

## DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO A GÁS NATURAL ASSOCIADO AO CICLO EJETOR – SOLAR

**Gabriel Ivan Medina Tapia**

Centro Universitário de Jaraguá do Sul, Cx. P. 251, 89.254-430 – Jaraguá do Sul – SC, Brasil  
[gmedinat@unerj.br](mailto:gmedinat@unerj.br)

**José Antônio Perrella Balestieri**

Universidade Estadual Paulista–Campus de Guaratinguetá, Av. Ariberto da Cunha, 133, 12516-410, Guaratinguetá – SP, Brasil  
[perrella@feg.unesp.br](mailto:perrella@feg.unesp.br)

**Sergio Colle**

Universidade Federal de Santa Catarina–Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. P. 476, 88.040-900, Florianópolis – SC, Brasil  
[colle@emc.ufsc.br](mailto:colle@emc.ufsc.br)

**Resumo.** A utilização de sistemas de cogeração conjugados a ciclos de ejeção solar pode se configurar como uma interessante proposta de integração de fontes renováveis e não renováveis de energia. A partir de um sistema híbrido, é possível estabelecerem-se estratégias operacionais que privilegiem o uso da fonte solar em detrimento do emprego do gás natural na parte do dia em que há disponibilidade da energia renovável. Este artigo dedica-se à otimização de um sistema de cogeração híbrido, estruturado a partir de um sistema de ejeção solar e turbina a gás. Uma análise termoeconômica para a otimização de sistemas térmicos complexos pela determinação matemática cuidadosa da função do sistema como um todo e de cada unidade individualmente é aqui apresentada para o sistema de cogeração proposto. A segunda lei da termodinâmica é considerada como sendo a ferramenta para a determinação do ótimo termodinâmico. Da análise teórica é desenvolvido um modelo matemático que usa conceitos da Análise Funcional Termoeconômica que permite encontrar os pontos ótimos de funcionamento dos coletores solares planos para a produção de energia motriz para operação do ciclo ejedor conjugado a uma unidade de cogeração.

*Palavras chave:* cogeração, ejedor, solar, termo-economia, análise funcional.

### 1. Introdução

O custo da refrigeração por compressão mecânica de vapores vem crescendo com o custo de geração de energia elétrica no mercado global. Duas tecnologias despontam como alternativas para a refrigeração por compressão mecânica, a refrigeração por absorção e a refrigeração por ejedor. Os coeficientes de desempenho (*COP*) desses ciclos são, em geral, menores que os coeficientes correspondentes aos ciclos de compressão mecânica, sendo que o *COP* do ciclo de ejedor é geralmente menor que o *COP* do ciclo de absorção, para iguais temperaturas dos reservatórios de calor (evaporador, condensador e gerador de vapor). Por outro lado, o ciclo de ejedor requer uma construção mais simples que o ciclo de absorção e opera com um único componente, podendo também operar com soluções multi-componentes (água – amônia, por exemplo) agregando a vantagem do ciclo de absorção, no que se relaciona ao ganho energético. O baixo *COP* e menores temperaturas de geração restringem o uso do ciclo naquelas situações de baixo custo de energia do gerador e baixas temperaturas. Essas situações favoráveis são encontradas em processos industriais que rejeitam calor com baixa temperatura, da ordem de 90°C e nas aplicações termo-solares com coletores planos de boa qualidade onde a temperatura característica é da ordem de 80°C. A vantagem da refrigeração assistida por energia solar é a efetividade da produção de refrigeração em relação à oferta de energia solar. A demanda de refrigeração e ar-condicionado é correlacionada com a carga térmica da edificação e com a temperatura ambiente, os quais dependem fundamentalmente da distribuição horária da irradiação solar. Tal característica torna a refrigeração termo-movida assistida por energia solar e ancorada no gás natural uma opção atraente para uso comercial e mesmo para refrigeração em regiões isoladas. Sendo o *COP* baixo, a viabilidade econômica da utilização dessa tecnologia é fortemente dependente do custo da energia auxiliar (provida pelo gás natural) e do custo de capital do sistema de aquecimento solar e do próprio equipamento de refrigeração com ejedor. Estudos de análise econômica e otimização, realizados por Medina Tapia (1997), Medina Tapia e Colle (2001a, 2001b, 2001c), sinalizam para situações favoráveis, sobretudo na circunstância de aumento de custo da energia elétrica. O estudo demonstra que o ganho na vida útil do sistema LCS (*Lifetime Cost Savings*) é suficiente para remunerar o capital necessário para aquisição do equipamento de refrigeração com ejedor, sendo que em muitos casos o benefício supera esse custo de capital.

O objetivo deste trabalho é sinalizar a viabilidade econômica da utilização de coletores solares planos, para produção de energia motriz de baixo custo para operação de ciclo ejedor, conjugado a unidade de cogeração através do método termoeconômico da Análise Funcional. A contribuição proporcionada por este trabalho está vinculada à otimização de sistemas solares conjugados a ciclos de cogeração que permitam usar parâmetros do melhor acoplamento dos sistemas.

## 2. Sistema de cogeração conjugado ao sistema ejetor-solar

O esquema apresentado na Fig.1 mostra o sistema de cogeração, composto por uma turbina de gás natural simples de ciclo aberto (ciclo Brayton), conjugado ao sistema ejetor-solar. A presente análise procura mostrar a possibilidade e as vantagens econômicas da otimização do sistema. O efeito da energia solar é reduzir o consumo do gás natural no período diurno quando a planta deve satisfazer a demanda da energia elétrica no horário de pico, principalmente na estação de verão. Admite-se que o consumo de gás é constante.

