ABS 11 com linha de regularização dos níveis dos reservatórios.

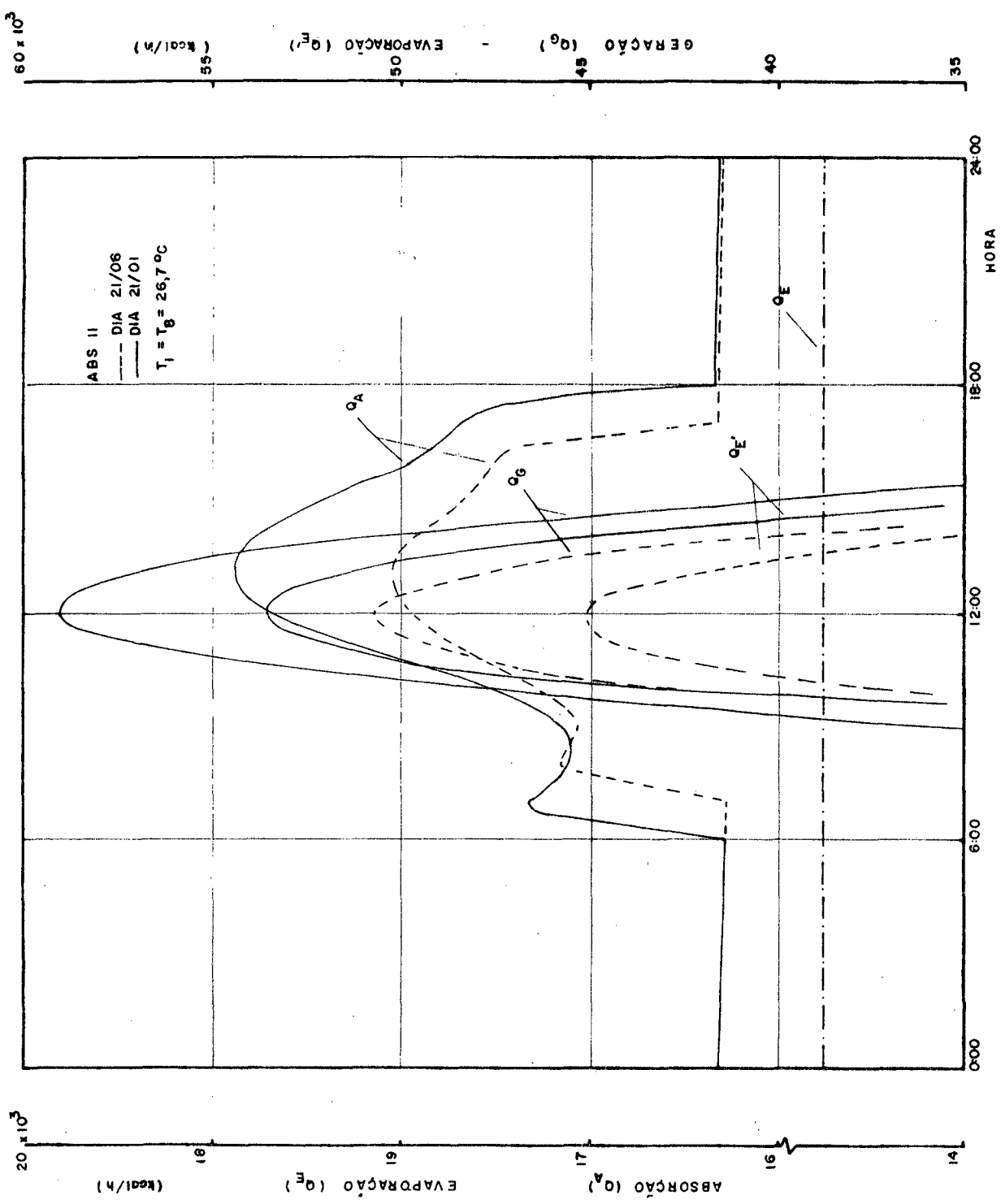


Figura 31. Fluxos de calor trocados pelo sistema ABS II com acumulação de refrigerante.

riodo, a redução desta temperatura e o acréscimo de concentração determinam a redução no calor de absorção até as 16:00 horas: A partir deste período de geração de refrigerante se torna insuficiente e o acréscimo da concentração tende a elevar o calor no absorvedor. Porém, a insolação sobre os coletores determina a queda de temperatura de geração e este fator faz com que o calor liberado pelo absorvedor caia rapidamente. Durante os períodos sem insolação o absorvedor libera calor apenas para permitir a absorção do vapor proveniente do evaporador.



## 5 - CONCLUSÃO

Os resultados obtidos e a análise desenvolvida no capítulo anterior permitem as conclusões a seguir.

