

OTIMIZAÇÃO TERMoeCONômICA DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO POR EJETOR AUXILIADO COM ENERGIA SOLAR

Gabriel I. Medina Tapia – gabriel@emc.ufsc.br

Sergio Colle – colle@emc.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 476 - 88.040-900 - Florianópolis – SC, Brasil

***Resumo.** Este trabalho apresenta uma análise de otimização termodinâmica e econômica do ciclo de refrigeração com ejedor assistido por coletor solar, para ar-condicionado. O acoplamento ótimo entre a energia solar e a energia convencional é estudado. Foram encontradas condições ótimas de operação para o sistema. Procedimentos de otimização do ejedor são também apresentados. A análise termoeconômica é realizada através do método $P_1 - P_2$. Para este método encontrou-se uma relação entre a fração solar e a área do coletor. A modelação do sistema é apresentada em detalhes, considerando-se as equações da conservação de energia, quantidade de movimento linear, equação da continuidade, equação de estado e as equações de acoplamento do sistema solar e o mecânico. São apresentados resultados de otimização termoeconômica para a amônia. Uma análise da sensibilidade dos parâmetros sobre o desempenho e o retorno dos investimentos é também realizada, procurando-se ressaltar as vantagens do ciclo.*

***Palavras-chave:** Energia Solar, Refrigeração, Termodinâmica*

1. INTRODUÇÃO

Os ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapores são eficientes do ponto de vista termodinâmico, especialmente na área de ar condicionado. Para comparar a eficiência entre diferentes sistemas de refrigeração, um dos parâmetros utilizados normalmente é o COP, coeficiente de desempenho (coeficiente de performance). Os valores do COP para os sistemas de compressão mecânica de vapores oscilam entre 1 e 3 na maioria dos sistemas utilizados. Apesar dessa eficiência, o consumo de energia elétrica, principalmente pelos sistemas de refrigeração de ar condicionado doméstico representam uma porcentagem respeitável no total da energia elétrica consumida, que pode atingir ao 30% do consumo residencial. Com as alternativas do ciclo ejedor ou o ciclo de absorção essa participação no consumo total de energia elétrica pode ser diminuída, se houver disponibilidade de utilização de fontes térmicas alternativas, a um custo inferior ao da energia elétrica. Essa fonte pode ser de origem solar, geotérmica ou residual dos processos industriais.

O ciclo de refrigeração com ejedor operara continuamente por mais de vinte anos sem problemas de manutenção, segundo Spencer, (1961). Contudo, apesar dessa vantagem, devida

entre outros fatores ao pequeno número de peças móveis no sistema, havia uma restrição severa com relação ao tamanho necessário da instalação, o que tornou o sistema utilizável somente nas fábricas e instalações comerciais. Estudos realizados no sentido de escolher os refrigerantes mais adequados para o ciclo de refrigeração com ejetor são reportados por Cunningham (1957) e Huang, et.al. (1985). Esses estudos permitiram uma redução substancial no tamanho das instalações, até o ponto de ser considerado um sistema alternativo para ar condicionado principalmente para carros. A extensão desses estudos para sistemas utilizando energia solar como fonte disponível de energia, foi realizada gradualmente, por Chat (1980), Murthy, et. al. (1991), Waly (1980), Zeren et al (1979), Zhadan (1980) e outros.

2. CICLO EJETOR CONVENCIONAL

O ciclo de refrigeração com ejetor convencional e seu correspondente ciclo termodinâmico é esquematizado na Figura 1. Calor é trocado no gerador de vapor, sendo a função deste componente promover a vaporização do fluido refrigerante através da energia fornecida pela fonte externa de calor. É constituído basicamente de um trocador de calor onde parte do fluido refrigerante contido no sistema de refrigeração e em estado de subresfriamento (1) sofre aquecimento até o estado de vapor superaquecido (2). Esse fluxo de massa é designado de fluxo primário de massa. A seguir o fluxo primário sofre uma expansão (que normalmente é considerada isentrópica) em um bocal convergente - divergente no ejetor. A baixa pressão após a expansão provoca sucção do vapor que vem do evaporador (3) (chamada fluxo secundário). O fluxo resultante sofre uma desaceleração no difusor do ejetor (4), e escoo então para o condensador. Após rejeitar calor para o exterior, o líquido subresfriado resultante (5) sofre uma subdivisão em dois fluxos, um dos fluxos (fluxo primário) é bombeado isentropicamente até a pressão do gerador (1), enquanto o outro fluxo (fluxo secundário) segue para um dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão isentálpica até a pressão do evaporador (6). O desempenho de um sistema de refrigeração com ejetor é fortemente dependente do projeto do ejetor, do fluido refrigerante, e das condições de operação. Fluidos como CFC 12, R114, resultam em um aumento significativo no coeficiente de performance, especialmente o refrigerante R114, que é usado por Sokolov e Hershgal (1991). Os fluidos CFC 11, CFC 13, CFC 22 resultam em redução no coeficiente de performance, quando são empregados nas mesmas condições.

