

## ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS TÉRMICOS: DUAS DIFERENTES METODOLOGIAS

### Celso Eduardo Tuna

Unisal - Centro Universitário Salesiano do Estado de São Paulo  
Rua Dom Bosco, 284 - Lorena, SP - CEP 12570-000  
[ctuna@bol.com.br](mailto:ctuna@bol.com.br)

### José Luz Silveira

Unesp - Universidade Estadual Paulista - Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia  
Av. Ariberto Pareita da Cunha, 333 - Guaratinguetá, SP - CEP 12500-000  
[joseluz@feg.unesp.br](mailto:joseluz@feg.unesp.br)

**Resumo.** Neste trabalho, dois métodos de análise termoeconômica baseados na Segunda Lei da Termodinâmica e aplicados a quatro sistemas de cogeração são apresentados. A técnica desenvolvida tem como objetivo a minimização do custo global de aquisição e operação do sistema, denominado custo de produção exergética (CPE). O consumo de potência elétrica e vapor de processo são fixos. As equações que calculam os custos dos componentes e produtos do sistema são elaboradas em função das variáveis de decisão. O primeiro método é classificado como um método algébrico, e o segundo como um método funcional. As condições de operação do sistema de cogeração que resultam em um mínimo valor de CPE são apresentadas como conclusões finais.

**Palavras chave:** Termoeconomia, Exergia, Cogeração, Custos de Produção

### 1. Introdução

O desenvolvimento de técnicas de projeto de um sistema energético eficiente e de custo minimizado, é um dos maiores desafios dos engenheiros da área energética. Atualmente com os finitos recursos naturais e o aumento da demanda energética nos países em desenvolvimento, torna-se muito importante compreender os mecanismos que transformam recursos naturais em energia e desenvolver métodos de projeto destes sistemas, buscando a redução dos impactos ambientais. A segunda Lei da Termodinâmica combinada com a Engenharia Econômica representam ferramentas poderosas para o estudo e otimização destes projetos. Esta combinação forma a base do mais novo campo da termoeconomia, a exergoeconomia. Novas metodologias têm sido formuladas, dando forma a novos conceitos com suas próprias nomenclaturas, definições e aplicações.

Dentro do seu campo de aplicação podem-se citar a determinação do custo de utilidades como produto ou insumo em plantas de manufatura, bem como o custo da energia entre várias operações de um processo ou de um conversor de energia. Estes custos são aplicáveis em estudos de viabilidade, em decisões sobre o nível de investimentos, na comparação de técnicas alternativas e condições de operação, e na seleção econômica dos equipamentos durante uma instalação, troca ou expansão de um sistema energético (Silveira, 1996a e 1996b).

Neste trabalho, dois métodos de análise termoeconômica aplicados a sistemas de cogeração (produção de calor e potência) são apresentados. As técnicas desenvolvidas têm como objetivo a minimização do custo global de aquisição e operação do sistema empregando turbinas a vapor ou turbinas a gás, denominado EPC, e são aplicadas a uma planta química localizada no Estado de São Paulo. Esta planta apresenta uma demanda de 6000 kW de eletricidade e de vapor saturado distribuído em pressões de 0,25, 0,6 e 1,5 MPa e vazões de 0,278, 4,167, e 1,389 kg/s respectivamente.

### 2. O sistema de cogeração

Os métodos serão aplicados a quatro possíveis configurações de sistemas de cogeração. A primeira configuração (caso 1) consiste de uma turbina a vapor de contrapressão com duas extrações, fornecendo por completo apenas as necessidades de calor do processo. O caso 2 consiste de uma turbina a vapor de condensação, com três extrações, trabalhando em auto-suficiência com a planta. O caso 3, que também trabalha em auto-suficiência, consiste de uma turbina a gás associada a um pré-aquecedor de ar e uma caldeira de recuperação com queima suplementar. O caso 4 utiliza a mesma configuração do caso 3, mas sem queima suplementar. Nos casos 3 e 4 o vapor é gerado na caldeira de recuperação na pressão de 1,5 MPa e vazão de 5,834 kg/s, esse depois é distribuído por válvulas redutoras nas pressões e vazões necessárias. Os esquemas são mostrados a seguir. Os parâmetros fixos estão estabelecidos na Tab. (1).

