

Simulação e análise de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar

Simulation and analysis of solar heating and absorption cooling system

Larissa Silva Paiva¹; Nádia Guimarães Sousa²

¹Aluna do Curso de Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, Minas Gerais, Brasil. E-mail: larissapaiva@msn.com

² Professora do Curso de Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, Minas Gerais, Brasil. E-mail: nadia.sousa@uftm.edu.br

RESUMO: O interesse por sistemas de refrigeração e aquecimento solar vem crescendo, já que essas aplicações requerem maior demanda de energia. Essa mudança de pensamento alia-se à necessidade de uma sociedade sustentável que busque o uso de fontes de energia limpas e renováveis. Partindo desse pressuposto, o presente trabalho tem como objetivo avaliar aplicação do modelo matemático de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar em diferentes condições climáticas e diferentes condições de processo. Para isso, foram coletados os dados meteorológicos (radiação solar, velocidade do vento e temperatura), fornecidos pelo INMET, correspondendo às cinco regiões do Brasil. Sendo avaliado o sistema, híbrido e não híbrido, com convecção forçada e natural. Todas as simulações foram realizadas utilizando o software livre Scilab®. A avaliação da eficiência da refrigeração foi feita pelo cálculo do coeficiente de desempenho (COP). O valor do COP mostrou semelhante para todas as cidades estudadas, aproximadamente 0,55, dentro dos limites determinados pela literatura. Mostrando que o sistema de refrigeração operou de forma eficiente nos casos avaliados. Para o sistema de aquecimento foi realizado o cálculo da eficiência de aquecimento (η). Neste caso, obtiveram-se valores diferentes como 0,33 para a cidade de S. Joaquim (SC) e 0,70 para Cuiabá (MT). Isso mostra que a localização influencia nos resultados obtidos, como era esperado. Portanto, pelas simulações, pode-se afirmar que o modelo matemático representou o processo estudado de forma condizente, podendo ser utilizado para a tomada de decisões na implementação e melhorias do sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar.

Palavras-chave: COP; Energia Solar; Modelagem matemática; Refrigeração.

ABSTRACT: *Solar heating and cooling systems study is growing, because these systems require greater energy demand. Solar energy use comes in line with the need for a more sustainable society. Based on this assumption, the present work aims to evaluate the mathematical model application of a cooling system by absorption and solar heating in different climatic conditions and different process conditions. For this, were collected the meteorological data by INMET (solar radiation, wind speed and temperature), corresponding to the five Brazil regions. Also being evaluated the system, hybrid and non-hybrid, with forced convection and with natural convection. All simulations were performed using software Scilab®. The efficiency refrigeration evaluation was made by calculating the performance coefficient (COP). The COP value was similar for all studied cities, around 0.55, which is within the limits determined by the literature, showing that the cooling system operated efficiently in all evaluated cases. The calculation of the heating efficiency (η) was performed for the heating system. In this case, very different values were obtained as 0.33 for S. Joaquim (SC) and 0.70 for Cuiabá (MT). This shows that the location of cities influences the results obtained, as expected. Therefore, through the simulations evaluation, it can be affirmed that the mathematical model represented the process in a proper manner, and can be used to make decisions in the implementation of improvements in a cooling system by absorption and solar heating.*

Keywords: Cooling; COP; Mathematical modeling; Solar energy.

INTRODUÇÃO

O cenário atual requer cada vez mais uma sociedade sustentável e menos poluente. Uma alternativa que vem sendo estudada e aplicada em diferentes setores é a substituição na utilização de energias não renováveis e poluentes por aquelas que sejam inesgotáveis e limpas. Nessa busca, a energia solar mostra-se como uma ferramenta em potencial, pois é uma fonte de energia totalmente renovável e um recurso inesgotável, além de não poluir, é economicamente viável, por ser mais barata que fontes de energia tradicionais.

O Sol irradia sobre a terra 19 trilhões de TEP (tonelada equivalente de petróleo) todos os anos, enquanto a demanda mundial de energia é de cerca de 8 bilhões de TEP. O calor resultante da radiação solar pode ser “capturado” de muitas maneiras e utilizado como uma simples forma de energia térmica, útil para aquecimento, mas também usada para o resfriamento de um ambiente - através de um ciclo de absorção/adsorção, energia elétrica ou energia mecânica (MENDONÇA, 2010).

Segundo Hayden (2007), estudos mostram que a demanda de energia irá subir mais de 50% até 2030 e que aplicações para o condicionamento de ar e água são responsáveis por 30% do consumo total de energia. Devido a essa previsão, é perceptível a necessidade da maximização do uso de recursos renováveis para geração de energia, e em particular o aproveitamento da energia solar.

Comparando a energia solar com outras fontes renováveis, como mostrado na **Figura 1**, para cada metro quadrado de coletor solar instalado evita-se a inundação de 56 metros quadrados de terras férteis na construção de novas usinas hidrelétricas. Uma aplicação prática do uso da energia solar foi utilizada recentemente no Brasil nos estádios construídos para sediar a copa do mundo de 2014. Mais precisamente, 3.650 placas solares foram instaladas na Arena Pernambuco (Pernambuco, PE) e outras 1.556 no Maracanã (Rio de Janeiro, RJ). Tudo para deixar de emitir, em um ano, 1.150 toneladas de gases poluentes, o equivalente a 49 mil árvores plantadas (JORNAL O GLOBO, 2014).

Segundo os dados divulgados pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), nota-se que no Brasil é privilegiado e recebe uma incidência generosa de radiação solar. A incidência da radiação solar é diferente em cada local, devido a latitude, a atmosfera, o relevo e também ao período do ano (INPE, 2015). Dessa forma, o estudo de um sistema de refrigeração e aquecimento solar é de grande relevância, pois o período do ano em que se exige maior consumo de energia, principalmente para resfriamento de ambientes, é o período em que o Sol emite mais radiação solar. Assim, é possível reduzir o consumo total de energia não renovável, o que consequentemente gera uma economia no custo mensal pago por esse recurso (MENDONÇA, 2010).

Em um sistema de refrigeração e de aquecimento solar é possível utilizar conhecimentos de transferência de energia e termodinâmica aliada ao uso de ferramentas computacionais para o desenvolvimento do projeto. A utilização de modelos matemáticos para simulação de processos é uma área que vem se ampliando em diferentes setores. Neste caso, o que se espera é conhecer quais são os limites do processo e de que forma é possível melhorar seu desempenho, bem como, o que pode ser feito a partir de simulações para se obter melhores resultados na prática.

Estudos sobre refrigeração solar, associados ao uso de modelos matemáticos, podem ser encontrados em diversos trabalhos como no trabalho de Maia (1986) que modelou e simulou um sistema de refrigeração solar para verificar o funcionamento do ar condicionado operando em diversas condições, no mês de fevereiro, por ser este o mês que requer maior área de coleta de energia solar. Vargas et al. (2009) simularam e otimizaram um modelo matemático de um sistema de refrigeração e aquecimento híbrido,

verificando quais são as condições ótimas do sistema e em quais pontos o sistema deve ser aprimorado.

Figura 1. Comparação da utilização da energia solar com outras fontes de energia.



Fonte: DASOL-ABRAVA, 2014.

