

SIMULAÇÃO DO SISTEMA TERMO SOLAR DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR DE FLUIDO LiBr-H₂O

Jaqueline Silva Albuquerque da Guia, jaqueline_s2000@yahoo.com.br¹

Karla Miranda Barcellos, kmbarcellos@pq.cnpq.br²

Cristiane Holanda Sodré, chs@ctec.ufal.br³

¹Universidade Federal de Alagoas, R Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

²Universidade Federal de Alagoas, Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

³Universidade Federal de Alagoas, Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

Resumo: No Brasil, o setor residencial   o segundo maior consumidor de energia elétrica, sendo maior parte desta energia usada para refrigera o. Isto motiva o estudo de ciclos de refrigera o por absor o que podem usar como fonte de energia, a energia solar. Com base nessa realidade, o presente trabalho teve como objetivo: estudar, dimensionar e simular o sistema termo solar acoplado ao sistema de refrigera o por absor o utilizando como par de fluido, LiBr-H₂O (Brometo de Lítio- gua). Através do pacote computacional TRNSYS (Transient System Simulation), versão 14.2, foi possível simular e analisar a temperatura e a área da sala a ser refrigerada, a área de coleta da energia solar, o volume do tanque de armazenamento de água quente e o ciclo de refrigera o por absor o em fun o dos principais parâmetros termo fluidodinâmicos: a taxa de refrigera o, o aquecimento auxiliar no gerador e o coeficiente de performance (COP) do ciclo. O sistema de coleta de energia   composto por um coletor solar, um tanque de armazenamento, bomba e um fluido térmico portador de energia, neste caso a  gua. O sistema de refrigera o possui 5(cinco) componentes: evaporador, absorvedor e trocador de calor localizados no lado de baixa pressão do sistema, e gerador e condensador localizados no lado de alta pressão do sistema. Para a simula o, foram considerados dados de temperatura ambiente, umidade relativa e radia o solar em Maceió no período compreendido de 12 de Novembro a 22 de dezembro do ano de 2007. Os resultados gráficos mostraram há influência da quantidade de toneladas de refrigera o sobre o COP. A varia o do tamanho da sala influenciou na temperatura média do local a ser refrigerado para uma área de coletor solar de 30m², volume do tanque de armazenamento igual a 5m³ e a temperatura mínima de gera o de vapor de 40 C.

Palavras-chave: Coletor Solar, LiBr-H₂O, TRNSYS

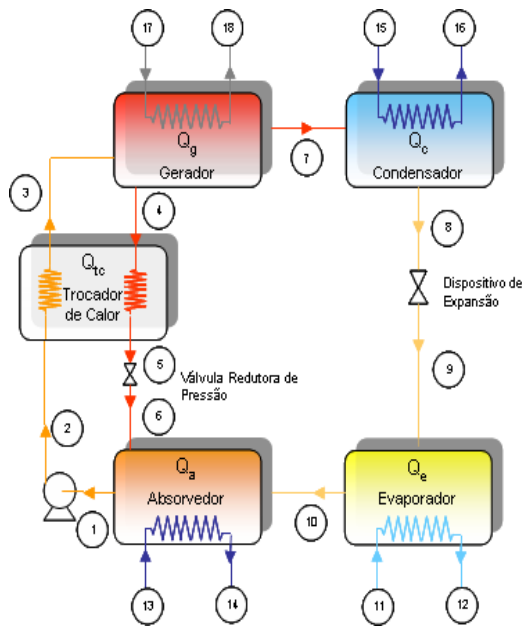
1. INTRODU O

Questões ambientais e energéticas atuais demandam inova es em projetos de refrigera o, que tenham como pontos principais o baixo consumo energético e menor impacto ao meio ambiente. Recentemente maior importância tem sido dada ao estudo dos sistemas de refrigera o por absor o (SRA), devido às peculiaridades desses sistemas em rela o aos ciclos por compressão de vapor. Porém os sistemas de absor o passaram por muitos altos e baixos. Foi predecessor do sistema de compressão de vapor no Século XIX e os sistemas água-am nia tinham grande aplica o em refrigeradores domésticos e grandes instala es industriais, como indústrias químicas e de processos. O sistema LiBr- gua foi comercializado nos anos 40 e 50 como resfriadores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Eles eram energizados por vapor ou água quente gerados em caldeiras a óleo ou gás natural. Nos anos 70, a substitui o de combustão direta de óleo e gás natural afetou a aplica o das unidades de absor o, mas ao mesmo tempo, abriu outras oportunidades, como a utiliza o de calor derivado de coletores solares para energizar unidades de absor o. Também em fun o do aumento crescente do custo da energia, o calor de baixo nível de temperatura (na faixa de 90 a 110 C), que era anteriormente rejeitado para a atmosfera em instala es químicas e de processo,   agora freqüentemente usado para operar sistemas de absor o que fornece refrigera o necessária em algum outro ponto da fábrica. A combina o de sistema de absor o com sistemas de compressão de vapor   uma outra aplica o de unidades de absor o que permanece atrativa.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. O Ciclo de Absorção

O ciclo de absorção é referido como ciclo operando a calor, porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do fluido refrigerante a alta pressão. Enquanto no ciclo de compressão de vapor a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho, no ciclo de absorção há necessidade de apenas algum trabalho para acionar a bomba para conduzir o fluido do absorvedor ao gerador, mas esta quantidade de trabalho é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor (Stocker & Jones, 1985). O ciclo de absorção básico é mostrado na Figura (1).