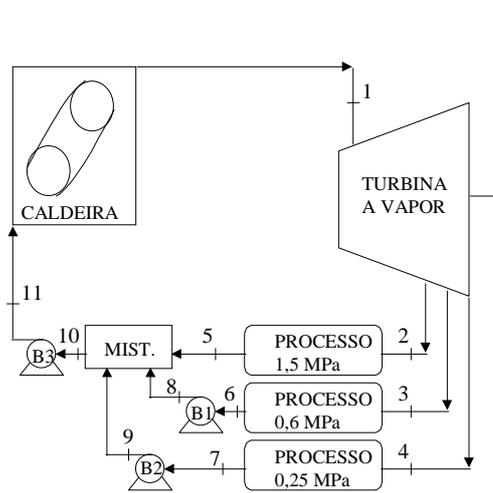


Figura 1 - Sistema de cogeração - Caso 1

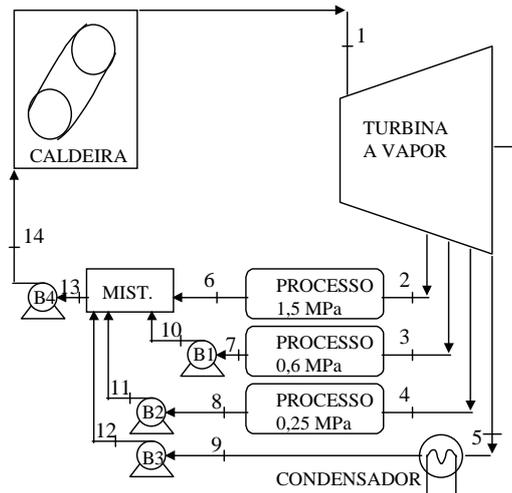


Figura 2 - Sistema de cogeração - Caso 2

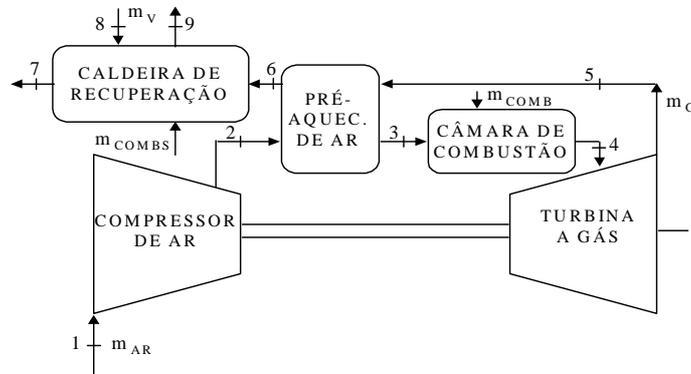


Figura 3 - Sistema de cogeração - Caso 3 e 4

Tabela 1 – Parâmetros Fixos

$\eta_{ISOCA}$	0,82	K [anos]	10
$\eta_{Qs}$	0,88	PCI [kJ/kg]	47.966
$\eta_{TV}, \eta_{TG}, \eta_{GER}$	0,98	$m_{v2}$ [kg/s]	1.389
$\eta_{ISOTV}, \eta_{ISOTG}, \eta_{ISOB}, \eta_{CAL}$	0,85	$m_{v3}$ [kg/s]	4.167
$\eta_{CC}$	0,95	$m_{v4}$ [kg/s]	0.278
$\eta_B$	0,70	$P_{el}$ [US\$/kWh]	0.070
$\eta_{PA}$	0,82	$P_{vel}$ [US\$/kWh]	0.030
$\Delta P_{CR}, \Delta P_{CC}$	0,05	$T_0$ [K]	298.15
$\Delta P_{PA}$	0,03	$P_0$ [MPa]	0.101325
H [h/ano]	8000	ir [%]	5.00
$\phi$	1.10	$T_{v1}$ [K]**	723.15
$c_{COMB}$ [US\$/kWh] PCI	0.01092	$P_{v1}$ [MPa]**	6.3
PC [anos]	1	$T_{G4}$ [°C]** Valero, A. (1994)	1200
$E_{req}$ [kW]	6000	Pr **	10
i [%]	6.00	R [kJ/kg.K]	0.286

\*\* não são valores fixos no método algébrico

### 3. Modelagem Econômica

Em ambas metodologias, os custos anuais dos equipamentos associados a aquisição e operação de cada componente da planta são estimados. As expressões de custo e fator de amortização são apresentadas. Seus formatos são largamente utilizados, (Frangopoulos, 1987, Lazzaretto & Macor, 1995, Valero, 1994), no entanto, alguns coeficientes foram adaptados a cotações efetuadas em fabricantes nacionais. Os novos coeficientes também levam em consideração os custos de montagem, instalações civis, elétricas e sistemas de controle.

$$I_{CAL} = 740.(m_v \cdot h_v)^{0,8} \cdot \exp\left(\frac{P-2}{14,29}\right) \exp\left(\frac{T-350}{446}\right) \quad (1)$$

$$I_{TV} = 6000.Ep^{0,7} \quad (2)$$

$$I_{PA} = 2290 \cdot \left(\frac{m_{AR} \cdot (h_3 - h_2)}{18 \cdot DMLT}\right)^{0,6} \quad DMLT = \frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_3)}{\ln\left[\frac{(T_6 - T_2)}{(T_5 - T_3)}\right]} \quad (3)$$

$$I_B = 3540.W_B^{0,71} \quad (4)$$

$$I_{CA} = \left(\frac{75.m_{AR}}{0,9 - \eta_{ISOCA}}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (5)$$

$$I_{CC} = \left(\frac{48,64.m_{AR}}{0,995 - \frac{P_4}{P_3}}\right) (1 + \exp(0,018.T_4 - 26,4)) \quad (6)$$

$$I_{TG} = \left(\frac{1536.m_G}{0,92 - \eta_{ISOTG}}\right) \ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right) (1 + \exp(0,036.T_4 - 54,4)). \quad (7)$$

$$I_{GER} = 60.Ep^{0,95} \quad (8)$$

$$I_{CR} = 4745 \cdot \left(\frac{Hv}{\log(T_6 - T_7)}\right)^{0,8} + 11820.m_v + 658.m_G \quad (9)$$

$$f = \left[\frac{q^{(k+PC)} - 1}{(1-q) \cdot q^{(k+PC)}} - \frac{q^{PC} - 1}{(1-q) \cdot q^{PC}}\right]^{-1} \quad (10)$$

$$q = \left(1 + \frac{i}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{ir}{100}\right) \quad (11)$$

### 3. Método Algébrico

As considerações adotadas são as seguintes: o sistema opera em regime permanente; os princípios de gás ideal são aplicados ao ar e aos produtos da combustão; a combustão na câmara de combustão é considerada completa; todos os componentes operam sem perda de calor, com exceção da câmara de combustão.