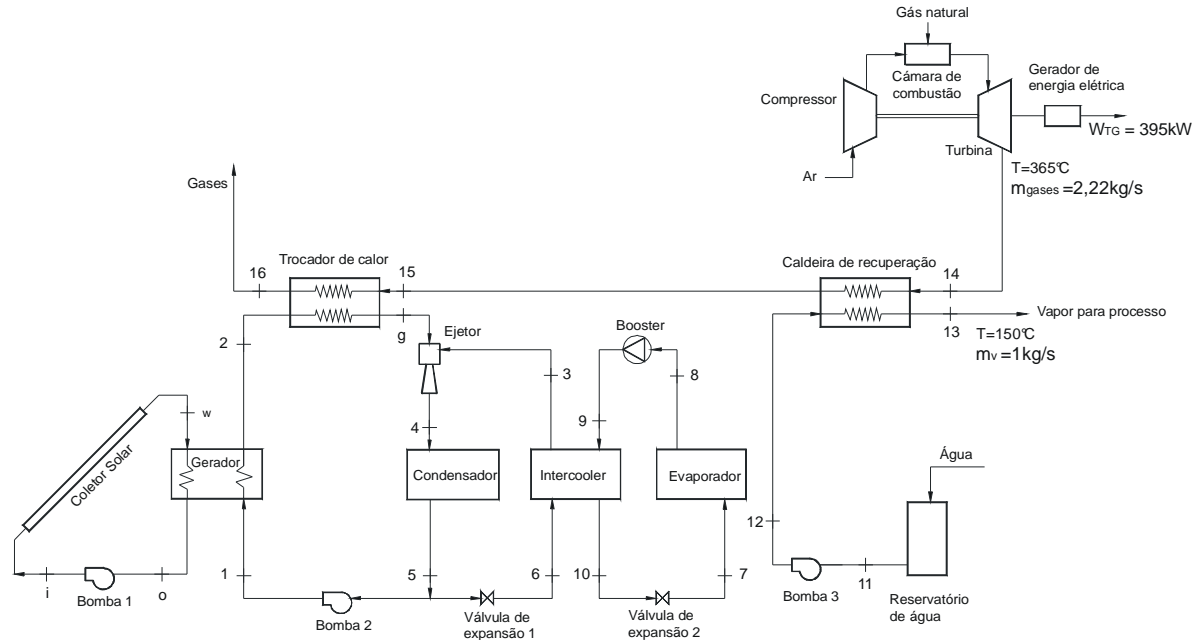


Figura 1. Esquema do sistema de cogeração conjugado ao ciclo ejetor-solar de dois estágios.

O calor auxiliar para a refrigeração do ciclo ejetor-solar de dois estágios provém do trocador de calor que aproveita a entalpia dos gases de descarga. A energia dos gases de descarga deverá reduzir o calor do processo em benefício da refrigeração, na circunstância da falta de energia solar. No período diurno, a energia auxiliar é reduzida na circunstância de haver oferta de energia solar para assistir o sistema ejetor-solar. A energia mecânica será produzida com energia elétrica da própria turbina a gás. O *booster* é usado com o propósito de diminuir a área de coletor solar e aumentar a eficiência térmica do sistema (Medina Tapia, 1997).

O sistema da Fig. 1 mostra que a energia dos gases de descarga é aproveitada primeiramente para gerar vapor para processo através da caldeira de recuperação, desta forma os gases de descarga, com temperatura menor, são aproveitados para assistir o sistema ejetor-solar.

## 3. Características gerais do sistema de cogeração proposto

O sistema consta de uma turbina a gás natural, com uma caldeira de recuperação para a produção de vapor para processo, um trocador de calor que conjuga o sistema ejetor e a turbina a gás.

No ciclo ejetor-solar de dois estágios, no caso de  $T_s = T_e$  e para as condições estudadas, o ótimo termodinâmico acontece quando  $\mu_w = 0,61$  (Medina Tapia, 2005) que corresponde a uma área de coletor solar de  $A_c \approx 179 \text{ m}^2$ , uma temperatura ótima de geração de  $T_g \approx 84^\circ\text{C}$ , e uma eficiência térmica do sistema de 6%. O rendimento pode ser melhorado aumentando o rendimento do coletor solar, isto implicaria em diminuir a temperatura de saída do coletor solar. A diminuição da temperatura de saída,  $T_g$ , implica num aumento da área do coletor solar para poder satisfazer a demanda de energia necessária para o sistema ejetor-solar.

Para aumentar o rendimento, e conseqüentemente diminuir a temperatura do coletor solar é necessário aumentar o valor de  $\mu_w$  e manter constante o valor de  $M$ . A variação de  $T_g$  em função de  $\mu_w$  é apresentada em Medina Tapia (2005). Observa-se que o aumento de  $\mu_w$  implica numa diminuição da área do coletor solar, mantendo constantes os outros parâmetros. Para chegar a temperatura de geração necessária  $T_g \approx 84^\circ\text{C}$  o sistema usa o calor dos gases de descarga uma vez que a temperatura de saída do coletor solar é inversamente proporcional ao aumento de  $\mu_w$ .

Como parte, também, desta análise foi realizada a escolha das turbinas indicadas na Tabela 1. Os valores apresentados na tabela são oriundos do catálogo *Gas Turbine World* (2001).

Tabela 1. Valores importantes de algumas turbinas a gás.

Modelo	Pot.no eixo (kW)	Eficiência (%)	Taxa de calor (MJ/kWh)	Fluxode exaustão (kg/s)	Temp. de exaustão (°C)
ST5	395	32,7	11,0	2,22	365
ST6L-721	508	23,4	15,4	3,00	514
ST6L-795	678	24,7	14,6	3,24	589
ST6L-813	848	26,0	13,8	3,92	566
ST6-90	1175	28,0	12,9	5,17	536
ST18A	1961	30,2	11,9	7,97	532

#### 4. Metodologia da análise funcional termoeconômica

A metodologia utilizada na análise funcional termoeconômica segue as seguintes etapas:

- i) identificação das funções do sistema de cogeração como um todo e de cada unidade individualmente;
- ii) construção do diagrama funcional termoeconômico;
- iii) Formulação do problema de otimização que envolve:
  - seleção de variáveis de decisão;
  - derivação das restrições (funções exergéticas de cada unidade);
  - derivação de funções de custo;
  - derivação da forma explícita das equações de otimização.
- iv) utilização do *software EES* (Klein e Alvaro, 2005) para resolver o sistema de equações de otimização.

##### 4.1. Diagrama funcional do sistema de cogeração

O diagrama funcional (Fig. 2) está composto de figuras geométricas representando as unidades e de uma rede de linhas representando as distribuições das funções unitárias em termos exergéticos, conforme sugere Frangopoulos (1983).

A definição do diagrama funcional do sistema é o primeiro passo para a aplicação da Análise Funcional Termoeconômica. O sistema é dividido em quinze unidades reais, correspondentes aos quinze principais componentes do sistema, além de três unidades virtuais (junção, ramificação e ponto de derivação).

Para compreender a transposição da Fig. 1 para a Fig. 2 é importante observar que os fluxos considerados referem-se aos incrementos exergéticos e não ao valor absoluto desta propriedade termodinâmica. É necessário salientar que uma seta apontando para uma unidade não necessariamente representa uma corrente (de massa, energia ou exergia) que adentra a unidade, como será visto adiante.