Ponto	Condição
1	solução diluída líquido saturado
2	solução diluída líquido comprimido
3	solução diluída líquido comprimido
4	solução concentrada líquido saturado
5	solução concentrada líquido comprimido
6	solução concentrada mistura bifásica
7	refrigerante (água) vapor d'água superaquecido
8	refrigerante líquido saturado
9	refrigerante mistura bifásica
10	refrigerante vapor saturado
11	água gelada líquido comprimido
12	água gelada líquido comprimido
13	água de resfriamento líquido comprimido
14	água de resfriamento líquido comprimido
15	água de resfriamento líquido comprimido
16	água de resfriamento líquido comprimido
17	água de aquecimento líquido comprimido
18	água de aquecimento líquido comprimido

Figura 1. Esquema de uma unidade de refrigeração por absorção de LiBr e água, de simples efeito.

O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para garantir o processo de absorção, o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva a pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, o calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor. Os fluxos de calor para os quatro trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura do fluido que está sendo refrigerado entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador.

A eficiência do ciclo e as condições de operação de um SRA dependem dos fluidos de trabalho, temperaturas e eficiência dos trocadores de calor. A solução fria que deixa o trocador da solução, proveniente do absorvedor, caminha para o gerador e resfria a solução que sai do gerador para o absorvedor. Assim, a carga de calor diminui no gerador, e o coeficiente de performance (COP) do sistema aumenta. O COP é a relação entre a Taxa de Refrigeração (Q_{ev}) e a Taxa de Calor no Gerador do Ciclo de absorção, representada pela Equação (1). O fluido refrigerante que deixa o condensador é resfriado pelo vapor oriundo do evaporador, e a entalpia do líquido é diminuída. Quando a capacidade de refrigeração aumenta, o valor do COP também aumenta (Kilic & Kaynakli, 2007).

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad (1)$$

2.2. O Simulador TRNSYS

O simulador comercial TRNSYS (*Transient System Simulation Program*) é usado largamente para simular sistemas transientes, como é o caso daqueles que envolvem dados de tempo meteorológicos.

A linguagem de programação utilizada pelo TRNSYS, versão 14.2 é o Fortran 99, porém este pacote computacional tem como principal novidade, o programa IISiBat (*Intelligent Interface for the Simulation of Building*) um programa que possibilita a modelagem e simulação de sistemas térmicos em ambiente *Windows*, com conexões gráficas para gerar arquivos de dados que são utilizados nos cálculos e obtenção dos resultados que serão tratados numa planilha eletrônica.

3. METODOLOGIA

A metodologia, seguida neste trabalho, é uma adaptação da metodologia proposta por Morejón & Hackenberg (1998) e consistiu dos seguintes passos:

3.1. Escolha do Sistema Solar

O sistema de captação de energia solar é composto por um coletor solar do tipo plano de eficiência quadrática e propriedades de absorvidade e cobertura (Type 1d), de um tanque de armazenamento de água quente (Type 4a), duas bombas (Type 3b:1 e 2), um processador de radiação solar (Type 16), o qual calcula a radiação total, difusa e direta a partir da incidência solar e um fluido térmico portador de energia, sendo neste caso a água, conforme mostra a Figura (2)

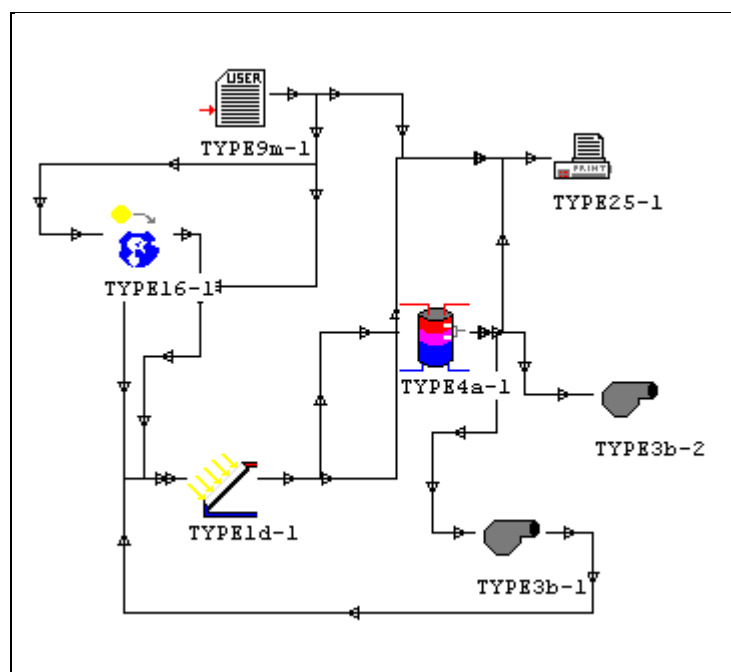


Figura 2. Sistema termo-solar.