A metodologia é aplicada primeiramente para o caso 1, fig. (1), onde o custo da unidade de processo da planta química que consome vapor não é considerado. Portanto, o custo específico do vapor é igual ao total de capital gasto dividido por toda a energia consumida no processo e na produção de eletricidade. Para o caso 1 têm-se:

$$c_{Ve} = \frac{\phi.f.(I_{CAL} + I_B)}{H} + c_{COMB} \cdot E_{COMB} \quad (12)$$

$$m_1 \cdot e_1 - m_2 \cdot e_5 - m_3 \cdot e_6 - m_4 \cdot e_7$$

Na turbina a vapor, o custo da eletricidade produzida é o custo do fluxo de entrada adicionado ao custo do investimento e manutenção menos o custo dos fluxos de saída:

$$c_{ELE} = \frac{\phi.f.(I_{TV} + I_{GER})}{H.Ep} + \frac{c_{Ve} \cdot (m_1 \cdot e_1 - m_2 \cdot e_2 - m_3 \cdot e_3 - m_4 \cdot e_4)}{Ep} \quad (13)$$

onde:

$$Ep = (m_1 \cdot h_1 - m_2 \cdot h_2 - m_3 \cdot h_3 - m_4 \cdot h_4) \cdot \eta_{TV} \cdot \eta_{GER} - \sum W_B \quad (14)$$

e na base energética:

$$c_{vh} = \frac{\phi \cdot f \cdot (I_{CAL} + I_B)}{H} + c_{COMB} \cdot E_{COMB} \quad (15)$$

$$c_{vh} = \frac{\phi \cdot f \cdot (I_{TV} + I_{GER})}{H \cdot Ep} + \frac{c_{vh} \cdot (m_1 \cdot e_1 - m_2 \cdot e_2 - m_3 \cdot e_3 - m_4 \cdot e_4)}{Ep} \quad (16)$$

Desenvolve-se de modo análogo para um ciclo empregando turbina a gás, conforme mostrado na figura 3. Variam-se os valores da razão de pressão (Pr), da vazão dos gases ( $m_G$ ) e da temperatura dos gases de exaustão ( $T_5$ ).  $P_1$  e  $P_7$  estão na pressão ambiente, e  $\Delta P_{CC}$ ,  $\Delta P_{PA}$  e  $\Delta P_{CR}$  representam as perdas de pressão na câmara de combustão, no pré aquecedor de ar e na caldeira de recuperação, respectivamente. Portanto, a distribuição de pressão no sistema pode ser determinada. A temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina e o valor de  $\delta_G$ , que é a razão entre os calores específicos ( $C_p/C_v$ ) são definidas por (Cohen, 1989):

$$T_4 = \frac{T_5}{\left\{ 1 - \eta_{ISOTG} \cdot \left[ 1 - (Pr)^{\frac{1-\delta_G}{\delta_G}} \right] \right\}} \quad (17)$$

$$\delta_G(T) = \frac{1}{1 - \frac{R}{Cp_G(T)}} \quad (18)$$

A entalpia dos fluxos dos gases de combustão ( $i = 4, 5, 6, 7$ ) e o trabalho da turbina são:

$$h_i = Cp_G(T_i) \cdot (T_i - T_0) \quad (19)$$

$$W_{TG} = m_G \cdot (h_5 - h_4) \quad (20)$$

A temperatura do ar na saída do pré-aquecedor de ar ( $T_3$ ) é obtida pelo conceito de eficiência do regenerador, definido por:

$$T_3 = T_2 + \eta_{PA} \cdot (T_5 - T_2) \quad (21)$$

A temperatura  $T_2$  e a entalpia do ar nos pontos 2 e 3 são obtidas de:

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ISOCA}} \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\delta_{AR}-1}{\delta_{AR}}} - 1 \right] \right\} \quad (22)$$

$$\delta_{AR}(T) = \frac{1}{1 - \frac{R}{Cp_{AR}(T)}} \quad (23)$$

$$h_{2,3} = Cp_{AR}(T_{2,3}) \cdot (T_{2,3} - T_0) \quad (24)$$

As vazões de ar e de combustível são calculadas através da associação do princípio de conservação de massa com a primeira lei da termodinâmica:

$$m_{AR} = m_G - m_{COMB} \quad (25)$$

$$m_{COMB} = \frac{m_G \cdot (h_4 - h_3)}{PCI \cdot \eta_{CC} - h_3} \quad (26)$$

Agora, é possível determinar o trabalho do compressor:

$$W_{CA} = m_{AR} \cdot (h_2 - h_1) \quad (27)$$

As temperaturas dos fluxos 6 e 7 são dadas por:

$$T_6 = \frac{m_G \cdot Cp_G(T_5) \cdot T_5 - m_{AR} \cdot (h_3 - h_2)}{m_G \cdot Cp_G(T_5)} \quad (28)$$

$$T_7 = \frac{m_G \cdot Cp_G(T_6) \cdot T_6 - m_V \cdot (h_9 - h_8)}{m_G \cdot Cp_G(T_6)} \quad (29)$$

$T_7$  não pode ser menor do que 142 °C, porque abaixo dessa temperatura, alguns componentes dos gases de combustão podem condensar dentro da caldeira de recuperação, danificando o equipamento (Barclay, 1995); quando isso ocorre, uma queima suplementar é adotada e o calor fornecido por essa queima é determinado por:

$$Q_s = H_v - m_G \cdot Cp_G(T_6) \cdot (T_6 - T_7) \quad (30)$$

Finalmente, o custo específico exergetico do gás que sai da câmara de combustão, da eletricidade produzida e do vapor cogerao são:

$$c_{Ge} = \frac{E_{COMB} \cdot c_{COMB}}{m_G \cdot (e_4 - e_7)} \quad (31)$$

$$c_{ELE} = \frac{f \cdot \phi \cdot (I_{CA} + I_{PA} + I_{CC} + I_{TG} + I_{GER})}{H \cdot Ep} + \frac{c_{Ge} \cdot m_G \cdot (e_4 - e_6)}{Ep} \quad (32)$$

$$c_{Ve} = \frac{f \cdot \phi \cdot I_{CR}}{H \cdot E_V} + \frac{c_{Ge} \cdot m_G \cdot (e_6 - e_7)}{E_V} + \frac{E_{COMBQs} \cdot c_{COMB}}{E_V} \quad (33)$$

e na base energética:

$$c_{Gh} = \frac{E_{COMB} \cdot c_{COMB}}{m_G \cdot (h_4 - h_7)} \quad (34)$$

$$c_{ELh} = \frac{f \cdot \phi \cdot (I_{CA} + I_{PA} + I_{CC} + I_{TG} + I_{GER})}{H \cdot Ep} + \frac{c_{Gh} \cdot m_G \cdot (h_4 - h_6)}{Ep} \quad (35)$$

$$c_{Vh} = \frac{f \cdot \phi \cdot I_{CR}}{H \cdot H_v} + \frac{c_{Gh} \cdot m_G \cdot (h_6 - h_7)}{H_v} + \frac{E_{COMBQs} \cdot c_{COMB}}{H_v} \quad (36)$$

onde:

$$E_{COMB} = m_{COMB} \cdot PCI \quad (37)$$

$$Ep = (W_{TG} - W_{CA}) \cdot \eta_{GER} \cdot \eta_{TG} \quad (38)$$

$$E_{COMBQs} = \frac{Q_s}{\eta_{Qs}} \quad (39)$$

$$E_V = m_V \cdot (e_9 - e_8) \quad (40)$$

$$H_v = m_V \cdot (h_9 - h_8) \quad (41)$$

O custo de produção (CPE), função a ser minimizada, é definida pelo custo de produção de eletricidade adicionado ao custo do vapor consumido e ao custo da eletricidade comprada da concessionária em caso de déficit ou menos os ganhos recebidos no caso de venda de excedente. Portanto:

$$CPE = Ep \cdot c_{ELE} + (E_{req} - Ep) \cdot P_{el} + c_{Ve} \cdot E_V \quad (42)$$

$$CPE = Ep \cdot c_{ELE} - (Ep - E_{req}) \cdot P_{vel} + c_{Ve} \cdot E_V \quad (43)$$

e na base energética:

$$CP_h = Ep.c_{ELh} + (E_{req} - Ep).Pel + c_{vh}.Hv \quad (44)$$

$$CP_h = Ep.c_{ELh} - (Ep - E_{req}).Pvel + c_{vh}.Hv \quad (45)$$

A exergia do vapor é definida por (Moran & Sciubba, 1994):

$$e_i = [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (46)$$

A exergia do ar e dos gases de combustão são definidos por (Kotas, 1985):

$$e_i = Cp_{ar,G}(T_i) \left[ T_i - T_0 - T_0 \cdot \ln \left( \frac{T_i}{T_0} \right) \right] + R \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (47)$$

O calor específico do ar é uma função da temperatura (Moran & Shapiro, 1995):

$$Cp_{ar}(T) = 1,04841 - 0,000383719.T + \frac{9,45378.T^2}{10^7} - \frac{5,49031.T^3}{10^{10}} + \frac{7,92981.T^4}{10^{14}} \quad (48)$$

Com o objetivo de desenvolver uma função do calor específico dos gases de exaustão da turbina, adota-se a queima de gás natural proveniente da bacia de Campos (tabela 2), com excesso de ar de 100%, após o balanço estequiométrico determinou-se a porcentagem em massa de cada componente resultante desta reação (11,908 % de CO<sub>2</sub>, 4,496 % de H<sub>2</sub>O, 71,351 % de N<sub>2</sub>at, e 12,245 % de O<sub>2</sub>), resultando em uma relação de 54,082 kg ar / kg gás natural. Composto as equações de Cp dos gases componentes da mistura (Boehm, 1987) e aplicando as porcentagens em massa, tem-se:

$$Cp_G(T) = 0,991615 + \frac{6,99703.T}{10^5} + \frac{2,71298.T^2}{10^7} - \frac{1,22442.T^3}{10^{10}} \quad (49)$$

A minimização da função de custo é feita utilizando um programa escrito em linguagem FORTRAN. Nos casos 1 e 2, as propriedades termodinâmicas dos pontos foram calculadas utilizando uma subrotina denominada STEAM (Wylen et al., 1995), a faixa de temperatura e pressão de vapor vivo utilizada na otimização foi de 350 a 500 °C e 2 a 10 MPa, com intervalos de 10 unidades para a temperatura, e de 0,1 unidades para a pressão. Nos casos 3 e 4 a faixa de temperatura dos gases na saída da turbina foi de 450 a 600 °C, com intervalos de 5 unidades; a faixa de razão de pressão na turbina a gás foi de 8 a 15, com intervalos de 1 décimo; a faixa de vazão dos gases na turbina foi de 5 a 100 kg/s, com intervalos de 1 centésimo. A minimização foi elaborada calculando-se todos os custos de produção possíveis dentro dos intervalos determinados de cada variável. Em seguida, determina-se quais variáveis correspondem ao menor custo de produção observado.

Tabela 2 – Composição do Gás Natural  
Bacia de Campos ; Fonte – COMGÁS

Componente	% vol	% massa	PCI [kJ/kg]
CH <sub>4</sub>	89,35	80,92	50.000
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	8,03	13,64	47.525
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,78	1,94	46.390
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,07	0,23	45.775
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,01	0,04	45.400
CO <sub>2</sub>	0,48	1,20	-----
N <sub>2</sub>	1,28	2,03	-----
Total	100,00	100,00	47.966

### 3.1 Resultados

Os resultados para um período de amortização de 5 anos são mostrados na Tab. (3). A variação do custo de produção exergético em função do período de amortização é mostrado na Fig. (6). Observa-se que entre os sistemas de cogeração empregando turbina a vapor, a segunda configuração é mais econômica.

Observa-se que o custo de produção na base exergética é igual ao da base energética. Isso ocorre porque os custos de aquisição e operação são iguais, a diferença está no custo específico do vapor e da eletricidade. Na base exergética, o custo é o da energia disponível. A diferença entre esses custos deve ser ressaltada, pois no caso de uma venda de eletricidade, o seu preço deve ser baseado no custo específico na base exergética, já que eletricidade também é energia disponível.