A notação adotada na Fig. 2,  $y$ , corresponde as funções exergéticas;  $y_{i,j}$ , a  $j$ -ésima entrada à  $i$ -ésima unidade;  $y_{i,k}$ ,  $k$ -ésima saída da  $i$ -ésima unidade;  $y_{o,k}$ ,  $k$ -ésima entrada ao sistema;  $y_{o,j}$ ,  $j$ -ésima saída do sistema.

Na simbologia, o ponto (.) entre os índices define as saídas das unidades e as entradas do sistema, enquanto a vírgula (,) define as entradas das unidades e as saídas para ambiente. Observe-se ainda que o primeiro índice refere-se a unidade, valendo zero para o ambiente exterior ao sistema.

No diagrama da Fig. 2 tem-se:

##### Unidades reais:

- |                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| 1 – turbina (escolhida de catálogo); | 9 – gerador (trocaador de calor);                |
| 2 – caldeira de recuperação;         | 10 – coletor solar;                              |
| 3 – trocador de calor;               | 11 – bomba do sistema solar;                     |
| 4 – ejetor;                          | 12 – bomba do ciclo ejetor;                      |
| 5 – condensador;                     | 13 – bomba para o processo;                      |
| 6 – <i>intercooler</i> ;             | 14 – válvula de expansão no ciclo ejetor;        |
| 7 – evaporador;                      | 15 – válvula de expansão no ciclo de compressão; |
| 8 – <i>booster</i> ;                 |  |

##### Unidades virtuais:

- 16 – junção, onde as funções de sistema solar e da turbina se associam;
- 17 – ramificação, onde a função da unidade 3 se distribui para o ciclo ejetor e outra parte para o ambiente (gases);
- 18 – onde a função da turbina se distribui para geração de eletricidade, unidade 2 e unidade 3.

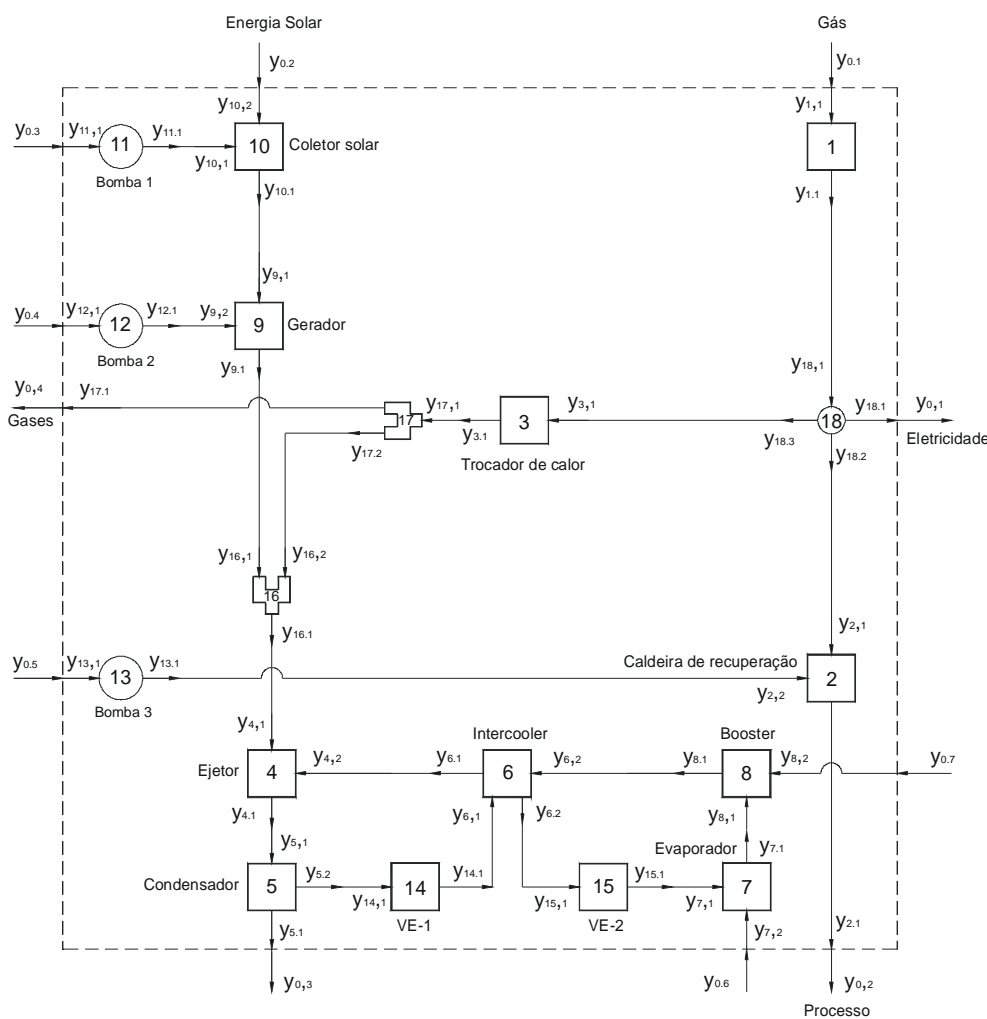


Figura 2. Diagrama funcional do sistema de cogeração.

## 5. Otimização do sistema proposto

O objetivo da otimização consiste na minimização do custo total de aquisição e operação do sistema. Como este sistema opera em paridade elétrica, isto é, a preocupação prioritária está no atendimento da curva de carga elétrica, pode ocorrer excedente ou déficit de energia térmica gerada; isto dependerá da estação do ano e também da turbina empregada.

### 5.1. Seleção das variáveis de decisão

No conjunto das possíveis variáveis de decisão,  $x$ , foram selecionadas a temperatura do *intercooler*;  $T_s$ ; área de coletor solar,  $A_c$ ; razão ótima ( $\omega$ ) entre os fluxos de massa no evaporador ( $\dot{m}_e$ ) e os fluxos de massa no gerador ( $\dot{m}_g$ ); razão ótima ( $M_s$ ) entre os fluxos de massa no evaporador ( $\dot{m}_e$ ) e os fluxos de massa no *intercooler* ( $\dot{m}_s$ ) (fluxo de massa no *intercooler*) e fluxo de massa  $\dot{m}_e$ , ou seja:

$$x = (T_s, A_c, \omega, M_s, \dot{m}_e) \quad (1)$$

O modelo de otimização buscará o melhor valor para cada variável independente, de forma a minimizar os custos anuais encerrados na função objetivo.