3.2. Coleta de Dados Meteorológicos

Os dados meteorológicos de temperatura do ar ambiente, umidade relativa e radiação solar foram coletados a cada 10 segundos e as médias registradas a cada 10 minutos em um sistema de aquisição automática "DATALLOGGER" (CR-10 Campbell Scientific, USA) alimentado por um painel fotovoltaico, no período compreendido entre o dia 12 de Novembro a 22 de dezembro do ano de 2007.

3.3. Criação do Arquivo de Dados

Os dados meteorológicos: temperatura do ar ambiente, umidade relativa e radiação solar obtidos para a cidade de Maceió foram armazenados em planilha do MS-Excel® e em seguida, convertidos em arquivo do tipo: *Formatted Text (Space delimited)* cuja terminação é ".prn", ambos dentro da máquina virtual VMWare aonde contém também o pacote computacional TRNSYS. Em seu estudo, Morejón (1997) utilizaram dados meteorológicos da cidade do Rio de Janeiro durante 7 dias em Janeiro de 1996.

3.4. Escolha dos Componentes

A escolha dos componentes é uma etapa bastante criteriosa, uma vez que alguns componentes têm mais de um modelo. O sistema de refrigeração por absorção é o *Type7a* que controla o nível de temperatura do local que está sendo refrigerado. O local por sua vez é representado pelo *Type12c* que tem o seu nível de temperatura controlado por um controlador do tipo on/off, representado pelo *Type2b-1*, que é um controlador diferencial com histerese para controle de temperatura com estratégia de controle conhecida. O coletor solar representado pelo *Type1d-1*, aquece que é enviada ao tanque de aquecimento (*Type 4a-1*). Duas bombas fazem parte do sistema (*Type 3b-1 e 2*). O *Type33e* é o conversor de dados psicrométricos conhecidos como: temperatura de bulbo seco e umidade relativa em um dado não conhecido que foi a temperatura de bulbo úmido a ser utilizado no *Type7a*. O leitor do arquivo de dados é o *Type 9bm* o qual lê os quatro dados meteorológicos de entrada, que são: tempo, temperatura ambiente, umidade relativa e radiação solar e ainda contém os parâmetros de interpolação, fator de multiplicação e fator de adição para as quatro entradas. O *Type 9bm* é um caso de modelo modificado e, o nome deste, foi criado pelo próprio usuário, jaque, podendo ser chamado de qualquer outro nome, a critério do usuário. A motivação para a criação do Type 9bm, originário do Type 9b, foi pelo fato deste Type só ler dois dados meteorológicos do arquivo de dados do usuário com terminação “.prn”, enquanto necessitou da leitura de quatro entradas. O arquivo de resultado é o *Type25*. O processador da radiação solar é o *Type16*.

3.5. Simulação do Sistema de Refrigeração por Absorção no TRNSYS para Diferentes Parâmetros e Variáveis

Para simulação do Sistema Termo-Solar de Refrigeração por Absorção (SITSORA) no programa computacional TRNSYS (*Transient System Simulation Program*) versão 14.2, um programa de interconexões é aberto para incluir os TYPE's que são empregados na simulação, como pode ser visto na Figura (3).

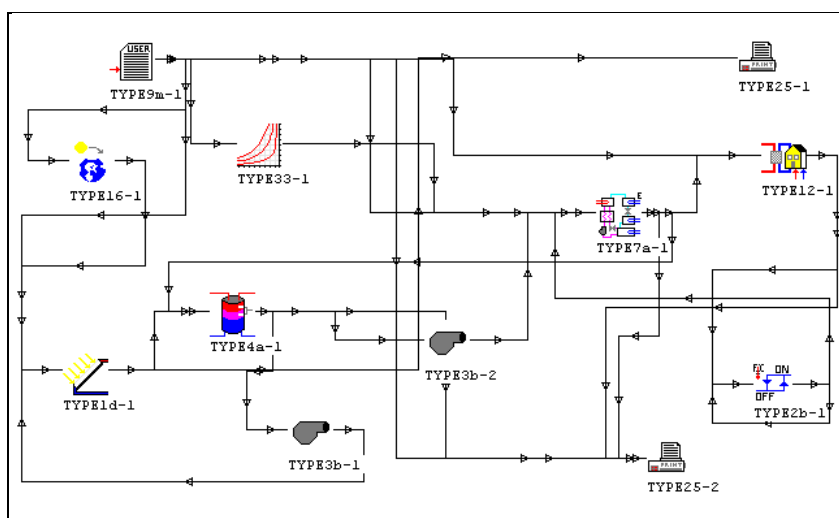


Figura 3. Sistema Termo-Solar de Refrigeração por Absorção (SITSORA).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Análise do Sistema Refrigeração por Absorção