Tabela 3: Resultados para k = 5 anos

Caso	1	2	Caso	3	4
T <sub>1</sub> [°C]	500	500	T <sub>5</sub> [°C]	600	600
P <sub>1</sub> [MPa]	5,7	6,4	Pr	10,7	9,5
CP <sub>h</sub> [US\$/h]	515,58	482,13	CP <sub>h</sub> [US\$/h]	359,12	349,46
CPE [US\$/h]	515,58	482,13	CPE [US\$/h]	359,12	349,46
Ep [kW]	2663	6000	Ep	6000	10700
c <sub>vh</sub> [US\$/kWh]	0,016	0,022	c <sub>vh</sub> [US\$/kWh]	0,015	0,013
c <sub>ELh</sub> [US\$/kWh]	0,026	0,032	c <sub>ELh</sub> [US\$/kWh]	0,030	0,032
c <sub>Ve</sub> [US\$/kWh]	0,035	0,039	c <sub>Ve</sub> [US\$/kWh]	0,035	0,026
c <sub>ELe</sub> [US\$/kWh]	0,050	0,053	c <sub>ELe</sub> [US\$/kWh]	0,034	0,035
m <sub>1</sub> [kg/s]	5,834	10,078	m <sub>G</sub> [kg/s]	20,38	38,09
m <sub>COMB</sub> [kg/s]	0,3883	0,701	m <sub>COMB</sub> [kg/s]	0,4893	0,6535

Para o caso 3, observa-se que quando se produz toda a potência elétrica necessária, o calor contido nos gases de exaustão da turbina não são suficientes para produzir na caldeira de recuperação todo o vapor de processo, necessitando de uma queima suplementar nessa última. No caso 4, como não há a queima suplementar na caldeira de recuperação, a vazão dos gases é aumentada, produzindo mais potência elétrica do que o necessário. Embora seja a configuração mais econômica, um estudo de viabilidade da venda do excedente elétrico é necessário. A variação do custo de produção em função do preço de venda desse excedente é mostrado na Fig. (5). Observa-se também que as temperaturas atingiram os valores máximos permitidos, enquanto as pressões não. Isso ocorre devido a uma influência bem maior da pressão nos custos de aquisição dos equipamentos do que a temperatura. Pressões maiores exigem equipamentos mais robustos, paredes mais espessas, etc.

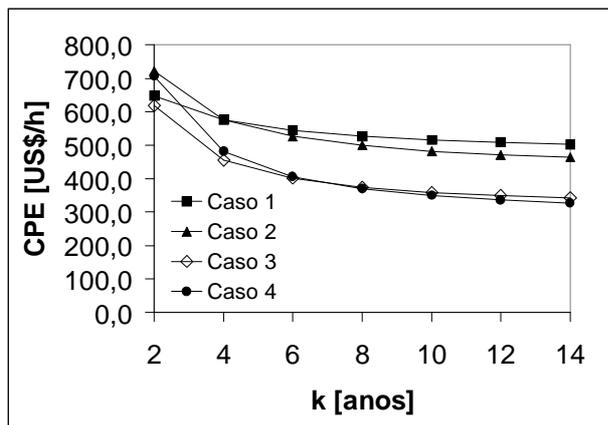


Figura. 4 – CPE [US\$/h] x k

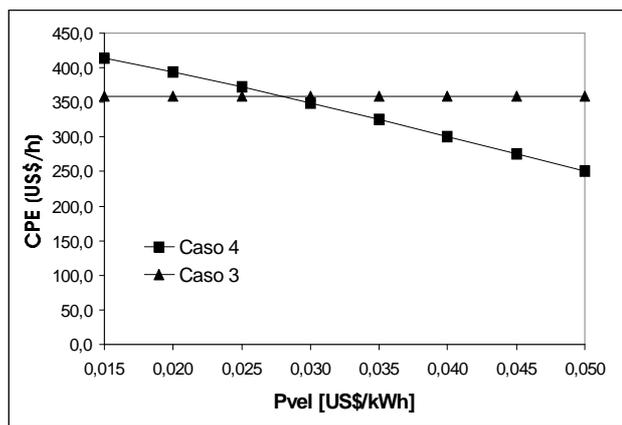


Figura. 5 – CPE [US\$/h] x Pvel[US\$/kWh]

#### 4. Método Funcional

O presente método combina a Segunda Lei da Termodinâmica com o conceito de exergia, associado a um estudo econômico de um sistema térmico. Para a análise das quatro configurações foram adotados os seguintes procedimentos:

- Identificação das funções do sistema de cogeração como um todo e para cada componente;
- Cálculo dos fluxos de entrada e saída de exergia de cada componente;
- Construção do diagrama funcional termoeconômico;
- Seleção dos parâmetros fixos e seus valores;
- Formulação da função de incremento exergético associada a entrada e saída de exergia em cada componente;
- Formulação da equação de custo de produção exergético.

Os cálculos dos fluxos exergéticos de entrada e saída de cada componente, a exergia do ar e dos gases de combustão, o calor específico do ar em função da temperatura, e o calor específico dos gases de combustão, são os mesmos do método algébrico.

##### 4.1 Diagrama Funcional Termodinâmico

O diagrama funcional de cada sistema de cogeração é composto de figuras representando cada componente e uma rede de linhas representando a distribuição funcional em termos exergéticos. A notação  $Y_{i,j}$  ( $j^a$  entrada do  $i^o$  componente) e  $Y_{i,k}$  ( $k^a$  saída do  $i^o$  componente) é utilizada por Frangopoulos (1987) e Silveira & Nogueira (1992). Note que é utilizado uma vírgula para identificar fluxo de entrada ( $Y_{i,j}$ ) e um ponto para fluxo de saída ( $Y_{i,k}$ )

Figuras 6 e 7 mostram o diagrama funcional do caso 1 e 2, respectivamente. A Fig. (8) representa o diagrama funcional dos casos 3 e 4.