### 5.2. A função objetivo

A minimização dos custos anuais (US\$/ano) de investimento e operação do sistema de cogeração proposto pode ser escrita pela seguinte função objetivo:

$$\min_x C_T = Z_{TG}^a + Z_{CR}^a + Z_{TC}^a + Z_{EJ}^a + Z_C^a + Z_I^a + Z_E^a + Z_{BT}^a + Z_G^a + Z_{CS}^a + Z_{B1}^a + Z_{B2}^a + Z_{B3}^a + Z_{VE1}^a + Z_{VE2}^a + C_{0.1} + C_{0.2} + C_{0.3} + C_{0.4} + C_{0.5} + C_{0.6} + C_{0.7} - C_{0.1} - C_{0.2} - C_{0.3} - C_{0.4} \quad (2)$$

na qual:

$C_T$ - custo total anual, U\$/ano;	$Z_{VE1}^a$ - custo anual da válvula de expansão 1, U\$/ano;
$Z_{TG}^a$ - custo anual da turbina a gás, U\$/ano;	$Z_{VE2}^a$ - custo anual da válvula de expansão 2, U\$/ano;
$Z_{CR}^a$ - custo anual da caldeira de recuperação, U\$/ano;	$C_{0.1}$ - custo associado ao consumo de gás, U\$/ano;
$Z_{TC}^a$ - custo anual do trocador de calor, U\$/ano;	$C_{0.2}$ - custo associado ao consumo da energia solar, U\$/ano;
$Z_{EJ}^a$ - custo anual do ejetor, U\$/ano;	$C_{0.3}$ - custo associado ao consumo da bomba 1, U\$/ano;
$Z_C^a$ - custo anual do condensador, U\$/ano;	$C_{0.4}$ - custo associado ao consumo da bomba 2, U\$/ano;
$Z_I^a$ - custo anual do <i>intercooler</i> , U\$/ano;	$C_{0.5}$ - custo associado ao consumo da bomba 3, U\$/ano;
$Z_E^a$ - custo anual do evaporador, U\$/ano;	$C_{0.6}$ - custo associado ao consumo do evaporador, U\$/ano;
$Z_{BT}^a$ - custo anual do <i>booster</i> , U\$/ano;	$C_{0.7}$ - custo associado ao consumo do <i>booster</i> 1, U\$/ano;
$Z_G^a$ - custo anual do gerador, U\$/ano;	$C_{0.1}$ - renda associada a venda de eletricidade, U\$/ano;
$Z_{CS}^a$ - custo anual do coletor solar, U\$/ano;	$C_{0.2}$ - renda associada ou processo, U\$/ano;
$Z_{B1}^a$ - custo anual da bomba 1, U\$/ano;	$C_{0.3}$ - renda associada ao condensador, U\$/ano;
$Z_{B2}^a$ - custo anual da bomba 2, U\$/ano;	$C_{0.4}$ - renda associada aos gases residuais, U\$/ano.
$Z_{B3}^a$ - custo anual da bomba 3, U\$/ano;	

### 5.3. Determinação das expressões para as funções exergeticas do diagrama funcional e restrições

Para a determinação das funções exergeticas do diagrama funcional termoeconômico serão desprezadas as perdas através das tubulações pois estas não são significativas e não invalidam a análise de acordo com Frangopoulos (1983). Com base na Fig. 1 pode-se obter as expressões para as restrições exergeticas da Fig. 2 (diagrama funcional), na qual cada unidade presta a sua própria contribuição exergetica ao sistema.

Nas expressões deste artigo tem-se:

$$\psi_i - \text{exergia específica do ponto "i", dada por } \psi_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0);$$

$h_i$  - entalpia específica no ponto "i";

$s_i$  - entropia específica no ponto "i".

#### Unidade 1: Turbina a gás

O produto da turbina a gás é a potência total,

$$y_{1.1} = \eta_{mTG} W_{TG}, \quad (3)$$

na qual  $\eta_{mTG}$  e  $W_{TG}$  são oriundos de catálogo e nas condições normais do projeto, para isso emprega-se a exergia do combustível, aqui assumida como:

$$y_{1.1} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}. \quad (4)$$

#### Unidade 2: Caldeira de recuperação

O produto da caldeira de recuperação é o calor suprido para a geração de vapor,

$$y_{2.1} = \dot{m}_v [\psi_{13} - \psi_{11} + v_{11}(P_{13} - P_{11})], \quad (5)$$

para produzi-lo utiliza exergia térmica suprida pela turbina,

$$y_{2,1} = y_{18,2} = \dot{m}_{gases} (\psi_{14} - \psi_{15}), \quad (6)$$

e a exergia de pressão da bomba 3,

$$y_{2,2} = \dot{m}_v v_{11} (P_{13} - P_{11}). \quad (7)$$

### Unidade 3: Trocador de calor

O trocador produz exergia térmica (que eleva a temperatura do refrigerante),

$$y_{3,1} = y_{17,1} = \dot{m}_g (\psi_g - \psi_2), \quad (8)$$

utilizando também calor residual da turbina,

$$y_{3,1} = y_{18,3} = \dot{m}_{gases} (\psi_{15} - \psi_{16}). \quad (9)$$

### Unidade 4: Ejetor

O produto do ejedor é a variação de exergia no processo de compressão,

$$y_{4,1} = y_{5,1} = (\dot{m}_g + \dot{m}_s) \psi_4 - \dot{m}_s \psi_3 - \dot{m}_g \psi_g. \quad (10)$$

### Unidade 5: Condensador

O condensador produz,

$$y_{5,1} = (\dot{m}_g + \dot{m}_s)(h_4 - h_5), \quad (11)$$

$$y_{5,2} = y_{4,1} = \dot{m}_s (\psi_4 - \psi_5). \quad (12)$$

### Unidade 6: Intercooler

Os produtos do *intercooler* são:

$$y_{6,1} = y_{4,2} = \dot{m}_s (\psi_3 - \psi_6), \quad (13)$$

$$y_{6,2} = y_{15,1} = \dot{m}_e [\psi_{10} - \psi_9 + v_8 (P_9 - P_8)]. \quad (14)$$

usando:

$$y_{6,1} = \dot{m}_s (\psi_3 - \psi_6), \quad (15)$$

$$y_{6,2} = \dot{m}_e v_8 (P_9 - P_8). \quad (16)$$

### Unidade 7: Evaporador

O produto do evaporador é o calor tirado do ambiente,

$$y_{7,1} = y_{8,1} = \dot{m}_e (h_8 - h_7), \quad (17)$$

para produzi-lo emprega-se a exergia térmica,

$$y_{7,2} = \dot{m}_e (\psi_8 - \psi_7). \quad (18)$$

### Unidade 8: Booster

O produto do *booster* é exergia térmica,

$$y_{8,1} = \dot{m}_e (\psi_9 - \psi_8). \quad (19)$$

Para produzi-lo emprega-se:

$$y_{8,2} = W_{mec} = \dot{m}_e (h_9 - h_8) / \eta_{mBT} . \quad (20)$$

### Unidade 9: Gerador

O gerador produz exergia térmica,

$$y_{9,1} = y_{16,1} = \dot{m}_g [\psi_2 - \psi_1 + v_5 (P_2 - P_5)] , \quad (21)$$

usando exergia térmica associada ao calor entregue pelo coletor solar,

$$y_{9,1} = \dot{m}(\psi_w - \psi_0) , \quad (22)$$

e exergia de pressão da bomba 2,

$$y_{9,2} = \dot{m}_g v_5 (P_1 - P_5) . \quad (23)$$

### Unidade 10: Coletor solar

A exergia associada ao calor recebido no coletor solar é,

$$y_{10,1} = \dot{m} [\psi_w - \psi_i + v_0 (P_i - P_0)] , \quad (24)$$

usando exergia térmica entregue pela energia solar,

$$y_{10,2} = Q_u = bG_T A_c (T_{st} - T_w) , \quad (25)$$

e pela bomba 1,

$$y_{10,1} = y_{11,1} . \quad (26)$$

### Unidade 11: Bomba 1

O produto da bomba 1 é exergia térmica,

$$y_{11,1} = y_{10,1} = \dot{m}(\psi_i - \psi_0) . \quad (27)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{11,1} = W_{B1} = \dot{m}(h_i - h_0) / \eta_{mB1} . \quad (28)$$

### Unidade 12: Bomba 2

O produto da bomba 2 é exergia térmica,

$$y_{12,1} = y_{9,2} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_5) . \quad (29)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{12,1} = W_{B2} = \dot{m}_g (h_1 - h_5) / \eta_{mB2} . \quad (30)$$

### Unidade 13: Bomba 3

O produto da bomba 3 é exergia térmica,

$$y_{13,1} = y_{2,2} = \dot{m}_v (\psi_{12} - \psi_{11}) . \quad (31)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{13,1} = W_{B3} = \dot{m}_v (h_{12} - h_{11}) / \eta_{mB3} . \quad (32)$$

#### Unidade 14: Válvula de expansão 1

O produto da válvula de expansão 1 é:

$$y_{14,1} = y_{6,1} = \dot{m}_s (\psi_5 - \psi_6) . \quad (33)$$

#### Unidade 15: Válvula de expansão 2

O produto da válvula de expansão 2 é:

$$y_{15,1} = y_{7,1} = \dot{m}_e (\psi_{10} - \psi_7) . \quad (34)$$

#### Unidade 16: Junção

$$y_{16,1} = y_{4,1} = \dot{m}_g (\psi_g - \psi_5) , \quad (35)$$

$$y_{16,2} = y_{17,2} = \dot{m}_g [\psi_g - \psi_5 - \psi_2 + \psi_1 - v_5 (P_2 - P_5)] . \quad (36)$$

#### Unidade 17: Ramificação

$$y_{17,1} = y_{17,1} - y_{17,2} = \dot{m}_g [\psi_5 - \psi_1 + v_5 (P_2 - P_5)] . \quad (37)$$

#### Unidade 18: Partição

$$y_{18,1} = W_{TG} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{mec} , \quad (38)$$

$$y_{18,1} = y_{18,1} + y_{18,2} + y_{18,3} . \quad (39)$$

### 5.4. Expressões para as funções de custos

As expressões para as funções de custos são derivadas das equações apresentadas em Silveira (1990) e Holanda (2003). Estas equações referem-se as aquisições das unidades do sistema de cogeração proposto em bases anuais (US\$/ano) e considerando a taxa equivalente de manutenção.

#### Unidade 1: Turbina a gás

Para a turbina **ST5** (Tab.1), o custo aproximado é de US\$350.000,00, ou:

$$Z_{TG} = 886 \text{ US}/kW , \quad (40)$$

cujo valor foi extraído do catálogo *Gas Turbine World* (2001) para a turbina a gás indicada.

Sendo o custo anual:

$$Z_{TG}^a = f (1 + t_m) Z_{TG} y_{1,1} , \quad (41)$$

A taxa de manutenção,  $t_m$ , é considerada igual a 8%; o período de amortização,  $k$ , igual a 20 anos; e a taxa anual de juros,  $r$ , igual a 12%. O fator de anuidade é dado pela equação:

$$f = q^k (q - 1) / (q^k - 1) , \quad (42)$$

$$q = 1 + r/100 . \quad (43)$$

#### Unidade 2: Caldeira de recuperação

$$Z_{CR}^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{2,1}/A1)(h_{13} - h_{11})/\log(T_{13} - T_{11})]^{0,8} + 11820(y_{2,1}/A1) + 650 \dot{m}_{gases} , \quad (44)$$

$$A1 = \psi_{13} - \psi_{11} + v_{11}(P_{13} - P_{11}) . \quad (45)$$



**Unidade 3: Trocador de calor**

$$Z_{TC}^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{3,1}/A2)(h_g - h_2)/\log(T_g - T_2)]^{0,8} + 11820(y_{3,1}/A2) + 650\dot{m}_{gases}, \quad (46)$$

$$A2 = \psi_g - \psi_2. \quad (47)$$

**Unidade 4: Ejetor**

$$Z_{ej} = 10 U\$/kW, \quad (48)$$

$$Z_{ej}^a = f (1 + t_m) Z_{ej} y_{4,1}. \quad (49)$$

**Unidade 5: Condensador**

$$Z_C^a = 20,566 f (1 + t_m) (D1 y_{5,1}^{ST})^{0,55}, \quad (50)$$

$$D1 = (h_g - h_4)/(h_4 - h_5). \quad (51)$$

na qual  $y_{5,1}^{ST}$  e  $y_{5,1}$  encontram-se no sistema técnico, kcal/h.