- a. O sistema de refrigeração por absorção de LiBr-água opera de modo plenamente satisfatório com o calor fornecido por uma bateria de coletores solares planos.
- b. A configuração formada com a inclusão dos trocadores de calor intermediários nas posições I e II, ABS 11, apresenta a melhor performance dentre as configurações estudadas.
- c. O trocador de calor da posição I aumenta a performance do sistema na ordem de 1%, influenciando o calor de evaporação.
- d. O trocador de calor da posição II aumenta a performance do sistema na ordem de 10% influenciando diretamente o calor de geração e a temperatura de geração, além de estabilizar o rendimento do sistema durante o período de geração.
- e. A taxa de geração de refrigerante independe dos trocadores de calor intermediários sendo função apenas das temperaturas de condensação e geração.
- f. Para uma determinada quantidade de LiBr presente no sistema, o aumento da temperatura de condensação reduz o rendimento do sistema, eleva a temperatura de evaporação e reduz a taxa de produção de refrigeran

te no gerador.

- g. A redução da quantidade de LiBr no sistema implica numa temperatura de evaporação mais alta e num aumento de todos os fluxos de calor trocados pelo sistema com o ambiente.
- h. O sistema solar de refrigeração por absorção dotado de acumulação de refrigerante fornece um efeito de refrigeração contínuo, plenamente satisfatório para instalações comerciais e industriais.
- i. A simulação do sistema sob condições específicas de projeto é indicada para o dimensionamento apropriado dos depósitos de refrigerante e solução, e para a determinação da massa de LiBr a ser adotada na instalação.
- j. Um sistema de regularização do volume de refrigerante contido no depósito deve ser previsto na instalação para evitar a cristalização do sal, assim como uma bomba auxiliar para promover a circulação de solução entre seu depósito e o absorvedor a fim de permitir o processo de absorção no período noturno.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] ASHRAE, Handbook and Product Directory, ASHRAE Inc., N. York, 1977.
- [02] PERRY, E. H., The Theoretical Performance of Lithium Bromide Water Intermitent Absorption Refrigerant Cycle, Solar Energy, vol. 17, pp. 321 - 323, Pergamon Press, 1975.
- [03] MANSONRI, G.A., PATEL, V., Thermodynamic Basic for the Choise of Working Fluids for Solar Absorption Cooling Systems, Solar Energy, vol. 22, pp. 483 - 491, Pergamon Press, 1979.
- [04] SILVA, A. F. C., Simulação e Otimização de um Sistema de Refrigeração por Absorção, Publ. Int. UnB, ENM, 1976.
- [05] AKER, J. E., SQUIRES, R. G., ALBRIGHT; L. F., An Evaluation of Alchol - Salt Mixtures as Absorption Refrigeration Solutions, ASHRAE Transactions nº 1909 ASHRAE Semianual Meeting, Chicago, 1965.
- [06] ZELHOFER, G. F., Comercial Refrigeration by Low Pressure Steam, Journal of ASHRAE, May 1937, pp. 317 - 322.
- [07] ELLINGTON, R. T., KUNST, G., PECK, R. E., REED, J. F., The Absorption Cooling Process, a Critical Literature Review, Institute of Gas Technology, Research Bulletin nº 14, 1977.
- [08] TRELKELD, J. L., Thermal Enviromental Engineering, Prenti

ce Hall Inc., 1970.

- |09| PENNINGTON, W., How to Find Accurate Vapor Pressure of LiBr - Water Solutions, Refrigerating Engineering, May 1955.
  
- |10| WILBUR, P. J., MANCINI, T. R., A Comparison of Solar Absorption Air Cooling Systems, Solar Energy, vol. 18, Pergamon Press, 1976.
  
- |11| VIANNA, J. N. S., Simulação e Otimização de um Sistema de Refrigeração por Absorção, Tese de Mestrado, C. T., UFSC, 1974.
  
- |12| BLYTAS, J. C., DANIELS, F., Concentrated Solutions of NaSCN in Liquid Ammonia: Solubility, Density, Vapor Pressure, Viscosity, Thermal Conductance, Heat of Solution and Heat Capacity., J. Am. Chem. Soc., 84 (7), 1075, 1962.
  
- |13| MEINEL, A. B., MEINEL, M.P., Applied Solar Energy an Introduction, Addison Wesley Publishing Co., 1977.
  
- |14| KREITH, F., KREIDER, J. F., Principles of Solar Engineering, Hemisphere Publishing Co., Mc Graw Hill Co., 1978.
  
- |15| STOECKER, W. F., Design of Thermal Systems, Mc Graw Hill Kogakusha, 1971.
  