O coeficiente de performance (COP) e as temperaturas: ambiente (T_{amb}), da água do tanque de alimentação do sistema termo-solar (T_{tank}), no gerador (T_g) e média do local que está sendo refrigerado (T_{mlocal}) foram analisados para capacidades nominais de refrigeração (CNR) de 1 e 4 TR, no período entre 12 de Novembro a 22 de dezembro do ano de 2007 e comparados com os resultados obtidos por Morejón (1997). Analisando os resultados obtidos da simulação (Figuras (4) e (6)) e os da literatura (Figuras (5) e (7)), pode-se dizer que há influência da quantidade de toneladas de refrigeração sobre o ciclo de refrigeração, isto porque quanto maior for a carga de refrigeração entregue a um volume de sala constante, o tempo em que o Ciclo de Refrigeração voltará a ser acionado será maior.

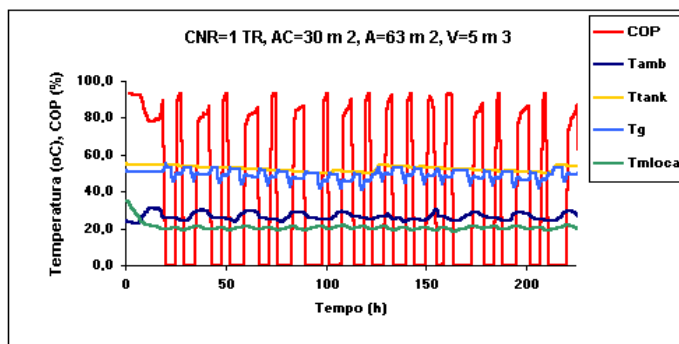


Figura 4. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=1TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³).

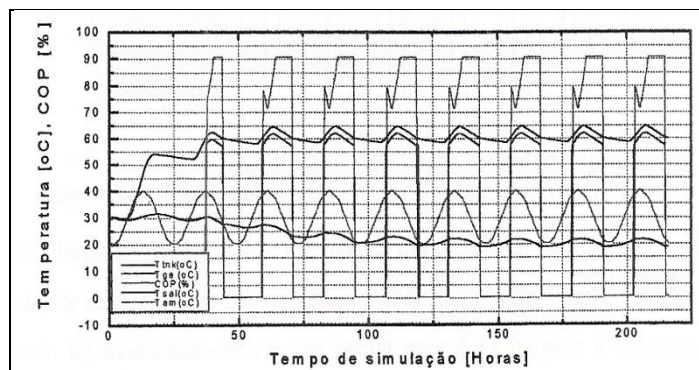


Figura 5. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=1TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³) (Morejón, 1997).

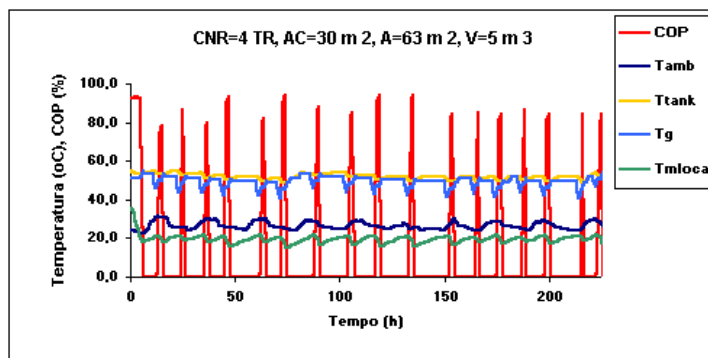


Figura 6. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=4TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³).

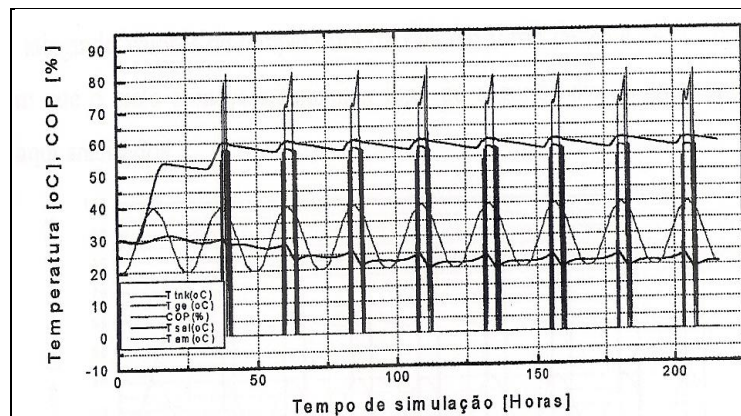


Figura 7. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=4TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³) (Morejón, 1997).