**Unidade 6: Intercooler**

$$Z_I^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{6,1}/A3)(h_3 - h_6)/\log(T_3 - T_6)]^{0,8} + 11820(y_{6,1}/A3) + 650\dot{m}_e, \quad (52)$$

$$A3 = \psi_3 - \psi_6. \quad (53)$$

**Unidade 7: Evaporador**

$$Z_E^a = 20,566 f (1 + t_m) (D2 y_{7,1}^{ST})^{0,55}, \quad (54)$$

$$D2 = (h_9 - h_7)/(h_8 - h_7). \quad (55)$$

**Unidade 8: Booster**

$$Z_{BT}^a = f (1 + t_m) [6,522(y_{8,1}^{ST}/E_{BT})^{0,59} + 0,3264(y_{8,1}^{ST}/F_{BT})^{0,87}], \quad (56)$$

$$E_{BT} = \psi_9 - \psi_8, \quad (57)$$

$$F_{BT} = \eta_{mBT} \eta_{II BT}, \quad (58)$$

$$\eta_{II BT} = y_{8,1}/y_{8,2}. \quad (59)$$

**Unidade 9: Gerador**

$$Z_I^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{9,1}/A4)(h_2 - h_1)/\log(T_2 - T_1)]^{0,8} + 11820(y_{9,1}/A4) + 650\dot{m}, \quad (60)$$

$$A4 = \psi_2 - \psi_1. \quad (61)$$

**Unidade 10: Coletor solar**

$$Z_{coletor} = 100 U\$/m^2, \quad (62)$$

$$Z_{coletos}^a = 100 f (1 + t_m) A_c, \quad (63)$$

$$A_c = \dot{m}_e c_p / \omega M_s M (1 + \mu_w) F_R U_L, \quad (64)$$

na qual as variáveis  $\omega$  e  $M_s$  são oriundas de Medina Tapia (2005) da forma:

$$\omega = -0,01842 + 0,15568 e^{T_s/14,7}, \quad (65)$$

$$M_s = 0,76835 + 0,00421 T_s. \quad (66)$$

### Unidade 11: Bomba 1

$$Z_{B1}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{8.1}^{ST}/E_{BT})^{0.59} + 0,3264(y_{8.1}^{ST}/F_{BT})^{0.87}], \quad (67)$$

$$E1 = \psi_i - \psi_0, \quad (68)$$

$$F1 = \eta_{mB1} \eta_{II B1}, \quad (69)$$

$$\eta_{II B1} = y_{11.1}/y_{11,1}. \quad (70)$$

### Unidade 12: Bomba 2

$$Z_{B2}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{8.1}^{ST}/E_{BT})^{0.59} + 0,3264(y_{8.1}^{ST}/F_{BT})^{0.87}], \quad (71)$$

$$E2 = \psi_1 - \psi_5. \quad (72)$$

$$F2 = \eta_{mB2} \eta_{II B2}. \quad (73)$$

$$\eta_{II B1} = y_{12.1}/y_{12,1}. \quad (74)$$

### Unidade 13: Bomba 3

$$Z_{B3}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{13.1}^{ST}/E3)^{0.59} + 0,3264(y_{13.1}^{ST}/F3)^{0.87}], \quad (75)$$

$$E3 = \psi_{12} - \psi_{11}, \quad (76)$$

$$F3 = \eta_{mB3} \eta_{II B3}, \quad (77)$$

$$\eta_{II B1} = y_{13.1}/y_{13,1}. \quad (78)$$

### Unidade 14 e 15: Válvula de expansão

O custo das válvulas de expansão (tubos capilares) não será considerado na análise por representar valores pequenos comparados com as outras unidades.

### 5.5 Custo ou renda associada aos insumos

Os custos associados aos insumos (U\$/ano) necessários ao sistema do ambiente exterior podem ser determinados das seguintes equações:

#### Gás

$$C_{0.1} = (\$GN/PCI_{GN}) y_{0.1} t_{as}, \quad (79)$$

$$y_{0.1} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}. \quad (80)$$

na qual  $\$GN = 0,07$  U\$/kg,  $PCI_{GN} = 56738$  kJ/kg e  $m_{GN} = 0,02127$  kg/s.

Os valores do preço do gás natural ( $\$GN$ ) e do  $PCI_{GN}$  foram obtidos do site [www.comgas.com.br](http://www.comgas.com.br) em 25/02/2005. A vazão foi calculada para a turbina a gás selecionada usando a equação:

$$HR = \dot{m}_{GN} PCI_{GN} / W_{eixo}, \quad (81)$$

os valores de  $HR$  e  $W_{eixo}$  encontram-se documentados na Tab. 1.

#### Solar

$$C_{0.2} = c_{es} y_{0.2} t_{as} = 0. \quad (82)$$

#### Eletricidade

##### Bomba 1

$$C_{0.3} = c_{el,v} y_{0.3} t_{ah}. \quad (83)$$

**Bomba 2**

$$C_{0,4} = c_{el,v} y_{0,4} t_{ah} \cdot \quad (84)$$

**Bomba 3**

$$C_{0,5} = c_{el,v} y_{0,5} t_{ah} \cdot \quad (85)$$

**Evaporador**

$$C_{0,6} = 0. \quad (86)$$

**Booster**

$$C_{0,7} = c_{el,v} y_{0,7} t_{ah} \cdot \quad (87)$$

**Eletricidade vendida**

$$C_{0,1} = c_{el,v} y_{0,1} t_{ah} \cdot \quad (88)$$

sendo  $c_{el,v} = 0,027$  U\$/kWh (valor previsto no Ministério de Minas e Energia – Proinfa, 25 fevereiro 2005, e aqui tomado como referência)

**Processo**

$$C_{0,2} = c_v y_{0,2} t_{ah} \cdot \quad (89)$$

O cálculo do custo do vapor está baseado em Kotas (1995) adaptada de uma caldeira convencional para uma caldeira de recuperação. No caso assumido, realizando um volume de controle em torno da caldeira de recuperação da Fig. 1 tem-se:

$$c_v \dot{m}_v \psi_{13} + c_{GN} \dot{m}_{GN} \psi_{15} = c_v \dot{m}_v \psi_{12} + c_{GN} \dot{m}_{GN} \psi_{GN} + Z, \quad (90)$$

sendo  $\psi_{GN} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}$ ,  $Z = a^c \text{custo}_T / t_{ah}$  e  $a^c = r(1+r)^k / (1+r)^k - 1$ . Resultando em  $c_v = 0,01081$  U\$/kW .

**Condensador**

$$C_{0,3} = 0. \quad (91)$$

**Gases residuais**

$$C_{0,3} = 0. \quad (92)$$

sendo:

- $c_{el,v}$  - custo da eletricidade vendida;
- $t_{as}$  - tempo anual de funcionamento em segundos;
- $t_{ah}$  - tempo anual de funcionamento em horas.

O custo da externalidade da emissão de gases para a atmosfera,  $C_{0,4}$ , não será considerado neste trabalho, mas não representa qualquer dificuldade adicional para a solução do problema em questão.