Visto isso, este trabalho tem como objetivo realizar a simulação e análise de uma unidade de refrigeração e aquecimento utilizando coletores solares como fonte de captação de energia, aliado ao uso moderado da energia elétrica, empregada em sistemas de condicionamento de ar e água. A análise é feita através de um modelo matemático de um sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar e permite avaliar em quais cidades do Brasil o sistema empregado oferece melhores resultados. O estudo do modelo matemático se faz necessário, pois seu comportamento descreve, da melhor forma possível, a maneira que o sistema real se comporta ao longo do tempo. Com isso, permite-se o uso de dinâmicas diferentes para analisar a eficiência do sistema e verificar a influência das variáveis relevantes do processo, o qual é o objetivo principal da simulação.

REFRIGERAÇÃO E AQUECIMENTO SOLAR

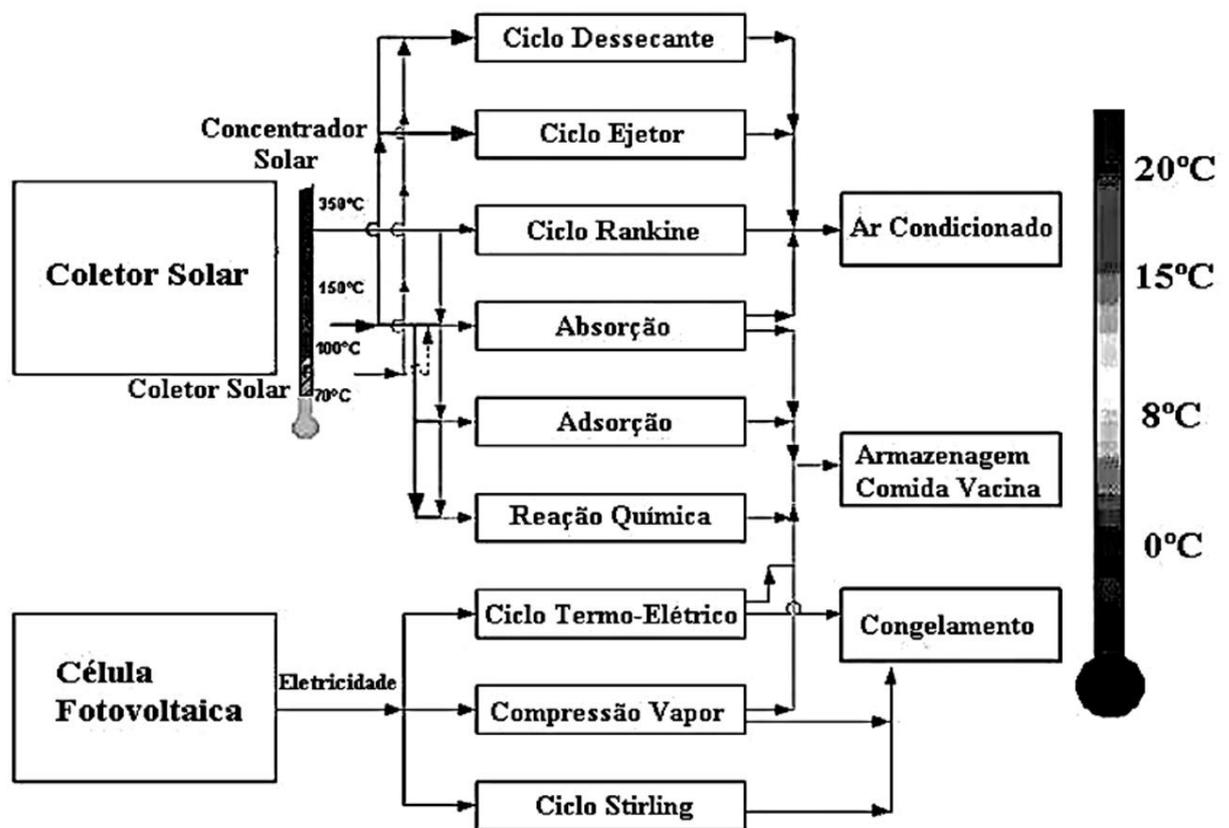
O Sol é a maior fonte de energia que abastece a Terra, responsável pela origem de quase todas as outras formas de energia, ou seja, a energia proveniente do Sol aquece a atmosfera de forma desigual, gerando a circulação atmosférica e o ciclo das águas, de modo que os ventos são aproveitados nos parques eólicos e o represamento possibilita a geração hidrelétrica. Os combustíveis fósseis (como o petróleo, o carvão e o gás natural), que vêm da deterioração de matéria orgânica, e renováveis (como a biomassa), receberam a energia para o seu desenvolvimento da radiação solar (CEMIG, 2012).

No Brasil, sistemas de geração de calor podem ser aplicados em todo o território, em combinação com outras fontes, como a eletricidade e o gás. A utilização da energia solar para a refrigeração vem crescendo nos últimos anos, pois a época do ano em que mais se necessita de sistemas de refrigeração é a mesma em que tem-se maior abundância dessa fonte de energia. A cidade de Belo Horizonte (MG), já é referência mundial em aplicações de sistemas de aquecimento solar e outras cidades, como São Paulo (SP), já contam com legislação que exige que as novas construções sejam adaptadas para receber tais sistemas (CEMIG, 2012).

O sistema de refrigeração mais conhecido e utilizado, é o sistema de refrigeração por compressão de vapor, porém há outros tipos de sistema de refrigeração que possuem como fonte de energia a energia solar, como mostra a **Figura 2**. Para todos os tipos de refrigeração, existem somente três funcionalidades para a refrigeração que dependem da temperatura atingida pelo processo, podendo ser empregada para ar condicionado (temperaturas acima de 16°C), para armazenagem de comida ou vacina (entre 5°C até 8°C), como também para congelamento (abaixo de 0°C).

Atualmente, com as novas tecnologias, o estudo de refrigeração solar por sorção tem ganhado grande relevância. Assim, a forma de aplicação de um sistema de refrigeração solar por sorção pode ser feito através de um ciclo de absorção ou por um ciclo de adsorção.

Figura 2. Tipos de sistemas de refrigeração.



Fonte: Ferrari, 2005.

A principal diferença entre os dois ciclos é o estado físico da substância que opera juntamente ao fluido refrigerante, que no caso do ciclo de absorção o fluido refrigerante opera com um fluido absorvente, um líquido, que através de difusão irá absorver o refrigerante. Já no ciclo de adsorção tem-se o meio poroso adsorvente, um sólido, que irá adsorver o fluido na sua superfície em determinado momento para ocorrer refrigeração.