4.2. Influência do Tamanho da Sala

A variação do tamanho da sala influenciou na temperatura média do local a ser refrigerado para uma CNR de 2TR, uma área de coletor de 30m^2 , volume do tanque de armazenamento igual a 5m^3 e a temperatura mínima de geração de vapor de 40°C , como pode ser visualizada na Figura (8). À medida que aumentou a área da sala, a temperatura média da sala atingiu níveis maiores, isto porque mais energia foi requerida para manter a temperatura média da sala no nível de temperatura desejável. Observou-se também que mais suave foi a variação da temperatura média da sala para áreas maiores, o que era esperado, por tratar-se de uma maior massa de ar a ser refrigerado. Comparando as temperaturas da sala obtidas da simulação neste trabalho e da literatura (Figura (9)), para a área de 63m^2 , observou-se que os níveis de temperatura oscilaram entre 20 e 25°C , para ambas.

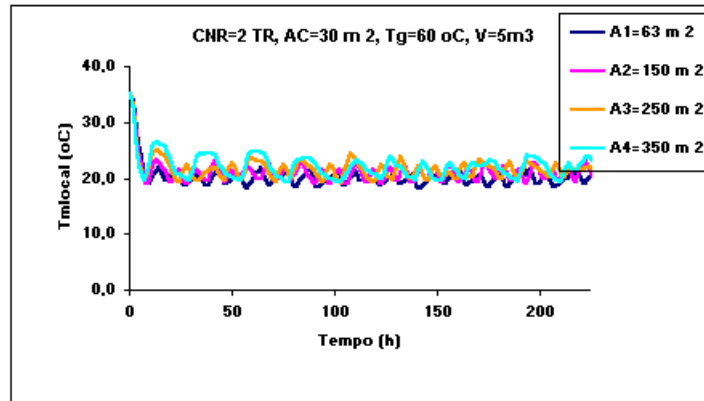


Figura 8. Perfil de temperatura da sala que está sendo refrigerada para diferentes tamanhos de áreas do local em função do tempo (condições: CNR=2TR, AC=30m², Tg=60°C, V=5m³).

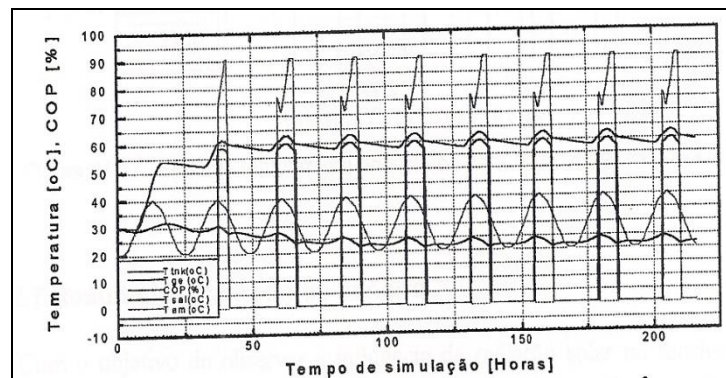


Figura 9. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=2TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³) (Morejón, 1997).

4.3. - Influência da Área do Coletor

Segundo Morejón & Hackenberg (1998), os perfis de temperatura média da sala são inversamente proporcionais ao tamanho da área do coletor. Fazendo variar a área do coletor solar para áreas de 15 , 30 , 60 e 80m^2 e observando sua influência na temperatura média da sala, constatou-se que temperatura média do local não variou com a variação do tamanho da área de coleta de radiação solar para as condições avaliadas (CNR=2TR, V=5m³ e A=63m²), conforme mostra a Figura (10). Isto se deve ao fato de que a temperatura da massa de água aquecida que é enviada ao ciclo tende a valores constantes em todas as áreas de coleta analisadas, ocasionando uma sobreposição de curvas referentes a variação da temperatura da sala para cada área de coletada simulada.

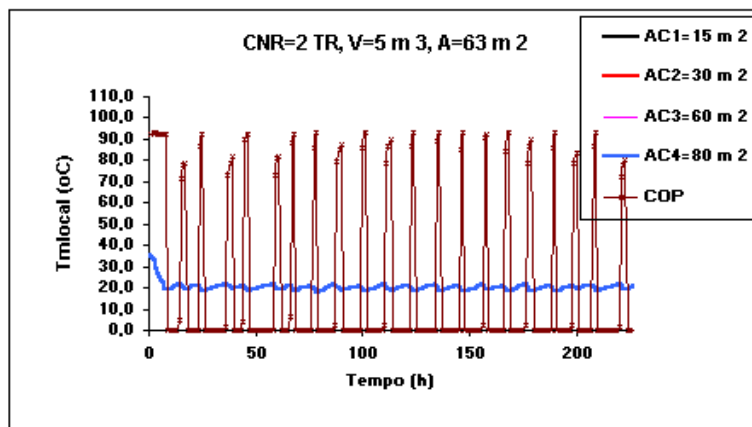


Figura 10. Perfil da temperatura média do local que está sendo refrigerado em função do tempo, variando o tamanho da área do coletor solar (Condições: CNR=2TR, V=5m³ e A=63m²).