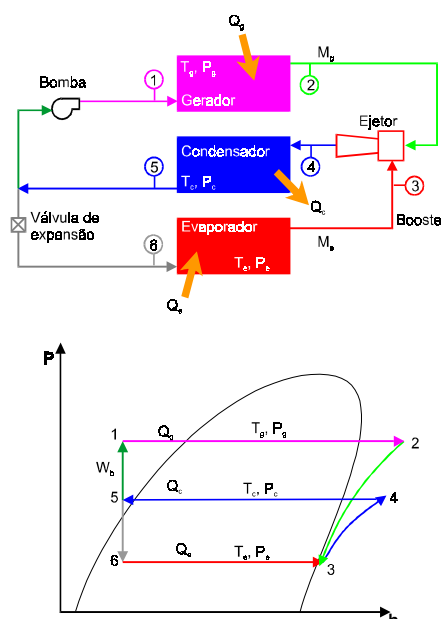


Figura 1. Ciclo de refrigeração com ejetor e sua representação em um diagrama pressão entalpia

3. MODELAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR

O sistema e sua correspondente representação termodinâmica é esquematizado na Fig. 2. Varias configurações são possíveis, contudo neste trabalho esta configuração é estudada com mais detalhe. Tal configuração foi experimentalmente testada por Sokolov and Hershgal (1991), onde a fonte de geração não foi a energia solar.

Calor é levado pelo fluido térmico (geralmente água) do coletor solar para o gerador de vapor no ponto (11) com uma temperatura $T_o > T_g$. O calor trocado com o refrigerante no gerador baixa a temperatura até T_i na saída do gerador (12). O fluido retorna ao coletor para recuperar o calor cedido. O vapor a alta pressão do refrigerante na saída do gerador (2) expande-se no ejetor em um bocal convergente-divergente, e provoca a sucção do vapor secundário que vem do intercooler (3). A mistura de vapor resultante sofre uma compressão no difusor do ejetor e segue para o condensador (4). O refrigerante condensado sai do condensador em (5) e divide-se em duas partes: uma é bombeada até a entrada do gerador (1) onde é evaporada a outra parte vai para o intercooler (6), após sofrer uma expansão na válvula de expansão 1. Isto completa o sub-ciclo ejetor.

O líquido refrigerante sai do intercooler em (10) e expande-se antes de entrar no evaporador (7) na válvula de expansão 2. Vapor refrigerante produzido pela absorção de calor no evaporador (8) é comprimido pelo booster até o intercooler (9), onde o vapor vai para o sub-ciclo ejetor e o líquido recircula no sub-ciclo de compressão.

O sistema é composto basicamente pelos dois sub-ciclos, o sub-ciclo ejetor e o sub-ciclo de compressão, sendo a interface entre eles o intercooler. O intercooler é um trocador de calor e massa através do qual os dois sub-ciclos interagem. O booster substitui o compressor na refrigeração convencional, operando entre o evaporador e o intercooler. O mesmo intercooler substitui ao evaporador no sub-ciclo ejetor. O calor absorvido pelo evaporador é bombeado até alcançar a temperatura e pressão adequada no intercooler para a compressão do ciclo. A pressão maior conseguida pelo intercooler resulta em uma maior relação de fluxo de massa no ejetor, a qual é desejada para propiciar o funcionamento ótimo do sistema.