- |16| DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A., Solar Energy Thermal Processes, John Wiley & Sons, 1974.
  
- |17| GRASSIE, S. L., SHERIDAN, N. R., Modelling a Solar Operated Absorption Air Conditioner System whith Refrigerant

Storage, Solar Energy, vol. 19, pp. 691 - 700, Pergamon Press, 1977.

- |18| GONZÁLES, M. L., Cálculos dos Ciclos Teóricos de Instalações de Refrigeração por Absorção de Água e LiBr, UFSC, Santa Catarina, 1975.
  
- |19| RAZNJEVIC, K., Handbook of Thermodynamic Tables and Charts, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976.
  
- |20| PICHEL, W., Development of Large Capacity Lithium Bromide Absorption Refrigeration Machines in U.S.S.R., ASHRAE Journal nº , 1966, pp.
  
- |21| MELO, C. Tese de Mestrado, C. T., UFSC, (em andamento).
  
- |22| SOUZA, A. J., Simulação Dinâmica de uma Torre de Destilação de Mistura Binária, Tese de Mestrado, C. T., UFSC, 1979.

## APÊNDICE

## PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS FLUIDOS DE TRABALHO

Os fluidos de trabalho envolvidos no sistema de refrigeração por absorção em estudo são a água e a solução Brometo de Lítio - Água. As propriedades físicas e termodinâmicas da água são bem conhecidas e disponíveis na literatura, |19|, sob forma de tabelas, gráficos e equações algébricas.

A solução LiBr - H<sub>2</sub>O se apresenta como um dos pares absorvente-refrigerante sobre o qual mais estudos foram realizados, |07|, estando assim suas propriedades físicas e termodinâmicas bem definidas.

O Brometo de Lítio é um sal que se apresenta como um sólido cristalino branco obtido a partir de um ácido e uma base extremamente fortes. O átomo de Lítio libera um elétron de sua camada mais externa que é captado pelo Bromo, formando uma estrutura cristalina com ligações iônicas.

Para saturação desta camada são necessários mais oito elétrons que são obtidos aos pares através de ligações covalentes com moléculas que possuem suas camadas também saturadas. Estas ligações permitem ao sal a formação de mono, di, tri e tetrahidratos, de acordo com as condições de temperatura e pressão |07|.

Sendo um composto iônico, possui grande solubilidade em compostos de alta constante dielétrica tais como a água, amônia, aminas e álcoois |07|.

As equações a seguir determinam o comportamento das propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos de trabalho envolvidos.

1. Entalpia da água líquida (kcal/kg).

$$\Psi_1 = 1,000956 (T - 25,0) + 25,03$$

para T em °C

2. Entalpia do vapor d'água saturado (kcal/kg)

$$\Psi_2 = 0,380201 T + 600,5468$$

para T em °C

3. Entalpia do vapor superaquecido a temperatura  $T_1$ , na pressão correspondente a temperatura de saturação  $T_2$  (kcal/kg)

$$\Psi_3 = 0,459866 T_1 - 0,301 T_2 + 597,342878$$

para  $T_1$  e  $T_2$  em °C

4. Pressão de vapor da solução LiBr - H<sub>2</sub>O ou água pura (kgf/cm<sup>2</sup>)

$$\Psi_4 = \text{EXP} \left( A + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} \right)$$

para T em °C

onde para  $0,0 < x < 0,5$

$$A = 11,6382 - 1,01236 \cdot x + 2,242454 \cdot x^2$$

$$B = -3683,812 + 912,5036 \cdot x - 3992,617 \cdot x^2$$

$$C = 241382,2 - 74899,70 \cdot x + 309226,6 \cdot x^2$$

e para  $x > 0,5$

$$A = -43,03997 + 1996466.x - 180,3618.x^2$$

$$B = 31366,16 - 128383,8.x + 1144000,0.x^2$$

$$C = -5474752,0 + 19683970,0.x - 18275000,0.x^2$$

5. Entalpia da solução LiBr - H<sub>2</sub>O (kcal/kg)

$$\Psi_5 = q_m + (1 - x).25,03 + c_{ps}$$

para T em °C

onde para  $0,0 \leq x < 0,325$

$$q_m = -134,8311.x + 32,32809.x^2$$

para  $0,325 \leq x < 0,491$

$$q_m = 15,45538 - 225,9927.x + 166,5128.x^2$$

para  $x \geq 0,491$

$$q_m = 104,4493 - 589,8674.x + 538,4567.x^2$$

6. Calor específico da solução LiBr-H<sub>2</sub>O (kcal/kg°C)

$$\Psi_6 = c_{ps} = 0,99923 - 1,240859.x + 0,5534466.x^2$$