

**UMA ANÁLISE DE CUSTO OTIMIZADO DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE
EJETOR ASSISTIDO COM ENERGIA SOLAR UTILIZANDO ÁGUA E CO₂
COMO FLUIDOS DE TRABALHO**

Colle S.^{*}, Cardemil J. ^{*}, Vidal H. ^{}, Escobar R. ^{***}**

^{*} LEPTEN. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Trindade, 88040-900, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, Telefone: +55 48 32340408, Fax: +55 48 37217615, colle@emc.ufsc.br

^{**} Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ingeniería. Universidad de Magallanes. P.O.Box 113-D, Punta Arenas, Chile +56-61 207953, humberto.vidal@umag.cl

^{***} Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica Escuela de Ingeniería. Pontificia Universidad Católica de Chile. Vicuña Mackenna 4860 (Macul), Santiago, Chile 56-2 354 54 78, rescobar@ing.puc.cl

RESUMO

A utilização do CO₂ como fluido de trabalho no ciclo de compressão mecânica apresenta duas desvantagens. A primeira, é que a temperatura crítica do CO₂ é relativamente baixa e a segunda é que a pressão de trabalho deste fluido é relativamente elevada em comparação aos fluidos de trabalho utilizados tradicionalmente na refrigeração. A conjugação do ciclo de compressão mecânica com um ciclo de ejetor de água permite que a temperatura do intercooler seja menor que a temperatura crítica do CO₂, resultando, por conseguinte, a sua condensação a pressões menores. Uma vantagem em utilizar-se CO₂ e água é que estes fluidos são abundantes na natureza e não produzem efeitos danosos a camada de ozônio. O presente trabalho apresenta uma análise econômica básica, cuja teoria foi especialmente desenvolvida para obter parâmetros de projeto com base em dados das médias mensais da radiação global.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração Solar, Ciclo de Ejetor, Custos Ótimos.

ABSTRACT

The use of CO₂ as working fluid in cooling cycles based on mechanical compression of vapour has two disadvantages. The first is that the critical temperature of CO₂ is relatively low and the second is that the higher pressure of the cycle is exceedingly high, in comparison to the working fluids normally utilized in refrigeration. The conjugation of an ejector cycle using water as working fluid with a mechanical compression cycle using CO₂ as working fluid is proposed in order to operate the CO₂ cycle with lower pressure, with the advantage of increased coefficient of performance. One advantage of using CO₂ and water is that these fluids are abundant in the environment. Another advantage is that these fluids are cheap and chemically stable, and therefore cause no effect in the ozone layer. The present work reports an economic analysis based on an analytical approach to optimize the collector area as well as the temperature of the intercooler of the cycle.

KEYWORDS: Solar Cooling, Ejector Cycle, Optimized

INTRODUÇÃO

A evidência do fenômeno do aquecimento global tem despertado atenção dos pesquisadores na direção de reduzir a dependência dos combustíveis fósseis, através da racionalização do consumo desses combustíveis ou da redução do consumo de energia elétrica. Ar-condicionado e refrigeração são considerados globalmente como fatores de consumo de energia elétrica, sobretudo em regiões tropicais, como é o caso do Brasil. Na busca de novas soluções para refrigeração, o grande desafio é o projeto de sistemas de ar-condicionado ou refrigeração movidos a energia solar, economicamente competitivos com os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Esforços têm sido direcionados para aumentar a eficiência desses equipamentos. No caso particular de ciclos de CO₂ uma das desvantagens é o fato de o coeficiente de desempenho (COP) ser relativamente baixo, da ordem da unidade. Um ciclo de refrigeração assistido com energia solar que tem sido objeto de investigação nas últimas duas décadas é o ciclo de ejetor assistido com booster (compressor auxiliar). Esse ciclo foi proposto por Sokolov e Hershgal (1993). A vantagem desse ciclo é que o coeficiente de desempenho do ciclo de ejetor é aumentado, enquanto que o coeficiente de desempenho do ciclo composto é melhorado em relação ao coeficiente de desempenho do ejetor pleno, para as mesmas temperaturas de operação. Adotando a idéia de Sokolov e Hershgal (1993), Colle e Vidal (2004), Vidal *et al.* (2006) propuseram um ciclo conjugado com diferentes fluidos de trabalho, a saber, R134a e R141b. Nestas duas referências são apresentadas as condições de otimização de custo segundo um formalismo analítico próprio, baseado no método P1 – P2 de Brandemuhl e Beckman (1979). Foi analisado o caso particular de um ciclo de refrigeração de três toneladas de capacidade de refrigeração. Neste trabalho, diferentemente do caso anteriormente analisado, propõe-se o ciclo conjugado, com o ciclo ejetor operando à água e o ciclo de compressão mecânica operando à CO₂. A simulação de base horária é necessária para a otimização. Por outro lado, a simulação demanda o conhecimento da série temporal de radiação solar e outros parâmetros meteorológicos, os quais não são geralmente disponíveis para todos os locais do planeta, em particular, nos países subdesenvolvidos e em desenvolvimento em geral. Para contornar esta limitação, Colle *et al.* (2008) validaram para o caso particular de ciclo ejetor o método $f-\bar{\phi}$ - Chart de Klein e Beckman (1979), o qual foi proposto originalmente como método de projeto para situações em que o ciclo de refrigeração possa consumir todo o calor oriundo da energia solar para temperaturas do reservatório térmico acima de determinada temperatura de processo T_{min} , como é o caso dos ciclos de absorção. A validação realizada possibilita que se proceda a análise econômica utilizando a fração solar $f-\bar{\phi}$ - Chart como função das médias mensais da radiação solar incidente no coletor solar.