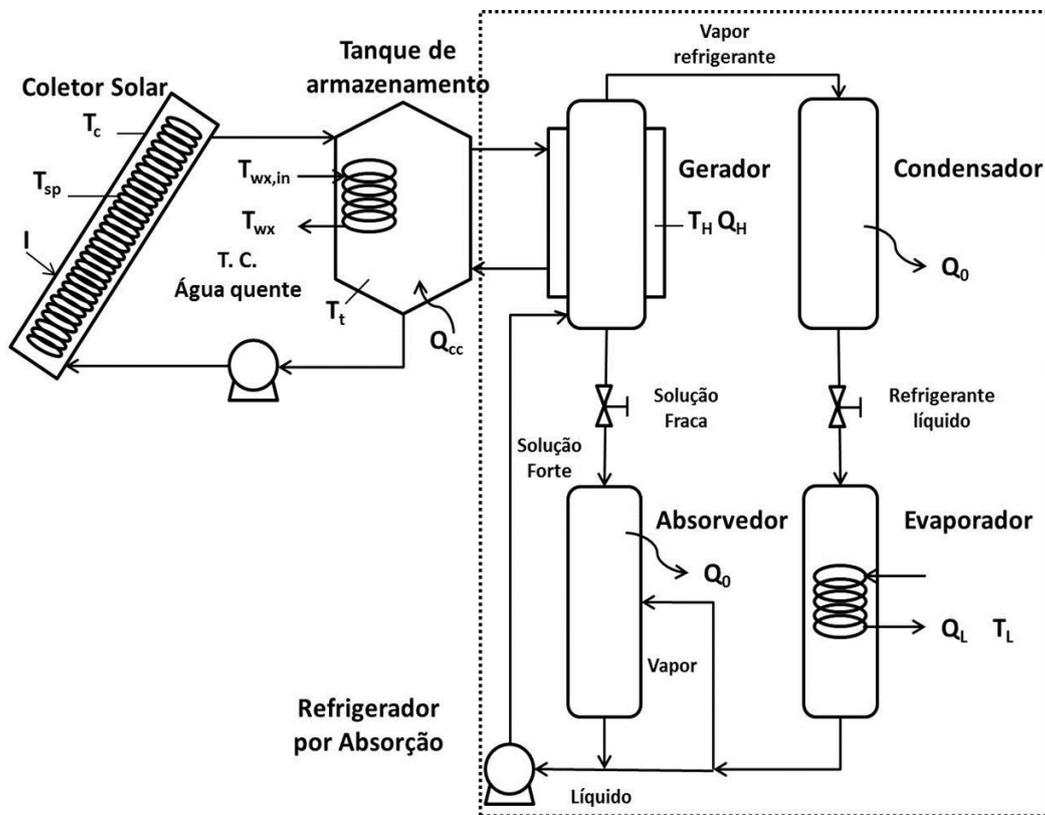
Segundo Júnior et al. (2004), o interesse pela utilização de sistemas de refrigeração por absorção vem aumentando devido às possibilidades de emprego de rejeitos térmicos de processos industriais e sistemas de potência (como os gases efluentes de turbinas a gás) como insumo energético, além de apresentar uma alternativa tecnológica aos ciclos de refrigeração que empregam CFC's (clorofluorcarbonetos). Estudos mais recentes vêm adaptando esse tipo de refrigeração também para o uso doméstico, pois é atualmente gasto uma alta demanda de energia para esse recurso.

O processo de refrigeração por absorção e aquecimento solar

O ciclo de refrigeração solar por absorção é constituído por quatro equipamentos térmicos: coletor, tanque de armazenamento, trocador de calor e refrigerador por absorção. **A Figura 3** descreve o fluxograma do ciclo de refrigeração por absorção e aquecimento solar, explicitando as informações mais importantes.

Primeiramente, a captação da energia solar (irradiação) é feita através de um coletor solar que transmitirá o calor por meio de uma serpentina para o fluido térmico, que no caso deste trabalho trata-se do etileno-glicol. Este tem como função transportar o calor para o tanque de armazenamento e retornar à serpentina para que, se possível, aumente cada vez mais a temperatura do tanque. O sistema de condicionamento de água ocorre a partir do trocador de calor que está imerso no tanque.

Figura 3. Fluxograma de refrigeração por absorção.



O calor de combustão é necessário quando o tanque não consegue mais manter a temperatura desejada. Quando o fluido térmico encontra-se aquecido, troca calor com a solução refrigerante/absorvente que está presente no gerador, sendo esta, solução de amônia e água. Dessa forma, inicia-se o ciclo de refrigeração, delimitado pela linha pontilhada na **Figura 3**, e assim finaliza-se o processo de refrigeração/aquecimento solar.

Para se analisar o desempenho de um ciclo real de refrigeração em termos de sua eficiência energética, calcula-se o coeficiente de desempenho, denominado pela sigla COP (*Coefficient of Performance*). O COP é utilizado para se avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto. É uma grandeza adimensional, determinada pela razão entre a taxa de calor trocado no evaporador e a taxa de calor trocado no gerador.

MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho possui natureza teórico-computacional e utiliza o *software* livre, Scilab® - solucionador *Isoda* do pacote ODEPACK - para realizar as simulações computacionais do modelo matemático dos sistemas estudados. Tem-se a simulação e análise do modelo matemático de um sistema de refrigeração e aquecimento solar utilizando duas configurações distintas: híbrido e não híbrido. As simulações são realizadas considerando as cinco regiões brasileiras com a finalidade de avaliar em quais cidades do Brasil o sistema empregado oferece melhores resultados. Avalia-se também efeito da velocidade do vento (convecção natural e forçada). Com os resultados gerados pela simulação dos modelos matemáticos, é possível analisar qual a melhor configuração e como essas variáveis afetam o sistema proposto.

Modelo matemático

O modelo matemático utilizado foi descrito por Vargas et al. (2009) para se conhecer o comportamento da temperatura do coletor (T_c), da serpentina (T_{sp}), do tanque de armazenamento (T_t), da água do trocador de calor (T_{wx}), do gerador (T_H) e do espaço refrigerado (T_L), como mostrado na **Figura 3**. Vale ressaltar que nesse processo, o refrigerador por absorção irá abranger somente o comportamento do gerador e do evaporador e que a água não se submete a mudanças de fase no trocador de calor e sendo um fluido incompressível. Esse modelo matemático é representado pelas equações 1 a 6.

$$\frac{dT_c}{dt} = (\dot{Q}_c - (UA)_{c,w}(T_c - T_0) - \dot{Q}_{sp}) \frac{1}{m_c c_c} \quad (1)$$

A relação constitutiva da taxa líquida de calor recebida pelo coletor solar é dada por $\dot{Q}_c = (\alpha I - \varepsilon_c \sigma (T_c^4 - T_0^4)) A_c$. Nessa relação, considerou-se que o coletor solar recebe calor pela radiação incidente e perde calor somente por irradiação. Para a outra relação constitutiva supõe-se que o fluido térmico selecionado não muda de fase na serpentina, então, tem-se que $\dot{Q}_{sp} = (UA)_{sp}(T_c - T_{sp})$. A equação 2 representa o comportamento da temperatura da serpentina.

$$\frac{dT_{sp}}{dt} = (\dot{Q}_{ss} + \dot{Q}_{sp} - \dot{W}_{fr,sp}) \frac{1}{m_{sp,s} c_s} \quad (2)$$

A taxa de transferência de calor entregue para o fluido pela serpentina é dada por $\dot{Q}_{ss} = \dot{m}_s c_s (T_t - T_{sp})$. A relação da taxa de trabalho realizada pela serpentina é $\dot{W}_{fr,sp} = \dot{m}_{sp} \Delta p_{sp} / \rho_s$, em que: a queda de pressão na serpentina é dada por $\Delta p_{sp} = 2f \frac{L_{sp}}{D_{sp}} \rho_s u_{sp}^2$. A velocidade do fluido térmico na serpentina é $u_{sp} = 4\dot{m}_{sp} / \pi \rho_s D_{sp}^2$. A temperatura do tanque de armazenamento é calculada pela equação 3.

$$\frac{dT_t}{dt} = (\dot{Q}_{wx} + \dot{Q}_{cc} - (UA)_{t,w}(T_t - T_0) - \dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_{Hs}) \frac{1}{m_t c_t} \quad (3)$$