Deve-se observar, para poder acompanhar o desenvolvimento desse método, que cada componente recebe um número de identificação e que a transposição das figuras 1, 2 e 3 (diagramas físicos) para as figuras 6, 7 e 8 (diagramas funcionais), que os fluxos considerados referem-se ao incremento exergético e não ao valor absoluto dessa propriedade termodinâmica.

A linha funcional de fronteira separa os suprimentos e os produtos do ambiente e deixa o processo do lado de fora.

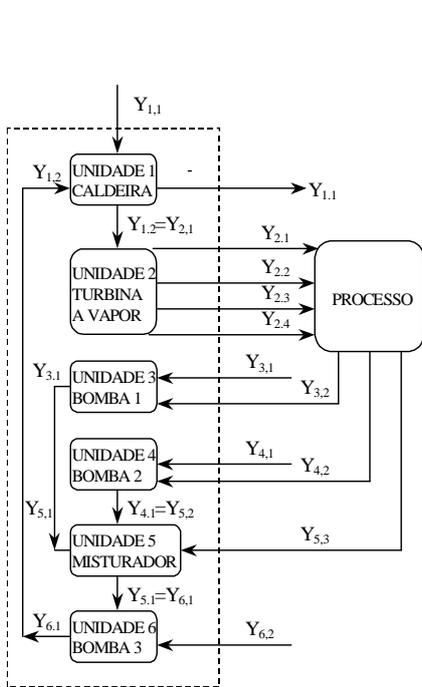


Figura 6 - Diagrama Funcional do Sistema de Cogeração - Caso 1

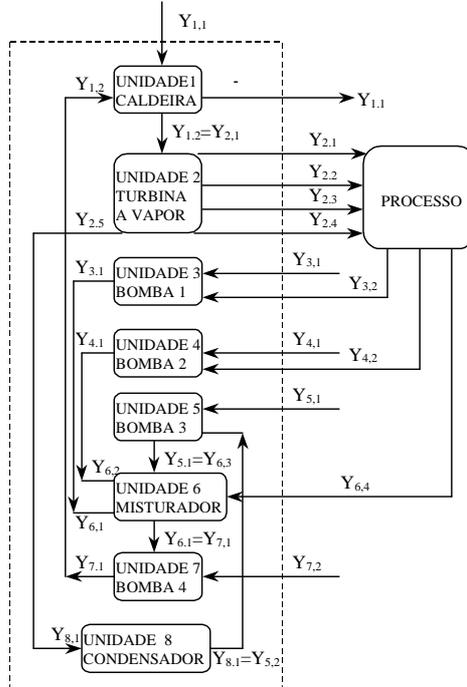


Figura 7 - Diagrama Funcional do Sistema de Cogeração - Caso 2

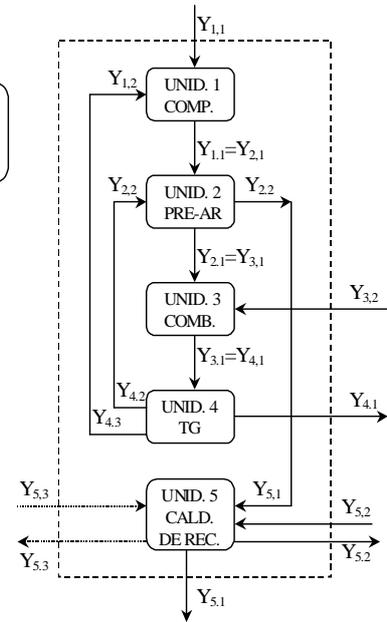


Figura 8 - Diagrama Funcional do Sistema de Cogeração - Caso 3

#### 4.2 Função de Incremento Exergético

Dos diagramas físicos (Figuras 1,2 e 3) e dos valores das propriedades termodinâmicas dos fluxos de entrada e saída de cada componente, é possível obter as funções de incremento exergético associadas ao diagrama funcional termodinâmico (Figuras 6,7 e 8). As expressões dessas funções são:

Caso 1

Unidade 1: Caldeira

$$Y_{1,1} = E_{\text{COMB}} = m_{\text{COMB}} \cdot \text{PCI} \quad (50)$$

$$Y_{1,2} = m_v \cdot (e_{11} - e_{10}) \quad (51)$$

$$Y_{1,1} = E_G = m_G \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (52)$$

$$Y_{1,2} = m_v \cdot (e_1 - e_{11}) \quad (53)$$

Unidade 2: Turbina a Vapor

$$Y_{2,1} = Y_{1,2} \quad (54)$$

$$Y_{2,1} = E_p \quad (55)$$

$$Y_{2,2} = m_2 \cdot (e_1 - e_2) \quad (56)$$

$$Y_{2,3} = m_3 \cdot (e_1 - e_3) \quad (57)$$

$$Y_{2,4} = m_4 \cdot (e_1 - e_4) \quad (58)$$

Unidade 3: Bomba 1 (no cálculo do trabalho já está incluída a sua eficiência)

$$Y_{3,1} = W_{B1} \quad (59)$$

$$Y_{3,2} = m_3 \cdot (e_3 - e_6) \quad (60)$$

$$Y_{3,1} = m_3 \cdot (e_8 - e_6) \quad (61)$$

Unidade 4: Bomba 2 (no cálculo do trabalho já está incluída a sua eficiência)

$$Y_{4,1} = W_{B2} \quad (62)$$

$$Y_{4,2} = m_4 \cdot (e_4 - e_7) \quad (63)$$

$$Y_{4,1} = m_4 \cdot (e_9 - e_7) \quad (64)$$

Unidade 5: Misturador

$$Y_{5,1} = Y_{3,1} \quad (65) \quad Y_{5,2} = Y_{4,1} \quad (66)$$

$$Y_{5,3} = m_2 \cdot (e_2 - e_5) \quad (67) \quad Y_{5,1} = m_2 \cdot e_5 + m_3 \cdot e_8 + m_4 \cdot e_9 - m_1 \cdot e_{10} \quad (68)$$

Unidade 6: Bomba 3

$$Y_{6,1} = Y_{5,1} \quad (69) \quad Y_{6,2} = W_{B3} \quad (70)$$

$$Y_{6,1} = Y_{1,2} \quad (71)$$

CASO 2: para esse caso as expressões são similares às dos caso 1.