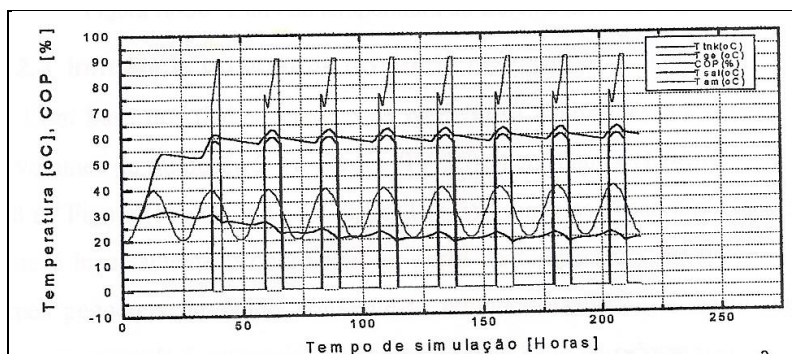


Figura 11. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=2TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³) (Morejón, 1997).

4.4. - Influência do Volume do Tanque

O aumento do volume do tanque de armazenamento de água quente do sistema termo-solar (que é encaminhada para o Gerador do Ciclo de Absorção) influencia na diminuição na produção de refrigeração para o local que está sendo refrigerado, de acordo com Morejón & Hackenberg (1998). O perfil de temperatura média do local, de acordo com a Figura (12), não variou com a variação do volume do tanque de armazenamento de água quente para uma mesma carga de refrigeração imposta, ocasionando assim, uma sobreposição de curvas, isto porque o aquecedor auxiliar interno ao ciclo atuou de forma a manter constante a temperatura de geração mínima da água do tanque que sofreu uma queda de temperatura ocasionada pelo aumento do volume do tanque. Houve similaridade nos níveis de temperatura da sala simulada para este trabalho e o da literatura, mostrada na Figura (13), para as mesmas condições analisadas.

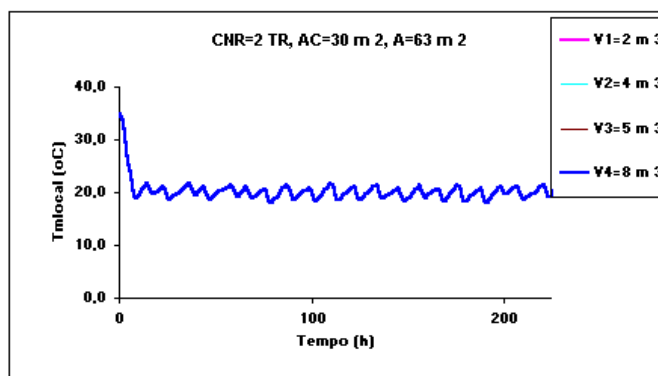


Figura 12. Perfil da temperatura média do local que está sendo refrigerado em função do tempo, variando o volume do tanque de armazenamento de água quente (Condições: CNR=2TR, AC=30m² e A=63m²).

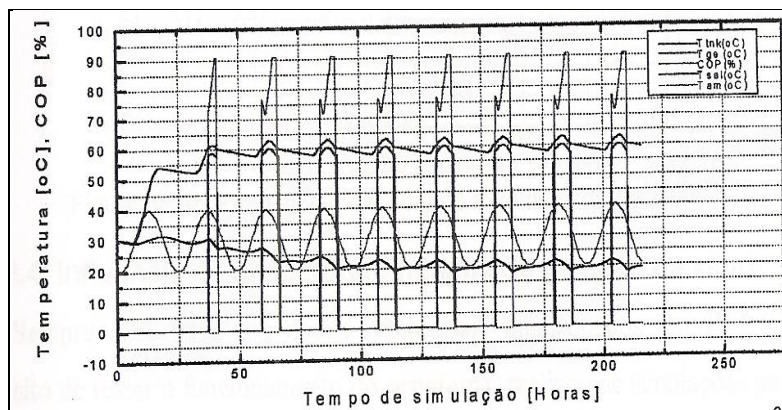


Figura 13. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=2TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³) (Morejón, 1997).

4.5. - Influência da Temperatura Mínima de Geração de Vapor

A temperatura mínima de geração de vapor é a temperatura necessária para que o Ciclo de Absorção entre em funcionamento. Quanto menor for a temperatura de geração do ciclo, maiores serão os intervalos de funcionamento deste, produzindo em consequência, baixas temperaturas na sala (Morejón & Hackenberg, 1998)).

A Figura (14) mostra o perfil da temperatura média do local que está sendo refrigerado em relação ao tempo, variando a temperatura mínima de geração de vapor. O perfil de temperatura do local não variou com o aumento da temperatura mínima de geração do vapor, apresentando uma sobreposição das curvas, devido ao próprio funcionamento do simulador, o qual, aciona o aquecedor auxiliar interno ao Ciclo de Absorção, quando a temperatura da fonte quente para a geração de refrigeração não atinge valores mínimos de geração.