A taxa de transferência de calor do trocador de calor da água quente é dada por $\dot{Q}_{wx} = (UA)_{t,wx}(T_{wx} - T_t)$ e a taxa de transferência de calor do fluido térmico para a solução água/amônia no gerador é $\dot{Q}_{Hs} = \dot{m}_H c_s (T_t - T_H)$. A equação 4 representa a temperatura do trocador de calor.

$$\frac{dT_{wx}}{dt} = (\dot{m}_{wx} c_{wx} (T_{wx,in} - T_{wx}) - \dot{Q}_{wx} - \dot{W}_{fr,wx}) \frac{1}{m_h c_h} \quad (4)$$

A taxa de trabalho realizada pela resistência ao escoamento no trocador de calor de água quente é $\dot{W}_{fr,wx} = \dot{m}_{wx} \Delta p_{wx} / \rho_{wx}$, em que $\Delta p_{wx} = 2f \frac{L_{wx}}{D_{wx}} \rho_{wx} u_{wx}^2$. A velocidade de fluido térmico do trocador de calor é dada por: $u_{wx} = 4\dot{m}_{wx} / \pi \rho_{wx} D_{wx}^2$.

Segundo Dilay (2008), o ciclo de refrigeração é movido pela taxa de transferência de calor \dot{Q}_H recebido pelo trocador de calor a uma temperatura média T_H . A carga de refrigeração \dot{Q}_L (evaporador) é removida do espaço refrigerado a uma temperatura T_L , e a taxa de transferência de calor \dot{Q}_0 do condensador e do absorvedor é rejeitada ao ambiente, que se encontra a temperatura T_0 . O refrigerador opera irreversivelmente devido aos mecanismos geradores de entropia que estão presentes.

No modelo adotado, o ciclo de refrigeração é considerado reversível, isto é, irreversibilidades são supostamente desprezíveis (DILAY, 2008). Dessa forma, aplicando a primeira lei da termodinâmica no gerador, tem-se o comportamento da temperatura do gerador através da equação 5.

$$\frac{dT_H}{dt} = (\dot{Q}_{Hs} + \dot{Q}_H - (UA)_{H,w}(T_H - T_0) - \dot{W}_{fr,H}) \frac{1}{m_H c_H} \quad (5)$$

A taxa de transferência de calor do gerador para a solução água/amônia é $\dot{Q}_H = (UA)_H (T_H - T_{HC})$. A máxima transferência de calor somente poderá ocorrer em processo reversível quando a temperatura medida do lado quente do gerador for igual à temperatura do seu lado frio, portanto, $T_{HC} = \frac{T_H - (1-\lambda)T_L}{\lambda}$. A efetividade do gerador é $\lambda = 1 - \exp(-NTU_H)$, em que $NTU_H = (UA)_H / m_H c_s$. A taxa de trabalho realizado pela resistência ao escoamento no gerador é $\dot{W}_{fr,H} = \dot{m}_H \Delta p_H / \rho_s$, $\Delta p_H = 2f \frac{L_H}{D_H} \rho_s u_H^2$ e $u_H = 4\dot{m}_H / \pi \rho_s D_H^2$. A temperatura do espaço refrigerado é calculado pela equação 6.

$$\frac{dT_L}{dt} = (\dot{Q}_{cs} + \dot{Q}_L - (UA)_{L,w}(T_L - T_0)) \frac{1}{m_L c_L} \quad (6)$$

Segundo Dilay (2008), a inércia térmica do evaporador do sistema de absorção, condensador e absorvedor são desprezadas em presença das inércias presentes no sistema híbrido (coletor solar, tanque de armazenamento de energia, trocador de calor regenerador e espaço refrigerado). Conseqüentemente, dT_{LC}/dt (evaporador) e dT_{0c}/dt (condensador/absorvedor) são desprezíveis e as equações do sistema de refrigeração são desenvolvidas para condições de estado estacionário, como mostradas nas equações (7) a (10).

$$\dot{Q}_0 = (UA)_0 (T_{0c} - T_0) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_L = (UA)_L(T_L - T_{LC}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_0 \quad (9)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_{HC}} + \frac{\dot{Q}_L}{T_{LC}} = \frac{\dot{Q}_0}{T_{OC}} \quad (10)$$

A eficiência do sistema de refrigeração é avaliada pelo COP - $COP = \dot{Q}_L/\dot{Q}_H$. Para o trocador de calor de água quente, a eficiência é dada por $\eta = \dot{Q}_{wx}/A_c\bar{I}$ (RUSSI, 2012).

Modelo matemático adimensional

Para melhor estabilidade numérica e generalização dos resultados, será utilizado nas simulações o modelo adimensionalizado (VARGAS et al., 2009). As equações são normalizadas a partir das definições adimensionais descritas a seguir. As condutâncias térmicas adimensionais (γ_i) são a razão da condutância térmica desejada pela condutância térmica global (UA), calculado por $\gamma_i = (UA)_i/UA$.

Os adimensionais das taxas de transferência de calor (\tilde{Q}_i) e de trabalho (\tilde{W}_i), como também as temperaturas (τ_i), tempo (\tilde{t}), massa (\tilde{m}_i), calor específico (\tilde{c}_i) e capacidade térmica (ψ_i) são definidos na **Tabela 1**.

Tabela 1. Adimensionais utilizados na obtenção do modelo adimensional.

$\tilde{Q}_i = \frac{\dot{Q}_i}{UAT_0}$	$\tilde{W}_i = \frac{\dot{W}_{fr,i}}{UAT_0}$	$\tau_i = \frac{T_i}{T_0}$	$\tilde{t} = \frac{tUA}{m_{H,S}c_s}$
$\tilde{m}_i = \frac{m_i}{m_{H,S}}$	$\tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_s}$	$\psi_i = \frac{\dot{m}_i c_i}{UA}$	

Fazendo a substituição das relações descritas na **Tabela 1** nas equações 1 a 6, tem-se o modelo matemático adimensional descrito pelas equações 11 a 16.

$$\frac{d\tau_c}{d\tilde{t}} = (\tilde{Q}_c - \gamma_c(\tau_c - 1) - \tilde{Q}_{sp}) \frac{1}{\tilde{m}_c \tilde{c}_c} \quad (11)$$

$$\frac{d\tau_{sp}}{d\tilde{t}} = (\psi_{sp,s}(\tau_c - \tau_{sp}) + \tilde{Q}_{sp} - \tilde{W}_{fr,sp}) \frac{1}{\tilde{m}_{sp,s}} \quad (12)$$

$$\frac{d\tau_t}{d\tilde{t}} = (\tilde{Q}_{wx} + \tilde{Q}_{cc} - \gamma_{t,w}(\tau_t - 1) + \psi_{sp,s}(\tau_{sp} - \tau_t) - \tilde{Q}_{sp}) \frac{1}{\tilde{m}_t \tilde{c}_t} \quad (13)$$

$$\frac{d\tau_{wx}}{d\tilde{t}} = (\psi_{wx,wx}(\tau_{wx,in} - \tau_{wx}) - \tilde{Q}_{wx} - \tilde{W}_{fr,wx}) \frac{1}{\tilde{m}_h \tilde{c}_h} \quad (14)$$

$$\frac{d\tau_H}{d\tilde{t}} = (\tilde{Q}_{Hs} - \tilde{Q}_H - \gamma_{H,w}(\tau_H - 1) - \tilde{W}_{fr,H}) \frac{1}{\tilde{m}_H \tilde{c}_H} \quad (15)$$

$$\frac{d\tau_L}{d\tilde{t}} = (\tilde{Q}_{cs} - \tilde{Q}_L - \gamma_{L,w}(\tau_L - 1)) \frac{1}{\tilde{m}_L \tilde{c}_L} \quad (16)$$

As demais relações constitutivas estão dispostas na **Tabela 2**.