ANÁLISE ECONÔMICA DO CICLO

O ciclo em análise é ilustrado na Fig. 1. Na presente análise, a temperatura do gerador de vapor do ciclo ejetor T_g , a temperatura do condensador T_c e a temperatura do evaporador T_r , são consideradas fixas, enquanto que a temperatura do intercooler T_e é variável e objeto de otimização.

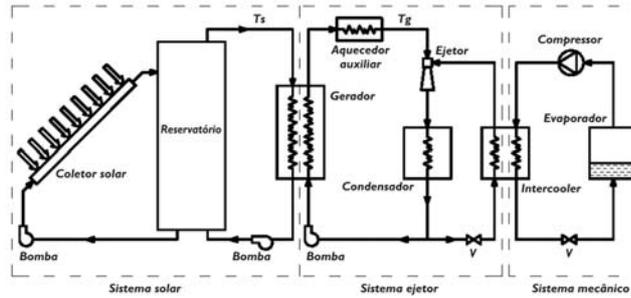


Fig. 1. Ciclo conjugado de ejetor e compressão mecânica de vapores movido a energia solar e aquecedor auxiliar

O coeficiente de desempenho do ejetor é a razão entre o calor transferido do intercooler, Q_e e o calor gerado no gerador, Q_g e é definido como segue:

$$COP_{ej}(T_e, T_c, T_g) = Q_e / Q_g \quad (1)$$

Este coeficiente é calculado utilizando-se os métodos reportados em Aléxis e Rogdakis (2003), Huang *et al.* (1999), Eames *et al.* (1995) ou Tapia (1997). O coeficiente de desempenho do ciclo de compressão mecânica é definido pela equação que segue:

$$COP_m(T_r, T_e) = Q_r / W_m \quad (2)$$

onde Q_r é o calor transferido do evaporador e W_m é a potência mecânica do compressor. COP_m pode ser calculado utilizando o software de Rademacher (2008). Através de um balanço de energia no ciclo composto, prova-se que o coeficiente de desempenho do ciclo conjugado $COP = Q_r / Q_g$ é expresso pela equação

$$COP(T_r, T_e, T_c, T_g) = COP_{ej} COP_m / (1 + COP_m + COP_{ej}) \quad (3)$$

O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica operando entre as temperaturas T_r e T_c , neste caso utilizando CO_2 como fluido de trabalho é expresso por

$$COP_M(T_r, T_c) = Q_r / W_M \quad (4)$$

onde W_M é a potência mecânica do compressor. A função de ganho financeiro é definida como a diferença entre o custo total associado ao equipamento de compressão mecânica (M) e o custo associado ao equipamento referente ao ciclo oposto. Esta função, conforme Colle *et al.* (2003) é definida na forma que segue

$$LCS = P_1 Q_r \Delta t C_{E1} \left(\frac{1}{COP_M} - \frac{1}{COP_m} \right) - P_1 Q_r \Delta t C_{F1} (1-f) / COP - P_2 C_A A_C + P_2 (C_M - C_m - C_{EJ} - C_E) \quad (5)$$