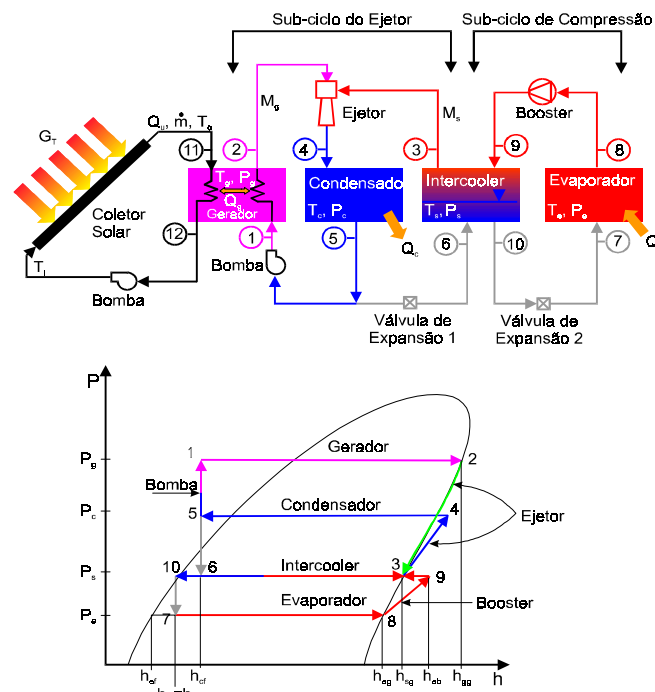


Figura 2 Esquema do sistema híbrido e sua representação em um diagrama pressão entalpia.

Para simplificar o análise admite-se que,

- 1) Na saída do condensador (5) e na saída do intercooler para a válvula de expansão 2 antes do evaporador (10), o refrigerante encontra-se no estado de líquido saturado ($x = 0$) na pressão correspondente.
- 2) Na descarga do intercooler para a entrada do fluxo de massa secundário no ejetor (3), do gerador(2) e na saída do evaporador (8), o refrigerante é admitido como vapor saturado seco ($x=1$).
- 3) As quedas de pressão devidas ao atrito são desconsideradas. Variações de pressão ocorrem somente através do ejetor, das válvulas de expansão, da bomba e do booster.

Com estas suposições, as quatro pressões características P_g , P_c , P_s , e P_e e suas correspondentes temperaturas de saturação definem todos os estados termodinâmicos do sistema do ciclo de refrigeração em análise

O funcionamento do ejetor depende fundamentalmente da pressão do fluxo secundário P_s . Se os outros parâmetros não variarem, um aumento de P_s acarreta um aumento de P_x ou da razão de fluxo de massa ω . Também para este ciclo a energia motriz é provida por coletores solares de desempenho conhecidos.

4. ESPECIFICAÇÕES DOS PONTOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO

A seguinte análise é feita independentemente das propriedades do refrigerante a ser utilizado. Existem cinco parâmetros fundamentais que especificam as condições de operação do sistema quais sejam, a temperatura de evaporação T_e , a temperatura de condensação T_c , a temperatura de geração T_g , a temperatura no intercooler T_s e a carga de refrigeração Q_e .

No sistema onde os fluxos de vapor primário e secundário que entram no ejetor são considerados no estado de vapor saturado seco, as equações da continuidade, quantidade de movimento linear e energia, resultam genericamente numa função do tipo,

$$\omega = F_{ej}(P_g, P_s, P_c) \quad (1)$$

onde ω é a relação dos fluxos de massa secundário e primário e F_{ej} é uma função computada passo a passo, para encontrar o funcionamento ótimo do sistema. O valor de P_x situa-se no intervalo $0 < P_x < P_s$, onde P_s é a pressão do fluxo de massa secundário que entra no ejetor, conforme a Fig. 2. (Medina T. G., 1997)

5. DESEMPENHO DO SISTEMA

Dois tipos de energia são requeridas para o sistema híbrido; uma que é a térmica Q_g , que provem da energia solar e a outra a energia mecânica (elétrica) W_{mec} para o funcionamento da bomba e do booster. Estas energias definem dois diferentes coeficientes de desempenho (Sokolov and Herchgal, 1993) a saber,

$$COP_{termico} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (2)$$

$$COP_{mec} = \frac{Q_e}{W_{mec}} \quad (3)$$

onde:

$$W_{mec} = W_{bst} + W_{pmp} \approx W_{bst} \quad (4)$$

respectivamente, uma vez que $W_{bst} \gg W_{pmp}$.