Tabela 2. Relações constitutivas adimensionais

$\tilde{Q}_c = \tilde{I} - \tilde{\varepsilon}_c(\tau_c^2 - 1)$	$\tilde{I} = \alpha_c A_c \dot{I} / UAT_0$	$\tilde{\varepsilon}_c = \varepsilon_c A_c \sigma T_0^2 / UA$
$\tilde{Q}_{sp} = \gamma_{sp}(\tau_c - \tau_{sp})$	$\tilde{Q}_{wx} = \gamma_{t,wx}(\tau_{wx} - \tau_t)$	$\tilde{Q}_{Hs} = \psi_{wx,wx}(\tau_t - \tau_H)$
$\tilde{Q}_H = \gamma_H(\tau_H - \tau_{HC})$	$\tilde{W}_{fr,i} = \dot{W}_{fr,i} / UAT_0$	$NTU_H = \gamma_H / \psi_H$
$\tau_{HC} = \tau_H - (1 - \lambda)\tau_t / \lambda$	$\gamma_0 = 1 - \gamma_L - \gamma_H$	$\tilde{Q}_0 = \gamma_0(\tau_{0C} - 1)$
$\tilde{Q}_L = \gamma_L(\tau_L - \tau_{LC})$	$\tilde{Q}_H + \tilde{Q}_L = \tilde{Q}_0$	$\frac{\tilde{Q}_H}{\tau_{HC}} + \frac{\tilde{Q}_L}{\tau_{LC}} = \frac{\tilde{Q}_0}{\tau_{0C}}$

A fim de tornar os resultados da simulação uma aproximação ainda melhor da realidade, foram feitas algumas modificações no modelo proposto por Vargas et al. (2009). Dessa forma, contabilizou-se a parcela de convecção que ocorre no coletor solar, considerando o vento um fator de perda por convecção forçada. Para coletores de placas de cobre, Palyvos (2007) descreveu o coeficiente de convecção forçada conforme a equação 17.

$$h_f = 7,13u_v^{0,78} + 5,35e^{(-0,6u_v)} \quad (17)$$

Para a convecção natural, utilizado o conceito descrito por Incropera et al. (2013) de acordo com a equação 18.

$$h_n = \left(\frac{k_{air}}{L}\right) (GrPr)^n C \quad (18)$$

O número de Grashof calculado por $Gr = \beta g L^3 (T_c - T_0) / \nu^2$. Independente do tipo de convecção o calor perdido será $\dot{Q}_{ci} = h_i A_c (T_c - T_0)$. Portanto, o calor absorvido pelo coletor adquire o termo de convecção, sendo escrito como: $\dot{Q}_c = (\alpha \dot{I} - \varepsilon_c \sigma (T_c^4 - T_0^4) - h_i (T_c - T_0)) A_c$. Assim, adimensionalizando-se o coeficiente de convecção pela relação $\tilde{h}_i = h A_c / UA$, tem-se $\tilde{Q}_c = \tilde{I} - \tilde{\varepsilon}_c(\tau_c^4 - 1) - \tilde{h}_i(\tau_c - 1)$.

Dados do processo

Os valores dos parâmetros para a resolução do modelo matemático encontram-se nas **Tabelas 3 e 4**.

Tabela 3. Parâmetros dimensionais utilizados na resolução do modelo.

Parâmetros	Valor	Parâmetros	Valor	Parâmetros	Valor
A_c	40 m ²	L_{sp}	100 m	$m_H c_H$	120 KJ K ⁻¹
c_s	2,391 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	$m_{H,s}$	0,05 kg	$m_L c_L$	27 KJ K ⁻¹
c_{wx}	4,17 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	m_{Ll}	27 kg	$T_{wx,in}$	288,15 K
D_{sp}	0,01 m	$m_{sp,s}$	2 kg	UA	500 W K ⁻¹
D_{wx}	0,01 m	\dot{m}_{wx}	0,1 kg s ⁻¹	ρ_s	1074,8 kg m ⁻³
D_H	0,01 m	$m_c c_c$	5130 J K ⁻¹	ρ_{wx}	1000 kg m ⁻³
L_{wx}	10 m	$m_t c_t$	487 KJ K ⁻¹	σ	5,67x10 ⁴ Wm ⁻² K ⁻⁴
L_H	10 m	$m_h c_h$	5090 J K ⁻¹		

Os dados da radiação, da temperatura ambiente e da velocidade do vento de cada cidade, referente ao mês de fevereiro/2015, foram retirados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2015). O comportamento das temperaturas e das taxas de calores foram feitos para o dia inteiro, porém, foi utilizado uma média de cada variável em cada hora do dia, dos 28 dias do mês, levando em conta os dias de horário de verão.

As cidades selecionadas foram Belém (PA), Recife (PE), Cuiabá (MT), Uberlândia (MG) e São Joaquim (SC), localizadas no Norte, Nordeste, Centro-oeste, Sudeste e Sul, respectivamente. Para avaliar cada cidade, o sistema operou em diferentes condições de processo, um sistema híbrido (H) – em que utiliza-se além da energia solar outra fonte auxiliar de energia, e não híbrido (NH) – em que opera somente com a energia solar como fonte de energia, com convecção forçada (CF) e um sistema híbrido com convecção natural (CN).

Tabela 4. Parâmetros adimensionais utilizados na resolução do modelo.

Parâmetros	Valor	Parâmetros	Valor	Parâmetros	Valor
γ_H	0,25	$\gamma_{L,wx}$	0,1	$\tilde{m}_{sp,s}$	4
γ_L	0,25	α	0,9	$\tilde{m}_c \tilde{c}_c$	4,53
γ_{sp}	1	ε_c	0,9	$\tilde{m}_h \tilde{c}_h$	4,26
γ_c	0,1	$\psi_{sp,s}$	0,334	$\tilde{m}_H \tilde{c}_H$	1,77
$\gamma_{t,wx}$	0,5	$\psi_{H,s}$	0,239	$\tilde{m}_L \tilde{c}_L$	22,58
$\gamma_{H,wx}$	0,06	$\psi_{wx,wx}$	0,5	$\tilde{m}_t \tilde{c}_t$	407,7

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A primeira cidade avaliada foi Belém, capital do Pará, que possui algumas características marcantes como um clima úmido e quente. Devido a proximidade da linha do Equador, ocorre pouca variação na temperatura ambiente apresentando temperatura média diária em torno dos 26°C. A cidade de Belém possui radiação solar média de 178,12 W m⁻² e velocidade do vento apresenta um valor médio baixo de 0,64 m s⁻¹ (INMET, 2015).

A partir da comparação do sistema híbrido e do não híbrido com convecção forçada, nota-se que o sistema que opera somente com a energia solar não é eficiente (**Figura 5**), pois o ambiente refrigerado permanece em uma temperatura em torno de 25°C, sendo que a temperatura ambiente é de 26 °C, e a água atinge uma temperatura máxima de aproximadamente 27 °C. Já no sistema híbrido (**Figuras 4 e 6**), a refrigeração ocorre desde o primeiro momento, mas será realmente efetiva no período de maior incidência de radiação sobre o coletor solar, ou seja, às 12 horas.