**6. Resultados**

O desenvolvimento da Análise Funcional termoeconômica, vencida as eventuais complexidades do início, se revela como uma ferramenta poderosa de otimização. Este trabalho se limitou ao estudo da variação da temperatura no *intercooler* para três cenários de preços de gás natural e de venda da eletricidade (um assumido favorável, outro assumido como mais provável e outro como desfavorável). A capacidade de refrigeração, em todos os casos, foi mantida constante no valor de 10 TR, este valor foi escolhido como exemplo de aplicação.

Para obter os resultados desta metodologia desenvolveu-se um programa computacional no *EES*. O programa calcula os fluxos exergéticos incrementais, resolve as funções de custos e determina o valor da função objetivo.

A Fig. 3 mostra o efeito do aumento da temperatura do *intercooler* sobre o custo total no sistema. Pode-se observar que o sistema de cogeração tem menor custo quando a temperatura no *intercooler* aumenta. O efeito de venda da eletricidade a um preço maior também provoca um custo anual menor do sistema.

A Fig. 4 de forma similar mostra a variação do custo total anual em função da temperatura do *intercooler*, temperatura maiores no *intercooler* resultam em custo totais anuais menores. Também pode-se observar que, como era de se esperar, que custos menores de gás natural sempre resultam em benefício do sistema.

Na Fig. 5 é apresentada a área ótima necessária para uma capacidade de refrigeração de 10TR, pode-se observar, junto com as Figs 3 e 4, que para que o custo total do sistema seja menor, é necessário que o sistema ejetor-solar seja de dois estágios, isto implicaria em diminuir a área total de coletor solar pela ajuda na compressão do primeiro estágio com a inserção do *booster*.

A Fig. 6 mostra a variação do custo total do sistema em função da área do coletor solar, observa-se que uma área maior de coletor solar implica em maior custo, esta área pode ser reduzida usando um ciclo ejetor de dois estágios e escolhendo adequadamente a temperatura do *intercooler*.

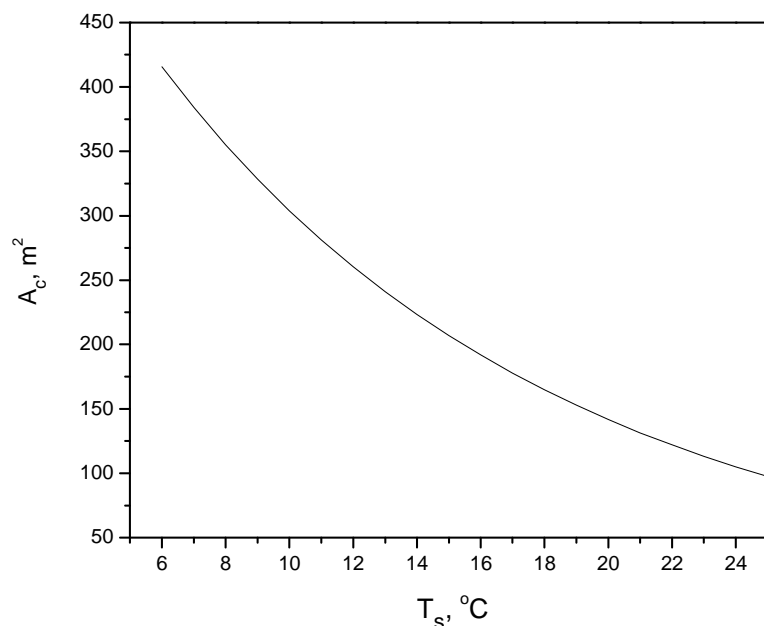


Figura 3. Variação da área de coletor do sistema em função da temperatura do *intercooler*.

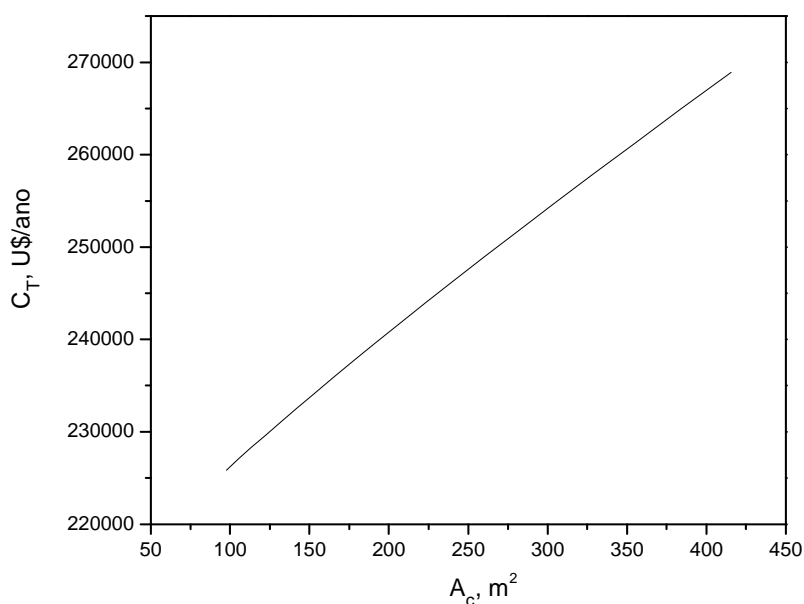


Figura 4. Variação do custo total em função da área de coletor solar,  $C_{el,v} = 0,027$  U\$/kWh e  $c_{GN} = 0,07$  U\$/kg.

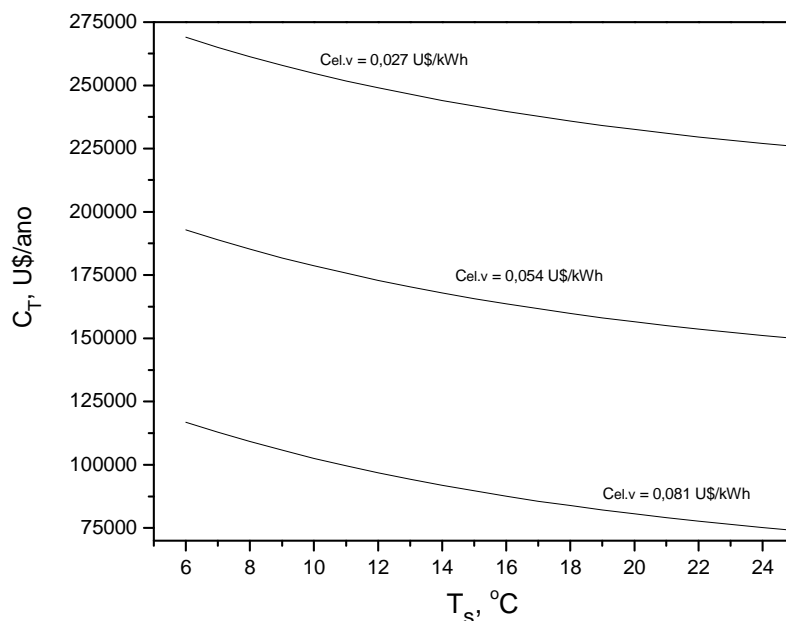


Figura 5. Variação do custo total do sistema em função da temperatura do *Intercooler* para diferentes custos de eletricidade vendida.