Além dos coeficientes de desempenho térmico e mecânico, pode-se definir também o coeficiente de desempenho para o sub-ciclo ejetor e para o sub-ciclo de compressão como,

$$\text{COP}_{\text{ejc}} = \frac{Q_s}{Q_g} \quad (5)$$

$$\text{COP}_{\text{cmp}} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (6)$$

onde Q_s é o fluxo de calor no intercooler. Aqui a função COP_{ejc} depende das variáveis T_s , T_c e T_g .

A definição de COP_{cmp} , diferentemente da convencional, tem como objetivo relacionar os dois sub-ciclos através do calor trocado no evaporador pela soma,

$$Q_s = Q_e + W_{\text{bst}} \quad (7)$$

Com esta definição, COP_{cmp} é sempre menor que a unidade, pois W_{bst} é maior que zero. A relação entre este coeficiente de desempenho e o coeficiente convencional é expresso por,

$$\text{COP}_{\text{cpm,conv.}} = \frac{Q_e}{W_{\text{bst}}} = \frac{\text{COP}_{\text{cmp}}}{1 - \text{COP}_{\text{cmp}}} \quad (8)$$

A idéia principal para conseguir um $\text{COP}_{\text{termico}}$ superior aquele do ciclo de refrigeração com ejetor convencional é baseada no fato de que a diminuição do COP_{mec} pelo aumento do W_{mec} é compensada por uma redução ainda maior em Q_g . Pode-se observar ainda que a influencia de T_s no COP_{ejc} e no COP_{cmp} tem efeitos contrários. Uma temperatura T_s alta, próxima de T_c , faz com que o COP_{ejc} seja grande, mas ao mesmo tempo que o valor de COP_{cmp} seja pequeno. Como o sistema depende da energia solar para seu funcionamento, é conveniente definir a eficiência total do sistema na forma,

$$\eta_s = \frac{Q_e}{G_T A_c} = \frac{Q_g}{G_T A_c} \cdot \frac{Q_e}{Q_g} = \eta_c \text{COP}_{\text{termico}} \quad (9)$$

onde η_c é o rendimento do coletor.

Como no sistema anterior, admite-se uma troca de calor ideal no gerador ou seja, $T_o = T_g$. Por conseguinte, o rendimento do sistema se reduz as equações seguintes,

$$\eta_s = \frac{Q_e}{A_c G_T} = \eta_c \text{COP}_{\text{termico}} = B(T_{\text{st}} - T_g) \text{COP}_{\text{termico}}(T_e, T_c, T_g, T_s) \quad (10)$$

Note-se que

$$\text{COP}_{\text{termico}} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{Q_s}{Q_g} \cdot \frac{Q_e}{Q_s} = \text{COP}_{\text{ejc}}(T_s, T_c, T_g) \text{COP}_{\text{cmp}}(T_e, T_s) \quad (11)$$

6. OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

O objetivo da análise termoeconômica é a determinação da área de coletor solar que deve proporcionar o maior ganho na combinação da energia solar e convencional. Neste trabalho se utilizo o método P_1 - P_2 . Os custos no período de vida, referentes ao seguro, manutenção, energia parasita, imposto patrimonial, juros de hipoteca e da energia elétrica são determinados

com os valores presentes apropriados. No método P₁-P₂ dois fatores são considerados; o primeiro é o termo que é diretamente proporcional ao valor monetário da energia elétrica no primeiro ano e o segundo, correspondente a soma dos termos relacionados diretamente ao investimento inicial no sistema. Fazendo uso destes fatores, Brandemuehl and Beckman (1979) propõem uma formulação simples para o ganho durante a vida útil que é traduzida pela equação seguinte,

$$LCS = P_1 C_{ELT} LF - P_2 (C_A A_c + C_E) \quad (12)$$

onde P₁ é a relação entre o ganho decorrente da redução de consumo de energia elétrica no período de vida do empreendimento, referente ao primeiro ano e o investimento inicial e P₂, é a relação entre os custos devidos ao investimento no período de vida e o investimento inicial.