Dessa forma, fez-se somente a comparação do sistema híbrido com cada tipo de convecção (**Figuras 4 e 6**), sendo possível observar uma grande diferença no comportamento das variáveis. Com a presença do vento (convecção forçada), a quantidade de calor absorvida pelo coletor solar é menor, fato que pode ser observado através da temperatura atingida pelo coletor solar que é menor do que na condição com convecção natural, o que acarreta menor quantidade de energia fornecida para o sistema.

Figura 4. Cidade de Belém (PA): sistema híbrido com convecção forçada. Comportamento (a) das temperaturas e (b) das taxas de calores.

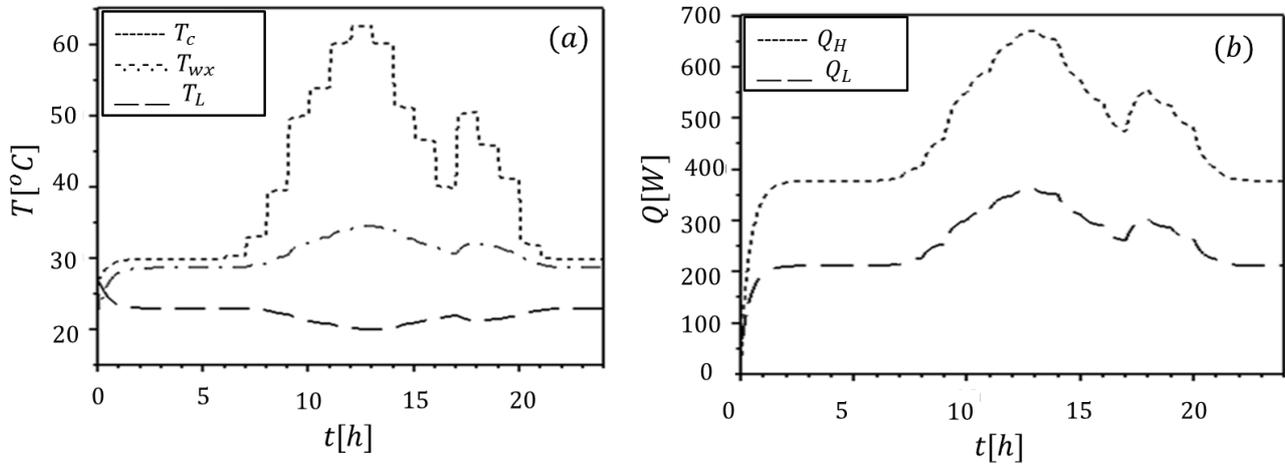


Figura 5. Cidade de Belém (PA): sistema não híbrido com convecção forçada. Comportamento (a) das temperaturas e (b) das taxas de calores.

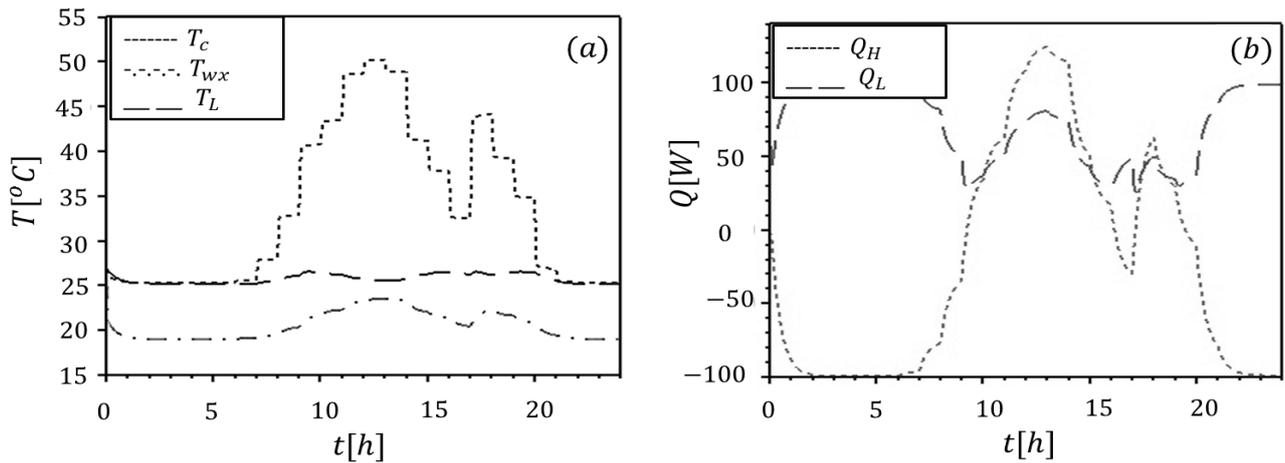
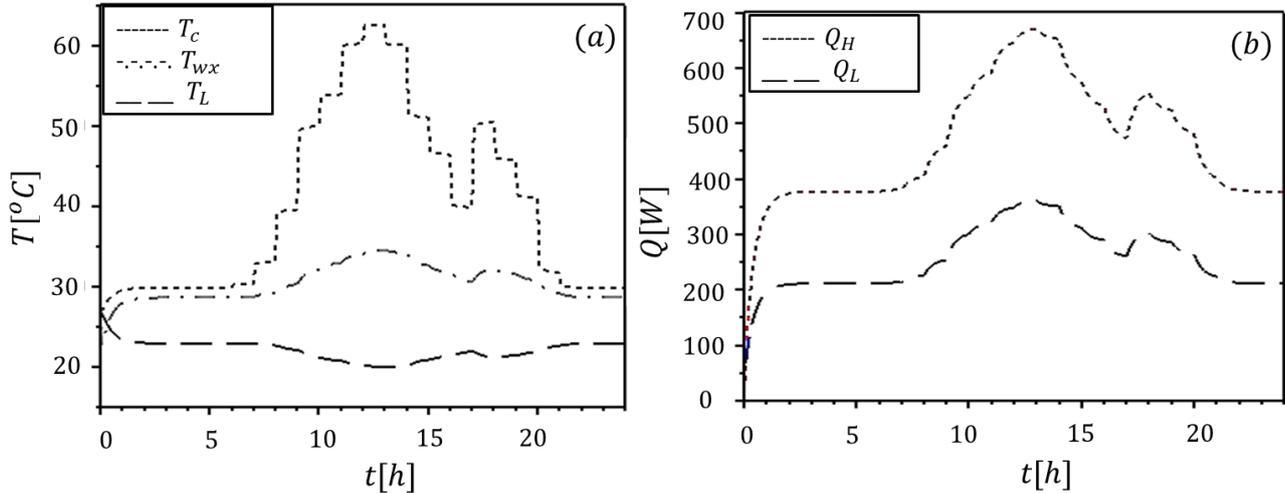


Figura 6 - Cidade de Belém (PA): sistema híbrido com convecção natural. Comportamento (a) das temperaturas e (b) das taxas de calores.



Dessa forma, há uma consequência negativa para as temperaturas da água e do ar, como pode ser visto através da comparação dos comportamentos dos sistemas híbrido, em que a água quente atinge temperatura menor e o espaço refrigerado apresenta uma temperatura maior do que a do sistema híbrido com convecção natural.