CASO 3

Unidade 1: Compressor de Ar

$$Y_{1,1} = E_{AR} = 0 \quad (72) \quad Y_{1,2} = Y_{4,3} = W_{CA} \quad (73)$$

$$Y_{1,1} = m_{AR} \cdot (e_2 - e_1) \quad (74)$$

Unidade 2: Pré-Aquecedor de Ar

$$Y_{2,1} = Y_{1,1} \quad (75) \quad Y_{2,2} = Y_{4,2} \quad (76)$$

$$Y_{2,1} = m_{AR} \cdot (e_3 - e_2) \quad (77) \quad Y_{2,2} = m_G \cdot (e_5 - e_6) \quad (78)$$

Unidade 3: Câmara de Combustão

$$Y_{3,1} = Y_{2,1} \quad (79) \quad Y_{3,2} = E_{COMB} = m_{COMB} \cdot PCI \quad (80)$$

$$Y_{3,1} = m_G \cdot e_4 - m_{AR} \cdot e_3 \quad (81)$$

Unidade 4: Turbina a Gás

$$Y_{4,1} = Y_{3,1} \quad (82) \quad Y_{4,1} = E_p \quad (83)$$

$$Y_{4,1} = m_G \cdot (e_4 - e_5) \quad (84) \quad Y_{4,3} = W_{CA} \quad (85)$$

Unidade 5: Caldeira de Recuperação de Calor

$$Y_{5,1} = Y_{2,2} \quad (86) \quad Y_{5,2} = m_v \cdot e_8 \quad (87)$$

$$Y_{5,3} = E_{COMB, QS} = m_{COMB, QS} \cdot PCI \quad (88) \quad Y_{5,1} = m_G \cdot (e_6 - e_7) \quad (89)$$

$$Y_{5,2} = m_v \cdot (e_9 - e_8) \quad (90) \quad Y_{5,3} = m_G \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (91)$$

CASO 4: Igual ao caso 3, a única diferença está na unidade 5. O caso 4 não possui queima suplementar na caldeira, portanto, essa unidade não possui  $Y_{5,3}$  e  $Y_{5,3}$ .

### 4.3 Equações de Custo Termoeconômico

As equações do custo de produção (CPE) são iguais às do método algébrico. Portanto:

$$EPC = E_p \cdot c_{EL} + c_v \cdot E_v + (E_{req} - E_p) \cdot P_{el} \quad (92)$$

$$EPC = E_p \cdot c_{EL} + c_v \cdot E_v - (E_p - E_{req}) \cdot P_{el} \quad (93)$$

As expressões dos custos específicos de vapor e de eletricidade variam de acordo com a configuração. Para o caso 4 o custo do vapor é determinado através do custo do fluxo de entrada de combustível menos os custos referentes a produção de potência elétrica (turbina, pré-aquecedor de ar e compressor), portanto:

$$c_v = \frac{I_{CR} \cdot f \cdot \phi}{H \cdot Y_{5,2}} + \frac{c_{COMB} \cdot (Y_{3,2} - Y_{4,1} - Y_{4,3} - Y_{2,1})}{Y_{5,2}} \quad (94)$$

$$c_{EL} = \frac{(I_{PL} - I_{CR}) \cdot f \cdot \phi}{H \cdot Y_{4,1}} + \frac{c_{COMB} \cdot (Y_{3,2} - Y_{2,2})}{Y_{4,1}} \quad (95)$$

#### 4.4 Resultados

A Tab. (4) mostra os custos específicos dos produtos da cogeração e o valor do custo de produção exergetico (CPE) para cada caso. Nota-se que os valores dos custos específicos de produção de vapor e de eletricidade são diferentes dos resultados do método anterior (algébrico). Isso ocorre porque para o método algébrico, os parâmetros temperatura e pressão de vapor na saída da caldeira nos casos 1 e 2, e temperatura dos gases de exaustão e razão de pressão na turbina a gás nos casos 3 e 4, são variáveis, e conseqüentemente resultaram em valores diferentes aos atribuídos para o método funcional, que nesse último são fixos.

Tabela 4 - Resultados: k = 10 anos

Caso	$c_v$ [US\$/kWh]	$c_{EL}$ [US\$/kWh]	CPE [US\$/h]
1	0.0381	0.0594	545.13
2	0.0371	0.0616	518.39
3	0.0406	0.0326	376.56
4	0.0263	0.0326	324.20

Nesse estudo, o sistema mais econômico é o caso 4. Esse resultado está associado ao nível de irreversibilidade de cada configuração e outros parâmetros como o preço de venda de eletricidade e o nível de investimento da planta. O caso 4 pode ser individualmente minimizado variando os valores da temperatura dos gases de exaustão, a razão de pressão e a vazão dos gases da turbina, e preço de venda da eletricidade excedente.

#### 5. Conclusão

O método de otimização econômica associado com a análise termodinâmica, vencida as eventuais complexidades do início, revela-se como uma ferramenta poderosa para uma concepção correta de investimento e das condições de operação do sistema de cogeração proposto.

A aplicação dos métodos desenvolvidos para outras configurações e outras plantas industriais é possível e evidente. Pode-se aplicá-los em sistemas de refrigeração por absorção, motores de combustão interna, sistemas de distribuição de vapor, etc.