Pela teoria econômica P₁ é expresso por

$$P_1 = (1 - C\bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) \quad (13)$$

enquanto que P₂ é dado pela expressão,

$$P_2 = D + (1 - D) \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} - \bar{t}(1 - D) \left[PWF(N_{min}, m, d) \left(m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] + M_s (1 - C\bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) + t V (1 - \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) - \frac{C\bar{t}}{N_D} PWF(N'_{min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}} (1 - C\bar{t}) \quad (14)$$

onde

C = indicador (se comercial C = 1 e não comercial C = 0)

\bar{t} = imposto de renda efetivo

N_e = período de análise econômica na vida útil do sistema

i_{ELT} = taxa de inflação da eletricidade ou energia auxiliar

d = taxa de desconto anual do mercado

D = razão da contrapartida e do investimento inicial

N_{min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_L)

N_L = período de empréstimo

m = taxa de juros

M_s = razão dos custos variados (energia auxiliar, seguro, manutenção) e do investimento inicial.

t = imposto patrimonial baseado no valor de avaliação

V = razão do valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e do investimento inicial

N_D = período de depreciação

N'_{min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_D)

R_v = razão do valor de revenda no final da vida útil e do investimento inicial

C_A = custo unitário de área de coletor por m²

C_E = custo independente da área de coletor (controles, bomba de circulação, tubos, etc.)

C_{ELT} = custo da energia auxiliar (booster) por kWh
 L = demanda anual de energia elétrica, kWh
 F = fração anual de energia economizada com energia solar

e,

$$F = \frac{K_1 - K_2}{1 + e^{\frac{A_c - K_3}{K_4}}} + K_2 \quad (15)$$

As equações de P_1 e P_2 incluem somente o valor presente e a relação dos pagamentos do investimento inicial no sistema e não dependem da área do coletor e da fração solar o que permite otimizar a área do coletor a partir da equação (21) onde a principal variável é A_c , uma vez definidos a configuração e tipo de coletor. Derivando a equação (21) com respeito a A_c e igualando o resultado a zero tem-se

$$\frac{\partial LCS}{\partial A_c} = P_1 C_{ELT} L \frac{\partial F}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \quad (16)$$

A máxima economia é alcançada quando a derivada da fração solar F no ponto de máximo satisfaz a equação seguinte:

$$\frac{\partial F}{\partial A_c} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_{ELT} L} \quad (17)$$

Desta equação pode-se concluir que a demanda de F diminui com o aumento do custo da energia auxiliar C_{ELT} , o que significa que A_c ótima aumenta pois o comportamento de F é exponencial assintótico com A_c . Em outras palavras aumenta a viabilidade de investimento em capital de coletor solar na circunstancia de C_{ELT} aumentar.

7. ANÁLISES DE RESULTADOS

Foram realizadas simulações do sistema híbrido para a amônia, para uma temperaturas de condensação $T_c = 50$ °C, temperaturas de estagnação $T_{st}=110$ °C, 150 °C e 180 °C, custo de energia elétrica $C_{ELT} = 0,1$ R\$ / kWh, $0,1434$ R\$/kWh e $0,18$ R\$/kWh e vários valores para o custo unitário de área do coletor.

Observou-se que a fração solar depende da área do coletor. Esta dependência pode ser aproximada exponencialmente. Os valores de K_1 , K_2 , K_3 , K_4 dessa função variam para as diferentes condições de operação como é apresentado em Medina Tapia, G. (1997)

Para o cálculo de P_1 e P_2 foram escolhidos $C = 0$, $\bar{t} = 0,45$, $N_e = 20$ anos, $i_{ELT}=0,1$, $d=0,08$, $D= 0,1$, $N_{mim}= 20$ anos, $N_L= 20$ anos, $m = 0,09$, $M_s= 0,01$, $t = 0,02$, $V =1$, $N_D= 20$, $N''_{min}=20$ anos, $R_v= 0$, $C_E = 500$ R\$ e $L = 1.406$ W x 8 h/dia x 365 dias/ano (considerando que o sistema funciona somente durante o período diurno de 8 horas), que correspondem a valores típicos de sistemas solares, Duffie and Bekman (1991)

As Fig. 3-8 ilustram a área ótima do coletor para diferentes condições de operação. Observe-se nos três casos apresentados que a tendência é a mesma; o custo menor de área unitária de coletor é sempre favorável ao sistema, quando o custo da energia elétrica é constante. Para um determinado coletor (custo fixo), o aumento no preço da eletricidade resulta em um benefício para o sistema solar. As figuras mostram ainda que coletores com temperatura de estagnação baixa ($T_{st} = 110$ °C) não são favoráveis para o sistema, porque

requerem maior área de coletor e por conseguinte maior custo. Contudo, temperaturas de estagnação altas ($T_{st}=180^{\circ}\text{C}$) também não são favoráveis porque acarretam investimento relativamente alto. Com temperaturas de estagnação menores podem-se encontrar resultados semelhantes, com menor investimento de capital e portanto mais favoráveis do ponto de vista econômico.