Analisando a **Tabela 5**, nota-se que a temperatura mínima do espaço refrigerado para a convecção natural é menor do que para a convecção forçada, 19,95°C e 20,84°C respectivamente. Já a temperatura da água quente é maior para a convecção natural, aproximadamente 2°C a mais do que na condição com convecção forçada. Isso ocorre devido a maior perda de energia quando se tem a interferência do vento na captação da energia solar.

Já pelos valores da taxa de transferência de calor do gerador (\dot{Q}_H), acredita-se que no sistema não híbrido, o gerador recebe calor da solução que encontra-se no seu interior (quando $\dot{Q}_H = -99,37 \text{ W}$), o que é totalmente indesejado, pois espera-se que o gerador transmita calor para a solução amônia/água para ocorrer o processo de refrigeração. Já no sistemas híbridos, quando não há energia suficiente, o gerador não transfere energia e nem recebe energia da solução refrigerante/absorvente ($\dot{Q}_H = 0 \text{ W}$).

Tabela 5. Análise das temperaturas e das taxas de calores da cidade de Belém (PA).

Sistema		Temperaturas (°C)				Taxas de calor (W)	
			T_c	T_{wx}	T_L	\dot{Q}_H	\dot{Q}_L
Convecção Forçada	Híbrido	Máx.	52,65	32,74	26,91	581,57	315,80
		Min.	26,79	22,87	20,84	0,00	64,58
	Não híbrido	Máx.	50,22	26,91	26,91	124,64	99,07
		Min.	25,29	19,03	25,17	-99,37	25,25
Convecção natural	Híbrido	Máx.	62,57	34,53	26,91	670,51	360,47
		Min.	26,57	22,88	19,95	0,00	64,58

A eficiência do sistema pode ser analisada a partir do coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração e a eficiência do trocador de calor de água quente, tais valores são encontrados na **Tabela 6**.

Tabela 6. Eficiências dos sistemas em Belém (PA).

	Sistemas		
	H/CF	NH/CF	H/CN
COP	0,55	-0,46	0,55
η	0,48	0,16	0,50

Pelos dados dispostos na **Tabela 7**, pode-se comparar os valores limites que as cidades proporcionam para os fluidos desejados. Vale ressaltar, que mesmo que as cidades possuem um COP para a refrigeração muito próximos, os limites atingidos pelos fluidos são completamente diferentes.

Tabela 7. Comparação do sistema híbrido com convecção forçada para todas as cidades.

Cidade	Latitude (°C)	Temperaturas (°C)			\dot{Q}_L (W)	COP	η
		\bar{T}_0	$T_{wx,máx}$	$T_{L,mín}$			
Belém (PA)	-01° 27' 21"	26,13	32,74	20,84	315,80	0,55	0,48
Recife (PE)	-08° 03' 14"	27,05	34,98	21,11	349,71	0,55	0,30
Cuiabá (MT)	-15° 35' 46"	26,13	31,90	21,25	294,64	0,56	0,70
Uberlândia (MG)	-19° 31' 49"	23,99	31,20	18,41	329,85	0,55	0,33
S. Joaquim (SC)	-28° 17' 38"	17,50	27,78	10,48	816,30	0,55	0,34

O coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração das cidades estudadas possui um COP de 0,55, valor que está dentro dos limites especificados na literatura, como no trabalho de Vargas et al. (2009). Já a eficiência do aquecimento de água revelou uma faixa de valores entre 0,30 a 0,70, o que pode ser justificado pela diferença das condições climáticas de cada cidade, fator este que não influenciou o COP.

Observa-se a relação da latitude com a temperatura dos fluidos, quanto mais próxima da linha do equador, mais altas são as temperaturas de aquecimento, e quanto mais afastada da linha do equador, o processo alcança temperaturas cada vez menores para o espaço refrigerado. Vale ressaltar que Belém não está seguindo este mesmo raciocínio, provavelmente por ser uma cidade que está totalmente influenciada pela Floresta Amazônica (INPE, 2015).

Assim, analisando a eficiência de aquecimento e a temperatura da água quente, fica evidente que São Joaquim (SC) não possui uma boa eficiência no aquecimento da água, mas para uma cidade que possui uma temperatura média baixa, os resultados mostram que água já encontra-se em uma temperatura agradável para utilização. Já em Recife (PE), essa função é bastante eficiente, visto que, como a água atinge uma temperatura máxima elevada que é próxima a utilizada em chuveiros domésticos.

Para a avaliação do ciclo de refrigeração, comparou-se as potências de refrigeração com a potência de equipamentos elétricos, para indicar a funcionalidade do sistema em cada cidade (**Tabela 8**).

Tabela 8. Potência média dos aparelhos elétricos.

Aparelho	Potência média (W)
Ar condicionado	900 – 3600
Freezer horizontal	500
Freezer vertical	300
Geladeira simples	250
Geladeira Duplex	500

Fonte: EFLUL (2014)

A potência gerada pelo ciclo de refrigeração por absorção, na maioria dos casos, é semelhante aos aparelhos para refrigeração de alimentos, devido a sua baixa potência. Porém, a **Figura 2** indica que o armazenamento de comida requer uma temperatura próxima a 8°C, que é uma temperatura que para a configuração estudada, em nenhuma das cidades avaliadas, foi capaz de alcançar.

Somente na cidade de São Joaquim (SC), há a possibilidade de empregar o sistema para refrigeração de alimentos que precisam permanecer apenas em temperaturas até aproximadamente 10°C. Entretanto, analisando sua potência de refrigeração, é a única cidade em que o sistema está bem próximo da potência requerida ($\dot{Q}_L = 816,30 \text{ W}$) para um ar condicionado de menor capacidade de refrigeração. Assim, este pode ser indicado para condicionar a temperatura de um ambiente com uma potência menor do que a usual.

Analisando a cidade de Cuiabá, nota-se que é a cidade em que o sistema proposto possui melhor desempenho, devido aos resultados aos valores das eficiências ($COP = 0,56$ e $\eta = 0,70$). Para o emprego desse sistema, seria imprescindível implementar a sua potência de refrigeração, para ser utilizado como ar condicionado, pois pela temperatura atingida, o sistema é capaz de tornar o ambiente agradável. Já para o aquecimento de água, é indicado para funções que não precise de temperaturas tão elevadas.

CONCLUSÕES

O modelo proposto revelou, de forma geral, que o aquecimento de água pode ser útil em casos que não necessitam de água quente em uma temperatura mais elevada. O sistema que obteve melhores resultados foi o híbrido com convecção natural, no qual água atingiu uma temperatura de aproximadamente 34,53°C para a cidade de Belém (PA).

Entretanto, o ciclo de refrigeração, para o sistema proposto neste trabalho, ainda não é muito eficiente, sendo possível empregá-lo em sistemas de refrigeração de alimentos que não requerem temperaturas tão baixas ou para exercer a função de ar condicionado, com menor potência de refrigeração do que o usual.

A partir das condições de operação do sistema de refrigeração por absorção e aquecimento de água através de energia solar, o processo que opera somente com energia solar, denominado sistema não híbrido, não é capaz de exercer com grande eficiência as funções propostas, utilizando a configuração estudada neste trabalho. Dessa forma, o sistema só é funcional quando atua com duas fontes de energia – sistema híbrido.