onde P_1 é o fator de valor presente para série uniforme de pagamentos de despesa de energia elétrica ou de gás para aquecimento auxiliar, C_{E1} e C_{F1} são respectivamente o custo específico da energia elétrica e do gás natural no primeiro ano do período de análise econômica, P_2 é um fator de composição de custos financeiros referentes a amortização do financiamento da planta, seguro, depreciação, custo residual e outros custos menores associados ao capital, C_A é o custo do coletor por metro quadrado, C_M é o custo de capital referente a planta de compressão mecânica, C_m é o custo de capital do compressor, C_{EJ} é o custo de capital associado ao ejetor (inclui o custo do reservatório térmico, do gerador de vapor e do intercooler), C_E é o custo independente da área de coletor, Δt é o tempo de operação anual (todo o ano), A_C é a área de coletor em metro quadrado e f é a fração de energia solar anual estimada pelo método $f-\bar{\phi}$ - Chart. Conforme Colle et al. (2008) a fração f pode ser estimada considerando-se $T_{min} = T_g$. A (Eq. 4) pode ser reescrita na forma que segue

$$\ell = \alpha_E \left(\frac{1}{COP_M} - \frac{1}{COP_m} \right) - \alpha_F (1-f) / COP - a_c + d / C_A \quad (6)$$

onde $\ell = LCS / P_2 C_A Q_r \Delta t$, $\alpha_E = P_1 C_{E1} / P_2 C_A$, $\alpha_F = P_1 C_{F1} / P_2 C_A$, $d = (C_M - C_m - C_{EJ} - C_E) / Q_r \Delta t$, e $a_c = A_C / Q_r \Delta t$. A fração solar f depende da área A_c , do fator de ganho $F_R(\tau\alpha)_n$ e do fator de perda $F_R U_L$, que compõem a regressão linear da eficiência do coletor, de $COP(T_r, T_e, T_c, T_g)$ e da temperatura T_{min} . A viabilidade econômica do sistema é analisada em comparação ao limite para o qual $\ell = 0$.

Derivando-se a (Eq. 6) em relação a a_c chega-se a expressão que segue:

$$\alpha_F \frac{\partial f}{\partial a_c} = COP \quad (7)$$

A (Eq. 6) pode ser escrita na forma

$$a_{max} - a_c = \alpha_F (1-f) / COP \quad (8)$$

onde $a_{max} = \alpha_E (1/COP_{el} - 1/COP_m) + d / C_A$. Substituindo-se α_F da (Eq. 7) na (Eq. 8) obtém-se

$$(a_{max} - a_c) \frac{\partial f}{\partial a_c} = 1 - f \quad (9)$$

Derivando-se a (Eq. 6) relativamente a T_e chega-se a expressão que segue

$$\alpha_E = -\alpha_F \left[\frac{\partial f}{\partial T_e} / COP + (1-f) \frac{\partial COP}{\partial T_e} / COP^2 \right] / \left(\frac{\partial COP_m}{\partial T_e} / COP_m^2 \right) \quad (10)$$

A (Eq. 9) e a (Eq. 10) podem ser resolvidas em termos de a_c e T_e para α_E e α_F dados. Por outro lado, substituindo-se α_F da (Eq. 7) na (Eq. 8), através de $a_{m\acute{a}x}$ pode-se expressar o custo α_E como função de a_c e, por conseguinte, gerar curvas nas coordenadas α_E e α_F como lugar geométrico da condição segundo a qual $\ell = \partial \ell / \partial a_c = 0$. Semelhantemente, substituindo-se α_F na (Eq. 10) pode-se expressar α_E como função de a_c e, por conseguinte, gerar curvas segundo as quais $\partial \ell / \partial T_e = 0$, para T_e constante.

EXEMPLO ILUSTRATIVO

O presente caso refere-se a localidade de Manaus – Amazonas, para $Q_r = 3TR = 10,55kW$, $T_r = -5^\circ C$, $T_c = 35^\circ C$ e $T_g = 120^\circ C$. O coletor solar é do tipo evacuado com tubo de calor, cujos coeficientes de eficiência foram fornecidos pelo fabricante. Os custos de capital do sistema de compressão mecânica e coletores solares foram acessados no mercado, enquanto que o custo do ejetor foi arbitrado. A Fig. 2 ilustra geometricamente a raiz a_c para o valor de $a_{m\acute{a}x}$ correspondente ao exemplo numérico. As soluções viáveis são apresentadas no diagrama de viabilidade representado na Fig. 3.