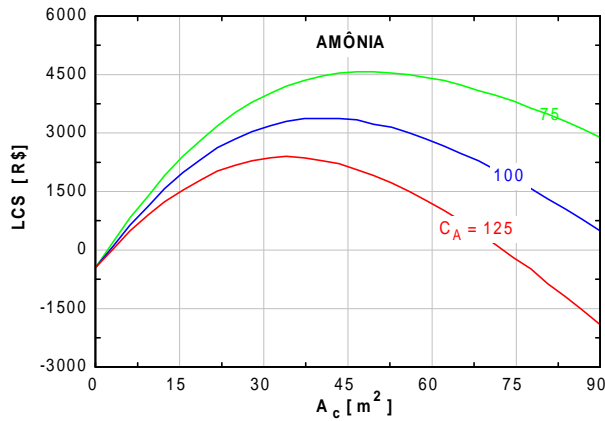


Figura 3 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 110^{\circ}\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434 \text{ R\$ / kWh}$ e $C_A [\text{R\$ / m}^2]$

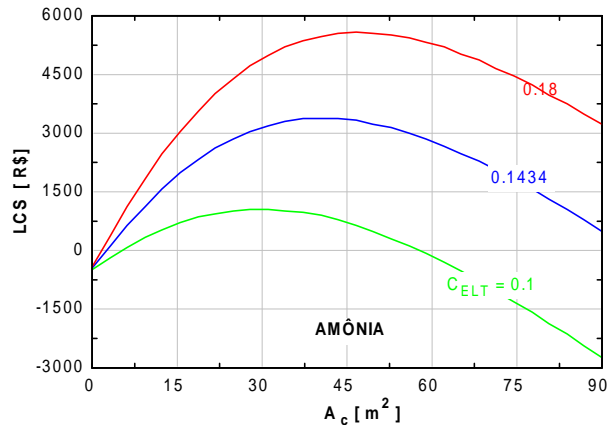


Figura 4 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 110^{\circ}\text{C}$
 $C_A = 100 \text{ R\$ / m}^2$ e $C_{ELT} [\text{R\$ / kWh}]$

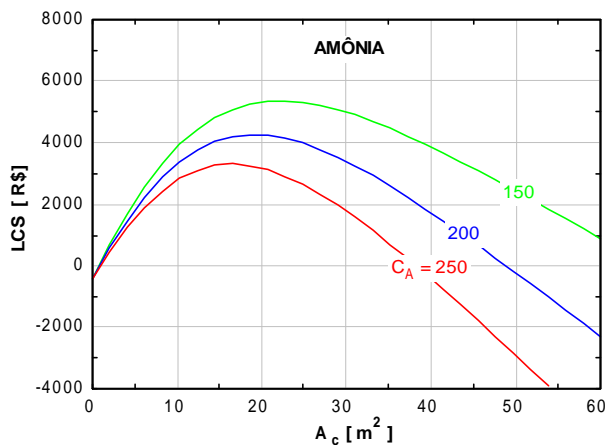


Figura 5 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 150^{\circ}\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434 \text{ R\$ / kWh}$ e $C_A [\text{R\$ / m}^2]$

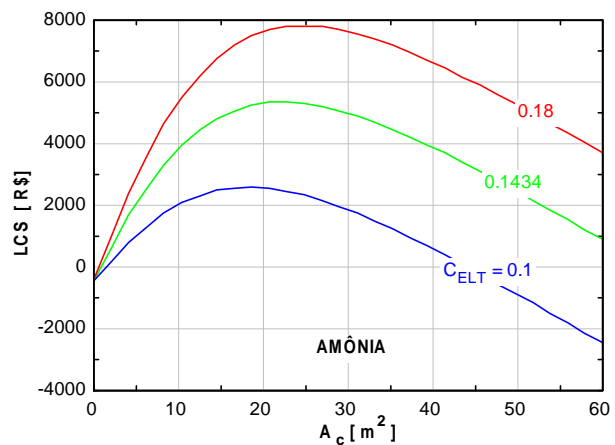


Figura 6 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 150^{\circ}\text{C}$
 $C_A = 150 \text{ R\$ / m}^2$ e $C_{ELT} [\text{R\$ / kWh}]$