O sistema híbrido torna-se mais eficiente quando há apenas perda de calor por convecção natural apresentando $\eta = 0,50$ para a cidade de Belém (PA). Mas devido a poucos períodos sem vento durante o dia, a condição que mais se adequa a realidade é o sistema híbrido em que possui também a perda térmica por convecção forçada. Portanto, esta foi a condição estabelecida para a comparação do comportamento do sistema nas diferentes cidades brasileiras.

Vale ressaltar que, é possível aumentar a quantidade de energia fornecida para o sistema através da câmara de combustão, tornando-o mais eficiente e também obtendo-se maior potência de refrigeração. Porém, essas modificações ocasiona fuga do objetivo deste trabalho que é diminuir o uso de outras fontes de energia.

Assim, pelos resultados apresentados, algumas cidades se destacaram para aplicação do sistema, principalmente a cidade de Cuiabá (MT), que possui os melhores índices de eficiência em ambas funções ($\eta = 0,70$). Em segundo lugar, destaca-se São Joaquim (SC) que se revelou ser a melhor cidade para empregar o sistema com o foco na refrigeração ($T_{L,min} = 10,48^\circ \text{C}$).

É importante salientar, que o sistema de refrigeração por absorção e aquecimento solar proposto neste trabalho necessita ser aperfeiçoado. Uma das melhorias no projeto é o aumento do número de coletores solares com isso aumenta-se a área de absorção de radiação solar. Outro ponto a ser considerado é a modificação do modelo matemático,

que resume o sistema de refrigeração em duas equações, visando somente o comportamento da temperatura e da taxa de transferência de calor do gerador e do evaporador. Neste caso, a mudança seria acrescentar as equações que representam condensador e do absorvedor e avaliar o desempenho do sistema completo.

Além disso, pode-se promover uma forma de aumentar a energia transferida para o ciclo de refrigeração, com intuito de minimizar a temperatura do espaço refrigerado e aumentar a potência de refrigeração, bem como, avaliar a influência da massa do espaço refrigerado, como também a massa do fluido refrigerante e absorvente, para expandir o sistema para uma maior demanda de massa a ser refrigerada.

NOMENCLATURA

Parâmetro	Descrição
$T [^{\circ}C]$	Temperatura
$\tilde{t} [-]$	Tempo adimensional
$\dot{Q} [W]$	Taxa de transferência de calor
$\tilde{Q} [-]$	Taxa de transferência de calor adimensional
$m [kg]$	Massa
$\tilde{m} [-]$	Massa adimensional
$c [Jkg^{-1}K^{-1}]$	Calor específico
$\tilde{c} [-]$	Calor específico adimensional
$\alpha [-]$	Absortividade
$\dot{I} [Wm^{-2}]$	Taxa de radiação solar
$\tilde{I} [-]$	Taxa de radiação solar adimensional
$\bar{I} [Wm^{-2}]$	Valor médio diário da taxa de radiação solar
$\varepsilon_c [-]$	Emissividade
$\tilde{\varepsilon} [-]$	Emissividade adimensional
$\sigma [-]$	Constante de Stefan-Boltzman
$A [m^2]$	Área
$UA [WK^{-1}]$	Condutância térmica da serpentina
$\rho [kgm^{-3}]$	Massa específica
$L [m]$	Comprimento
$D [m]$	Diâmetro
$\dot{m} [kgs^{-1}]$	Taxa mássica
$u [ms^{-1}]$	Velocidade
$\tilde{W} [-]$	Taxa de trabalho adimensional
$\gamma [-]$	Condutância térmica adimensional
$\psi [-]$	Taxa de capacidade térmica adimensional
$\beta [K^{-1}]$	Coefficiente de dilatação térmica
Pr	Número de Prandtl
Subscrito	
0	Ambiente
c	Coletor solar
cc	Câmara de combustão
cs	Carga térmica no espaço refrigerado
H	Gerador / Fluido térmico do gerador
h	Trocador de calor
HC	Solução água/amônia no vaso do gerador
in	Entrada
L	Espaço refrigerado
s	Fluido térmico
sp	Serpentina / Fluido térmico da serpentina
t	Tanque de armazenamento
v	Vento
w	Parede
wx	Trocador de calor / Fluido térmico do trocador de calor

REFERÊNCIAS

- CEMIG – Companhia Energética de Minas Gerais. **Alternativas Energéticas: Uma visão Cemig**. Belo Horizonte. 2012.
- DASOL-ABRAVA – **Departamento Nacional de Aquecimento Solar da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento**. Energia solar térmica. São Paulo. 2014.
- DILAY, E. **Modelagem, Simulação e Otimização de uma Unidade de Aquecimento de Água e Refrigeração por Absorção de Alimentação Híbrida a Coletor Solar e Gás Combustível**. Universidade Federal do Paraná. Curitiba. 2008.
- EFLUL – Empresa de Força e Luz de Urussunga LTDA. 2015. **Consumidores: Tabela de consumo dos aparelhos**. Disponível em: <<http://www.eflul.com.br/consumidores/tabela-de-consumo>>. Acesso em: 03 jun. 2015.
- FERRARI, F. **Otimização termodinâmica de sistemas de Refrigeração solar**. Universidade Federal do Paraná. Brasil. 2005.
- HAYDEN, T. Dossiê Terra: **O guia indispensável sobre as tendências globais**. São Paulo: Editora Abril, 2007.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGAN, T. L.; LAVINE, A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6° ed. LTC, Rio de Janeiro, RJ. 2013.
- INMET – Instituto Nacional Meteorológico. 2015 **Dados meteorológicos**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/>>. Acesso: 01 mar. 2015.
- INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. 2015 **Radiação solar terrestre**. Disponível em: <<http://satelite.cptec.inpe.br/radiacao/>>. Acesso em: 15 fev. 2015.
- JORNAL O GLOBO. 2014. **China desenvolve tecnologia solar para combater a pesada poluição**. Disponível em: <<http://g1.globo.com/jornal-da-globo/noticia/2014/07/china-desenvolve-tecnologia-solar-para-combater-pesada-poluicao.html>>. Acesso: 06 ago. 2014.
- JÚNIOR, S. O.; TRIBESS, A.; NETO, A. H.; FIORELLI, F. A. S. **Sistemas de Refrigeração por Absorção**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo. 2004.
- MAIA, L. O. A. **Ciclo Frigorífico de Absorção Água-Amônia utilizando Energia Solar não concentrada**. Universidade federal do Rio de Janeiro, Brasil. 1986.
- MENDONÇA, A. L. Z. L. G. **Ar Condicionado Solar: Modelagem e Simulação**. Universidade de São Paulo – Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo. 2010.
- OLIVEIRA, A.; SILVA, L.; SERAFIM, Y.; PEREIRA, L.; JUAN, H. TEIXEIRA, R. A.; SANTOS, M. Projeto de refrigeração através da utilização da energia solar. **Anais do Seminário de Produção Acadêmica da Anhanguera**. 2013.

RUSSI, M. Projeto e análise da eficiência de um sistema solar misto de aquecimento de água e de condicionamento térmico de edificações para Santa Maria – RS. Universidade Federal de Santa Maria, Brasil. 2012.

SIQUEIRA, D. A. Estudo de desempenho do aquecedor solar de baixo custo. Universidade Federal de Uberlândia, Brasil. 2009.

VARGAS, J. V. C.; ORDONEZ, J.C.; DILAY, E.; PARISE, J. A. R. Modeling, simulation and optimization of a solar collector driven water heating and absorption cooling plant. **Solar Energy**, vol. 83, p. 1232–1244. 2009.