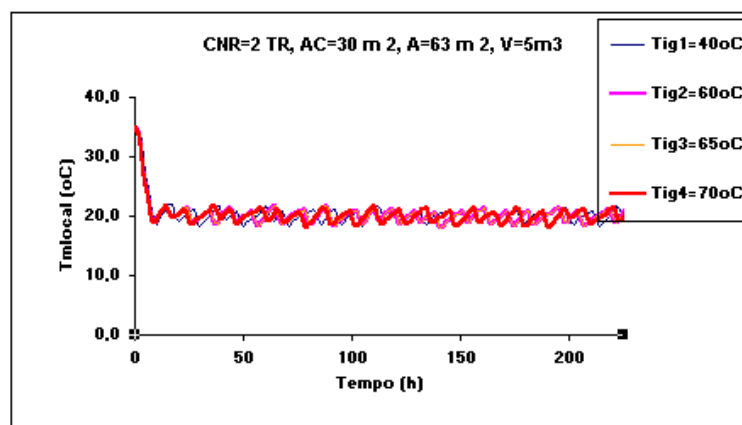


Figura 14. Perfil da temperatura média do local que está sendo refrigerado em relação ao tempo, variando a temperatura mínima de geração de vapor (Condições: CNR=2TR, AC=30m², A=63m² e V=5m³).

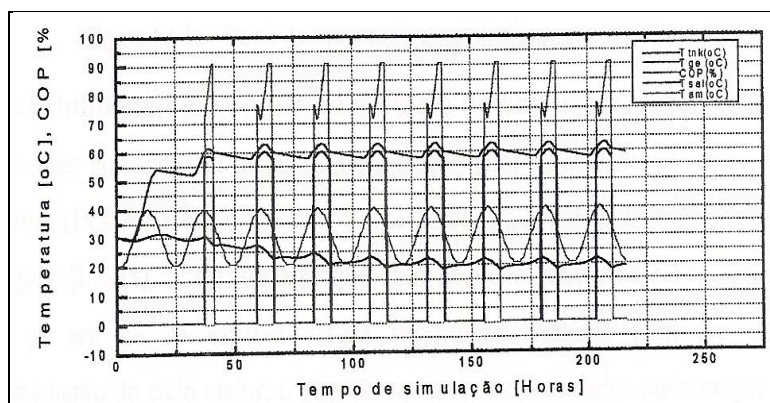


Figura 15. Perfil de temperatura e Coeficiente de Performance no tempo (Condições: CNR=2TR, AC=30m², A=63m², Tg=60°C e V=5m³) (Morejón, 1997).

Na Figura (16) é mostrada a influência da temperatura inicial do Gerador no Coeficiente de Performance do Ciclo de Absorção. Observou-se que o COP aumentou, de forma praticamente linear, com o aumento da temperatura inicial do Gerador. Conclui-se que o desempenho do Ciclo de Absorção dependerá da quantidade de energia que adentra nele.

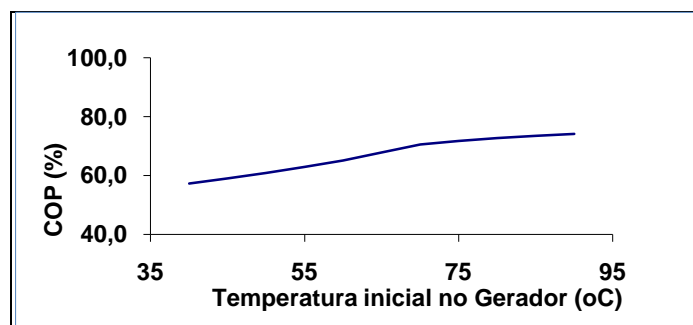


Figura 16. Coeficiente de Performance (COP) em função da temperatura inicial do Gerador.

A Figura (17) mostra o comportamento da taxa de calor no gerador e da taxa de refrigeração no tempo. Obviamente, a quantidade de energia requerida no Gerador é maior do que a quantidade de energia fornecida pelo Evaporador em forma de frio. A taxa de refrigeração efetiva para o período de tempo analisado, não ultrapassou a 3 Toneladas de Refrigeração, para as seguintes condições operacionais: $CNR=2TR$, $AC=30m^2$, $A=63m^2$ e $V=5m^3$.

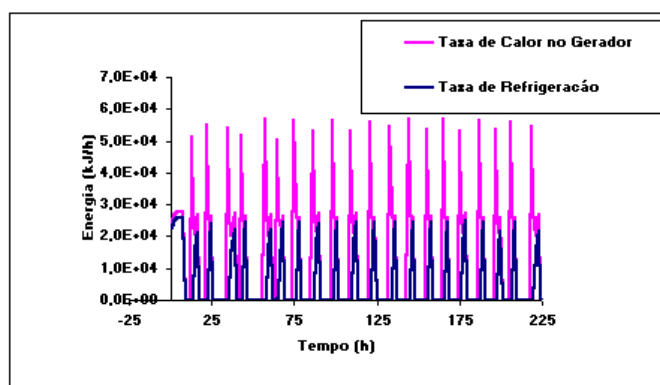


Figura 17. Comportamento da Taxa de Calor no Gerador e da Taxa de Refrigeração em relação ao tempo.