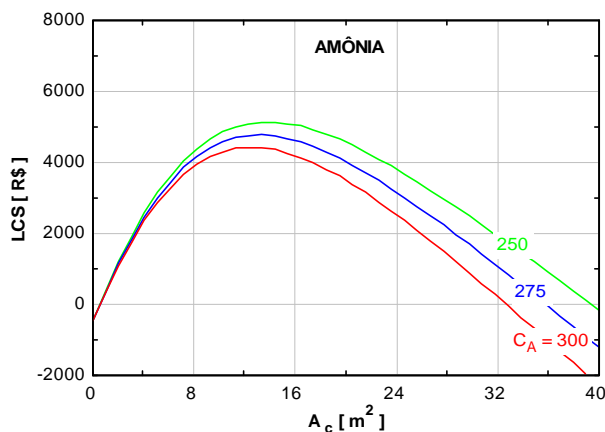


FIGURA 7 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 180^{\circ}\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434 \text{ R\$ / kWh}$ e $C_A [\text{R\$ / m}^2]$

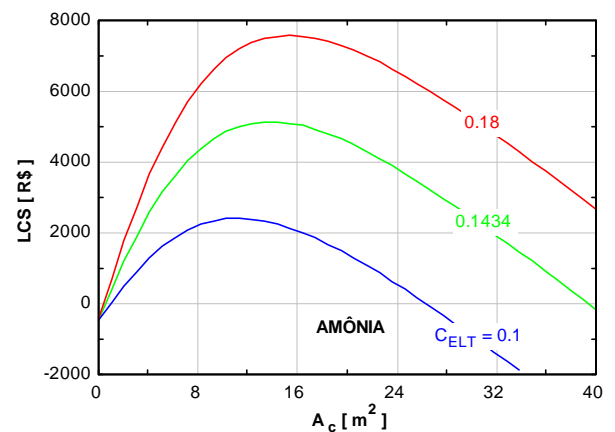


Figura 8 Área ótima de coletor para $T_c = 50^{\circ}\text{C}$, $T_{st} = 180^{\circ}\text{C}$
 $C_A = 250 \text{ R\$ / m}^2$ e $C_{ELT} [\text{R\$ / kWh}]$

Escolhendo o caso de coletor de R\$150/m², $C_{ELT} = R\$ 0,1434/kWh$, a área de coletor ótima viável será de 22.2 m² e o ganho (LCS) igual a R\$ 5352,00 no período de 20 anos. Considerando-se que um aparelho de ar-condicionado compacto de 12,000 Btu/h custa em torno de R\$ 900 e que em 20 anos serão necessários três renovações na base de R\$ 500,00 por renovação, o total de recurso disponível para a aquisição do equipamento de refrigeração por ejetor, incluído-se aí o gerador de vapor será em torno de R\$ 5352,00 + R\$ 900,00 + 1500,00 = R\$ 7.752,00. Este resultado poderia servir de referencia para incentivar estudos de viabilidade econômica dessa nova tecnologia, frente aos resultados positivos que esta vem alcançando internacionalmente a nível de pesquisa e desenvolvimento.

8. CONCLUSÕES

O ciclo de refrigeração com ejetor é viável para produzir ar-condicionado pela utilização de coletores solares como fonte de calor e é um candidato natural para competir com o sistema refrigeração convencional.

Determinou-se as condições termodinâmicas ótimas para operar o ciclo e que estas podem ser otimizadas também economicamente. Para esta análise utilizou-se o método $P_1 - P_2$, onde foi necessário encontrar uma relação entre fração de ganho solar e a área de coletor, a qual foi obtida através do ajuste dos dados obtidos da simulação termodinâmica.

O efeito da qualidade do coletor solar sobre o desempenho do ciclo foi também avaliado. Coletores com temperaturas de estagnação baixas e muito altas devido ao alto custo não são favoráveis ao sistema. Por conseguinte existe uma temperatura de estagnação ideal que permita otimizar o sistema do ponto de vista teórico. Isto implicaria na continuação da presente análise enfocando pesquisas no projeto do coletor solar direcionado para esta única finalidade. Em relação ao refrigerante, verificou-se que a amônia é mais atraente do ponto de vista termodinâmico. Contudo, é oportuno observar que a amônia é tóxica e também um pouco combustível e até explosiva em certas condições. Torna-se portanto necessário analisar outros refrigerantes que tenham as mesmas ou até melhores propriedades que a amônia e principalmente que sejam favoráveis a preservação do meio ambiente.