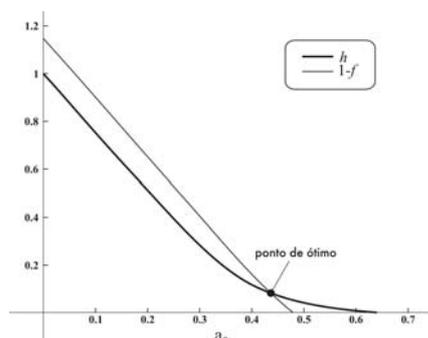


Fig. 2. Solução ótima para a_c , para dado valor de $T_e = 17$ e $\ell = 0$, onde $h = (a_{max} - a_c) \partial f / \partial a_c$, para o caso correspondente a Fig. 3.

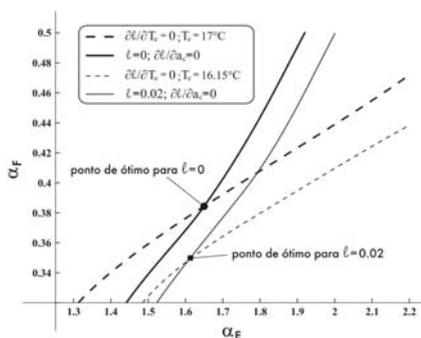


Fig. 3. Curvas de $\ell = \partial \ell / \partial a_c = 0$ e $\partial \ell / \partial T_e = 0$, para diferentes valores numéricos de d/C_A , $T_r = -5^\circ C$, $T_c = 35^\circ C$ e $T_g = 120^\circ C$

CONCLUSÕES

No exemplo aqui analisado, admitiu-se para COP_M um valor numérico próximo a unidade, número realista para ciclo de refrigeração operando entre -5°C e 40°C . Para o caso analisado, o COP_m atingiu valores da ordem de 5 e COP_{ej} valores da ordem de 0,65, enquanto que COP foi da ordem de 0,6, número comparável ao coeficiente de desempenho de chiller de absorção. Para o caso de custo $C_{E1} = \text{US\$ } 32/\text{GJ}$, $C_{F1} = \text{US\$ } 9/\text{GJ}$, $C_A = \text{US\$ } 200/\text{m}^2$, período da análise econômica igual a 20 anos, taxa de desconto igual a 8% e inflação igual a 3%, no caso de $d/C_A = 0$, a área ótima resultou em 130m^2 e a temperatura ótima em $16,15^{\circ}\text{C}$. A Fig. 3 nos mostra que o presente caso corresponde ao ponto localizado na região viável. Observe-se nesta figura que todos os casos correspondentes a pontos acima da curva de $\ell = 0$ são economicamente inviáveis. Vê-se também que quanto maior for o valor de d/C_A , maior será o espaço correspondente aos pontos de solução viável. Em outras palavras, para custo de energia elétrica fixo, maiores ganhos de capital, obtidos com a substituição do ciclo convencional pelo ciclo conjugado movido a energia solar e gás natural, resultam em soluções economicamente viáveis para maiores custos da energia do gás.

REFERÊNCIAS

- Sokolov, M. and Hershgal, D. (1993). Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner. *Solar Energy*, 51, 3, 183-194.
- Colle, S., and Vidal, H. (2004). Upper Bounds for Thermally Driven Cooling Cycles Optimization Derived from the f-phi Chart Method. *Solar Energy*, 76, 125-133.
- Vidal, H., Colle, S. and Pereira, G. S. (2006). Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 26, 663-672.
- Brandemuehl, M. J., and Beckman, W. A. (1979). Economic evaluation and optimization of solar heating systems. *Solar Energy*, 23, 1.
- Klein, S. A., and Beckman, W. A. (1979). A general design method for closed-loop solar energy systems. *Solar Energy*, 22, 269-282.
- Colle, S., Pereira, G. S., Vidal, H. and Escobar, R. (2008). On the validity of a design method for a solar assisted ejector cooling system. Aceito para publicação, *Solar Energy*.
- Alexis, G. K. and Rogdakis, E. D. (2003). A verification study of steam-ejector refrigeration model. *Applied Thermal Engineering*, 23, 29-36.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. and Petrenko, V., A. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22, 345-364.
- Eames, I. W. and Aphornratana, S., Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 18, 378-386.
- Tapia, G. I. M. (1997). *Otimização termoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão por ejetor auxiliado com energia solar*. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Orientador: Sergio Colle.
- Rademacher, R. (2008). *Software VapCyc*, Version 1.1.20081.312, Center for Environmental Energy Engineering, University of Maryland.
- Colle, S., Vidal, H., Tapia, G. I. M. and Silva, A. J. G. (2003). Thermoeconomic evaluation and optimization of solar assisted thermally driven cooling cycles-with irreversibility constraint. *Proceedings of Solar World Congress - ISES*, Göteborg.