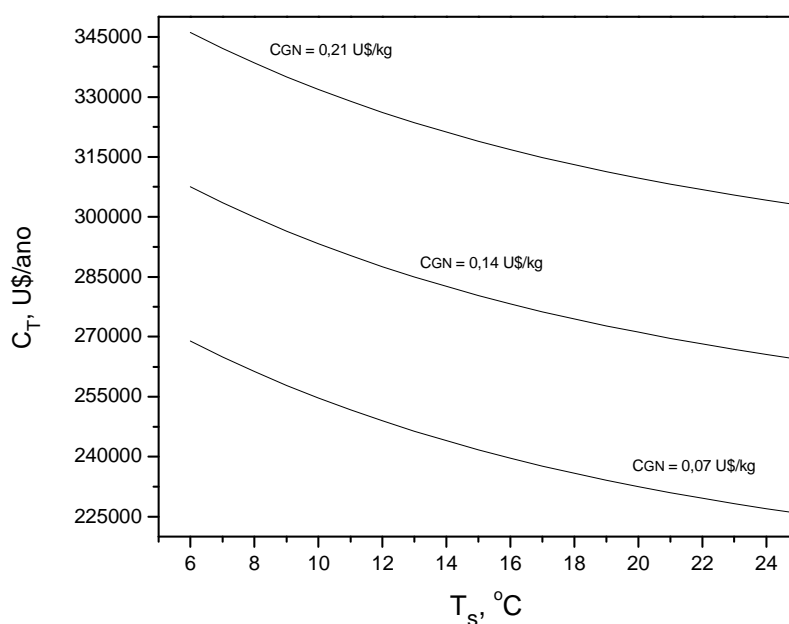


Figura 6. Variação do custo total do sistema em função da temperatura do *intercooler* para diferentes custos do gás natural.

## 7. Conclusões

A aplicação de um modelo de otimização econômica associado à análise termodinâmica revela-se uma ferramenta útil para a sua correta concepção e operação do sistema. Da análise teórica foi desenvolvido um modelo matemático que usa fundamentos da Análise Funcional Termoeconômica que permitiu encontrar os pontos ótimos de funcionamento dos coletores solares planos para a produção de energia motriz.

A análise termodinâmica funcional requer uma definição prévia da estrutura funcional, definidora da rede de trocas de insumos e produtos entre as unidades em que se divide o sistema. A representação gráfica, denominada diagrama funcional, facilita a interpretação da estrutura.

Do ponto de vista exergético observou-se que para que o custo total do sistema seja menor, é necessário que o ciclo ejetor seja de dois estágios. Com efeito, aumentando-se a temperatura do *intercooler* desloca-se a produção de refrigeração para o ciclo de compressão mecânica de vapores que é exergeticamente mais eficiente que o ciclo ejetor. A diminuição da temperatura do *intercooler* tem efeito inverso. Isto explica por que o custo exergético ótimo decresce com essa temperatura. Para temperaturas de *intercooler* excessivamente altas, o custo operacional aumenta o custo total pelo excesso de custo de energia elétrica. Temperaturas de *intercooler* excessivamente baixas por outro lado, diminuem consideravelmente o *COP* do ciclo ejetor e demandam, portanto, grandes áreas de coletor solar.

Resumindo, a análise desenvolvida mostrou-se satisfatória no que diz respeito à finalidade à qual o presente trabalho se propõe; possibilitou um entendimento da influência de alguns parâmetros relevantes no estudo do sistema de cogeração conjugado ao ciclo ejetor-solar. Finalmente, a aplicação prática desta metodologia desenvolvida será fundamental para a validação real e a determinação de seus limites operacionais.

## 8. Referências

- F-Chart Software, 1994; Engineering Equation Solver, Madison, USA.
- Frangopoulos, C. A., 1983; Thermoeconomics functional analysis : A method for optimal design or improvement of complex thermal systems, Ph. D., Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA.
- Holanda, M. R., 2003; Perspectiva de Cogeração com resíduos sólidos municipais sob a ótica da gestão ambiental, Tese, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, Brasil.
- Klein, S.A., Alvarado, F.L., 2005, F-chart Software, Engineering Equation Solver, Madison, Usa.
- Kotas, T. J., 1995; The exergy method of thermal plant analysis, Reprint ed., Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA.
- Medina Tapia, G. I., 1997; Otimização termoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão por ejetor auxiliado com energia solar, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Medina Tapia, G. I., 2005; Análise termoeconômica de um sistema de cogeração a gás natural cunjugado a ciclo ejetor-solar, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2000a; Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão com Ejetor Auxiliado por Energía Solar, Encit 2000, Porto Alegre-Brazil, October 3-6.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2000b; Optimización Termoeconómica del Ciclo de Refrigeración por Compresión por Ejetor Auxiliado con Energía Solar, COCIN-CONAE 2000, Valparaíso-Chile, October 10-13.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001a; Análise Termoeconômica Comparativa do Ciclo de Refrigeração com Ejetor movido com Energia Solar para os Fluidos R141b e R134a, CIDIM 2001, Mérida-Venezuela, October 23-26.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001b; Análise Termoeconômica Comparativa do Ciclo de Refrigeração com Ejetor movido com Energia Solar para os Fluidos R114 e R134a, COBEM 2001, Uberlândia-Brazil, November 26-30.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001c; Economical Optimization of an Enhanced Ejector Cooling Cycle Assisted by Solar Energy, ISES 2001, Adelaide-Australia, 25 November-2 December.
- Ministério de Minas e Energia, PROINFA (Programa de Incentivo as Fontes Alternativas de Energia Elétrica). Disponível em: < <http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 25 fevereiro 2005.
- Silveira, J. L., 1990; Estudo de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose, Dissertação de mestrado, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, Brasil.