Note-se que a energia solar tem sua oferta provavelmente aumentada durante as épocas de secas prolongadas, que por sua vez tem impacto negativo sobre a produção de energia elétrica. Por outro lado, a necessidade é tanto maior quanto maior for a carga térmica sobre a edificação. Adicionalmente, é possível que os coletores solares desempenhem função também como telhado de residência, o que viria contribuir para a diminuição da carga térmica da edificação. O desconforto térmico é resultado principalmente do clima decorrente de alta intensidade de insolação. As observações acima e também o despropósito termodinâmico de converter energia de alta qualidade (alta exergia) em calor, como é o caso de ar condicionado, constituem-se em fortes argumentos para considerar o ciclo ejetor assistido por energia solar como uma concepção candidata natural para produzir ar-condicionado e refrigeração.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRANDEMUEHL, M. J., BECKMAN, W. A., *Economic Evaluation and Optization of Solar Heating Systems*, Solar Energy, Vol. 23, pp. 1, (1979)
- CHAT, V, LANSING, F.L., *Solar-Powered Jet Refrigerator*, Mechanical Engineering, pp. 64-65, (Apr. 1980)
- CHEN, HSU, C, *Performance of Ejector Heat Pump*, Int. J. Energy Res., Vol. 11, No. 2, pp. 289-300, (1987)
- CHANABRIA, N. D., REDDY, Y. R., *Effect of Mixing of Two Fluids on the Energy Efficiency*, Indian Inst. Of Tech. Journal, Vol. 50, pp. 315-320, (July 1970)

- CUNNINGHAM, R. G., *Jet-Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity*, Transation of the ASME, pp. 1807-1817, (November 1957)
- DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2 ed., New York, John Wiley & Sons, (1991)
- HAMMER, R. M., *An Alternative Source of Cooling: The Ejector-Compression Heat Pump*, ASHRAE Journal, pp 62-66, (July 1980)
- HUANG, B. J., JIANG, C. B., HU, F. L., *Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System*, J. Eng. Gas Turb. Power, Transation of the ASME, Vol. 107, pp. 792-802, (1985)
- MEDINA, T. GABRIEL, I., *Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão com Ejetor Auxiliado por Energia Solar*, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, (1997)
- MURTHY, S. S., BALASUBRAMANIAN, R., MURTHY, M. V. K., *Experimental on Vapour Jet Refrigeration System Suitable for Solar Energy Applications*, Renewable Energy, Vol. 1, No. 56, pp. 757-768, (1991)
- SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Operacional Envelope and Performance Curves for a Compression-Enhanced Ejector Refrigeration System*, ASHRAE Trans., Vol. 97, No. 2, pp. 394-402, (1991)
- SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Optimal Coupling and Feasibility of a Solar - Powered Year - Round Air Conditioner*, Solar Energy, Vol. 50, No. 6, pp. 507-516, (1993)
- SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector Air Conditioner*, Solar Energy, Vol. 51, No. 3, pp. 183-194, (1993)
- WALY, E., *Optimum Working Fluids for Solar Powered Rankine Cycle Cooling of Buildings*, Solar Energy, Vol. 25, pp. 235-241, (1980)
- ZEREN, F., HOLMES, R. E., JENKINS, P. E., *Design of Freon Jet Pump for Use in a Solar Cooling System*, ASME, No. 78 WA/SOL-15, (August 1979)
- ZEREN, F., HOLMES, R. E., *Performance Evaluation of a Jet Pump Solar Cooling System*, ASME, No. 81-WA Sol-30, (1981)
- ZHADAN, S. Z., SHCHETININA, N. A., *Selection of Cycle Design Parameters for Solar Ejector Freon Refrigeration Machine*, Gelioteknika, Vol. 6, No. 1, pp. 44-47, (1980)

Abstract. *The present work deals with the analysis of the jet nozzle cooling cycle assisted by solar energy. Both, a thermodynamic and economic optimization are carried out, for ammonia as working fluid. The optimization of the ejector is also focussed, for different values of the relevant design parameters. The method $P_1 - P_2$ for economical optimization of solar energy systems is used in order to find out the optimum collector area, which corresponds to the maximum value of the life time cost saving. The numerical results are presented in terms of the specific costs of the auxiliary energy, as well as the collector area.*