5. CONCLUSÕES

O simulador comercial para sistemas transientes, *TRNSYS* versão 14.2, dispõe de uma grande quantidade de sub-rotinas, chamadas de *TYPES*, em linguagem FORTRAN 4, que são equipamentos, sistemas e dispositivos de controle, os quais exigem muito trabalho no que diz respeito à compatibilização operacional, elaboração do programa e definição dos parâmetros e variáveis envolvidos no sistema.

No processo de refrigeração com o gerador operando a temperaturas moderadas, a temperatura do fluido de trabalho deve estar em torno de 55 a 70°C, segundo Morejón (1997), porém o que se percebeu foi que não houve variação na temperatura de refrigeração de uma sala de 63m², quando se variou a temperatura de entrada do fluido de trabalho no Gerador, isto porque o simulador aciona o aquecedor auxiliar interno ao Ciclo de Absorção, mantendo a temperatura da fonte quente numa condição ótima para a geração de refrigeração.

Quanto maior for a carga de refrigeração entregue a um volume de sala constante, o tempo em que o Ciclo de Refrigeração voltará a ser acionado será maior.

A variação de temperatura da sala obtidas da simulação neste trabalho e por Morejón (1997), para a área de 63m², deu-se em torno de 20 a 25°C.

A temperatura da massa de água aquecida que é enviada ao ciclo tendeu a valores constantes em todas as áreas de coleta analisadas.

A temperatura do local não variou com a variação do volume do tanque de armazenamento de água quente, devido ao aquecimento auxiliar interno ao ciclo que atuou de forma que manteve constante a temperatura de geração mínima.

A variação da área do local a ser refrigerado afetou diretamente a temperatura média da sala, para uma mesma capacidade de refrigeração.

O perfil de temperatura do local não variou com o aumento da temperatura mínima de geração do vapor.

6. REFERÊNCIAS

- Kilic, M., Kaynakli, O., 2007, "Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system", *Energy*, Vol. 32, pp.1505–1512.
- Morejón, C. F. M., 1997, "Simulação de Sistemas Termo-Solares Acoplados a Ciclos de Refrigeração por Absorção", Tese de M. SC., Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

- Morejón, C. F. M., Hackenberg, C. M., 1998, “Simulação de Sistemas Termo-Solares de Refrigeração por Absorção”, VII ENCIT, Rio de Janeiro, Brazil.
- Stocker, W. F.; Jones, J. W., 1985, “Refrigeração e ar condicionado”, Ed. McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Brazil, 361-383p.

7. DIREITOS AUTORAIS

SIMULATION OF THERMO SOLAR SYSTEM COUPLED WITH THE ABSORPTION REFRIGERATION USING A PAIR OF FLUID H₂O-LiBr

Jaqueline Silva Albuquerque da Guia, jaqueline_s2000@yahoo.com.br¹

Karla Miranda Barcellos, kambarcellos@pq.cnpq.br²

Cristiane Holanda Sodré, chs@ctec.ufal.br³

¹Federal University of Alagoas, Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CTEC, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

²Federal University of Alagoas, Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CTEC, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

³Federal University of Alagoas, Campus A. C. Simões, BR 104, Km 97, Tabuleiro dos Martins, CTEC, CEP.:57072-970, Maceió (AL)

Resumo: *The residential sector in Brazil, is the second largest consumer of electricity, due to home cooling system. This motivates the study of refrigeration absorption cycles using the source of solar energy. This present work aimed to study, design, modeling and simulate the thermo solar system coupled with the absorption refrigeration system using a pair of fluid H₂O-LiBr (lithium bromide-water). Through the computer software TRNSYS (Transient System Simulation), version 14.1, it was possible to design and simulate the size of the room to be cooled, the collector area of solar energy, the volume of the tank, the controller ON / OFF and the refrigeration absorption cycle as a function of the main thermofluid-dynamic parameters. The collector solar energy system has a solar collector, a storage tank, pump and thermal fluid energy carrier, in this case water. The cooling system has five (5) components: evaporator, absorber and heat exchanger located on the low-pressure system, power source and condenser located on the high pressure system. Experimental data as temperature, relative humidity and solar radiation were collected during the period between October and December 2007 at Federal University of Alagoas in Maceió, Brazil. Graphical results show the profiles of average temperature of the environment to be refrigerated with respect to various parameters such as room size, tank volume, solar energy collector area, cooling capacity and minimum temperature refrigeration. The results showed COP variation with time, the auxiliary heat required to absorption cycle as a function of the hot water collector system, among others.*

Keywords: *Solar Collector, LiBr-H₂O, TRNSYS*