Como conclusão final, os dois métodos demonstraram que o caso 4, sistema de cogeração empregando turbina gás associada a uma caldeira de recuperação de calor sem queima suplementar e com pré-aquecedor do ar de combustão, é o mais econômico nos termos do custo de produção exergetico (CPE).

#### 6. Referências

- Barclay, F. J. (1995), "Combined Power and Process - an Exergy Approach". London: Mechanical Engineering Publications Limited.
- Boehm, R. F. (1987), "Design Analysis of Thermal Systems". New York: John Wiley & Sons.
- Cohen, H. et. al. (1989), "Gas Turbine Theory". Singapore: Logman Singapore Publishers Ltd.
- Frangopoulos, C.A. (1987), "Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization". Energy, vol. 12, 563-571.
- Kotas, T. J. (1985), "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis". Great Britain: Anchor Brendon Ltd.
- Lazzaretto, A., Macor, A. (1995), "Direct Calculation of Average and Marginal Costs from the Productive Structure of an Energy System". Journal of Energy Resources Technology, vol. 117, 171-178.
- Moran, M., Sciubba, E. (1994), "Exergy Analysis: Principles and Practice. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power", vol. 116, 285-290.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. (1995), "Fundamentals of Engineering Thermodynamics". New York: John Wiley & Sons.
- Silveira, J. L. et. al. (1996), "Thermoeconomic Analysis: A Criterion for the Selection of Cogeneration Systems", 1996 International Mechanical Engineering Congress and Exposition - ASME Symposium On Thermodynamics and Design, Analysis and Improvement of Energy Systems, Vol.36, 253-240, Atlanta, U.S.A..
- Silveira, J. L., Nogueira, L. A. H. (1992), "Thermoeconomic Functional Analysis Applied in Cogeneration System Associated to Cellulose Plants". Proceedings of ECO'92 - On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems. 381-386, ASME, Zaragoza, Spain.
- Valero, A. et. al. (1994), "CGAM Problem: Definition and Conventional Solution", Energy, v.19, 279-286.
- Wylen, G.V. et. al. (1994), "Fundamentals of Classical Thermodynamics". New York: John Wiley & Sons.

## 7. Simbologia

C	Custo (US\$/h)	K	Período de amortização (anos)
c	Custo específico (US\$/kWh)	m	Vazão (kg/s)
C <sub>p</sub>	Calor específico a pressão constante	P	Pressão (MPa)
C <sub>p̄</sub>	Calor específico médio	PCI	Poder calorífico inferior (kJ/kg)
CP	Período de Construção (anos)	Pel	Preço da eletricidade (US\$/kWh)
C <sub>v</sub>	Calor específico a volume constante	Pr	Razão de pressão
CPE	Custo de produção exergetico (US\$/h)	Pvel	Preço de venda da eletricidade (US\$/kWh)
DMLT	Diferença média logarítmica de temperatura	Q <sub>s</sub>	Calor da queima suplementar (kW)
e	Fluxo de exergia (kJ/kg)	R	Constante universal dos gases (kJ/kg.K)
E	Exergia (kW)	s	Entropia (kJ/kg)
Ep	Potência gerada (kW)	T	Temperatura (°C)
Ereq	Potência requerida (kW)	W	Trabalho (kW)
f	Fator de anuidade	φ	Fator de Manutenção
H	Período de operação (h/ano)	δ	Razão dos calores específicos
h	Entalpia (kJ/kg)	η	Eficiência
H <sub>v</sub>	Entalpia transferida ao vapor (kW)	ΔP	Perda de pressão
I	Investimento do equipamento (US\$)	Y	Função de incremento exergetico [kW]
i	Taxa de juros (%/ano)	Y <sub>i,j</sub>	j <sup>a</sup> entrada do i <sup>o</sup> componente
ir	Inflação (%/ano)	Y <sub>i,k</sub>	j <sup>a</sup> saída do i <sup>o</sup> componente
<b>Subscritos</b>			
0	Ambiente	GER	Gerador
B	Bomba	h	Base energética
CA	Compressor de ar	i	i <sup>o</sup> fluxo
CAL	Caldeira	ISO	Isoentrópico
CC	Câmara de combustão	PA	Pré-aquecedor de ar
COMB	Combustível	PL	Planta de Cogeração
COND	Condensador	Q <sub>s</sub>	Queima suplementar
CR	Caldeira de recuperação de calor	TG	Turbina a gás
e	Base exergetica	TV	Turbina a vapor
EL	Eletricidade	V	Vapor
G	Gases de combustão		

## THERMOECONOMIC ANALYSIS OF THERMAL SYSTEMS: TWO DIFFERENT METHODOLOGIES

### Celso Eduardo Tuna

Unisal - Centro Universitário Salesiano do Estado de São Paulo  
 Rua Dom Bosco, 284 - Lorena, SP - CEP 12570-000  
[ctuna@bol.com.br](mailto:ctuna@bol.com.br)

### José Luz Silveira

Unesp - Universidade Estadual Paulista - Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia  
 Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - Guaratinguetá, SP - CEP 12500-000  
[joseluz@feg.unesp.br](mailto:joseluz@feg.unesp.br)

**Abstract.** In this paper, two thermoeconomic analysis methods based on the Second Law of Thermodynamics, which are applied to analyze four cogeneration systems, are presented. The objective of the developed techniques is to minimize the operating costs of the cogeneration plant, namely Exergetic Production Cost (EPC). Fixed rates of electricity production and process steam in exergy base are assumed. The equations for calculating the capital costs of the components and products are formulated as a function of the decision variables. The first method is classified as an algebraic one, and the second as a functional one. The conditions, which establish the minimum cost, are presented as final conclusions.

**Keywords:** Thermoeconomic, Exergy, Cogeneration, Production Cost