



## **Análise Energética e Exergética em Caldeira de Recuperação**

**Marcelo Modesto – marcelom@fem.unicamp.br**

**Sílvia A. Nebra – sanebra@fem.unicamp.br**

**Departamento de Energia**

**Faculdade de Engenharia Mecânica**

**Universidade Estadual de Campinas**

**C.Postal 6122 Cep 13083-970 – Campinas – S.P.**

Resumo: O sistema de potência composto de uma turbina a gás juntamente com uma turbina a vapor, sistema este chamado de ciclo combinado é atualmente o ciclo de geração de potência com maior eficiência. Componente fundamental deste ciclo é o equipamento conhecido como caldeira de recuperação (*Heat Recovery Steam Generator – HRSG*). Tem por função fazer a recuperação da energia dos gases de combustão quentes que deixam a turbina a gás, para geração de vapor, para um ciclo de potência *Rankine* ou para processo, num sistema de cogeração. Este trabalho tem por objetivo realizar uma análise energética e exergética numa caldeira de recuperação utilizada num projeto de sistema de turbina a gás que utiliza a caldeira de recuperação para geração de vapor. Este sistema de cogeração opera em dois tipos e ciclos: simples e *STIG*. O trabalho terá como objetivo o estudo de cada componente do equipamento como economizador, desaerador, evaporador e superaquecedor, identificando as irreversibilidades de cada um e sua influência na irreversibilidade total da caldeira, operando com os dois ciclos citados. A análise energética e exergética permitem construir um diagnóstico do desempenho térmico da caldeira, permitindo identificar onde se deve executar melhorias no equipamento para aumentar a sua performance.

Palavras-chave: *Análise energética-exergética, caldeira de recuperação.*

### **1. INTRODUÇÃO**

A geração de energia elétrica via termoeletricas, tornou-se um negócio viável a partir da disponibilidade de grandes quantidades de gás natural, via gasoduto Brasil-Bolívia, e da necessidade de se aumentar a oferta de energia elétrica, por causa do risco de desabastecimento e colapso do atual sistema energético brasileiro. Este sistema, atualmente baseado na hidroeletricidade, possibilitou durante muitos anos energia farta e barata para o crescimento econômico, mas devido à diminuição dos investimentos na construção de novas usinas e do continuado crescimento do consumo, chegou-se a uma situação de iminente risco de colapso. A construção de novas usinas hidroelétricas, além de serem obras de grande porte, de longa duração de construção, ainda possui o fato de produzirem grandes impactos ambientais. Para a resolução do problema do gargalo energético, uma das opções viáveis foi a construção de centrais termelétricas movidas a gás natural. Tais centrais, possuem um tempo de construção e entrada em operação muito menor que as hidroelétricas, utilizam gás natural uma alternativa energética limpa, não padecendo dos mesmos problemas ambientais que as centrais térmicas movidas a carvão e quando operando em ciclo combinado podem atingir eficiências energéticas de até 48%, sendo que existem estudos para se atingir até 60% (Heppenstall, 1998).

O ciclo combinado é composto por dois sistemas distintos: “topping cycle” e “bottoming cycle”. O “topping cycle”, é um sistema de turbina a gás, composto de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina de potência. Ar é comprimido no compressor, entra na câmara de combustão onde é queimado o gás natural, os produtos de combustão gerados expandem-se na turbina de potência gerando eletricidade. Estes gases de combustão saem e alta temperatura e são usados em uma caldeira de recuperação para gerar vapor que pode ser utilizado em um ciclo de potência a vapor (ciclo *Rankine*) sendo que este configura o “bottoming cycle”, ou ainda o vapor pode ser usado para aquecimento em algum tipo de processo industrial. Portanto, a caldeira de

recuperação é componente fundamental num ciclo combinado. As caldeiras de recuperação disponíveis no mercado podem ter um, dois ou três níveis de pressão de vapor (Ganapathy, 1991).

As análise energética e exérgica em sistema térmico são uma ferramenta poderosa para definir um diagnostico do uso eficiente da energia. Trabalhos como o de Gallo e Torres (1997) que faz uma avaliação exérgica num pólo petroquímico é um exemplo de aplicação da análise energética e exérgica em sistemas térmicos. O trabalho de Nag and De (1996) faz uma otimização de um projeto de um HRSG utilizado num ciclo combinado, o trabalho visa minimizar a geração de irreversibilidade no equipamento, permitindo diminuir as perdas de exergia. Casarosa e Franco (2001) utilizam métodos matemáticos para otimizar os parâmetros de operação de um HRSG. Valdes e Rapún (2001) buscam otimizar o projeto de um HRSG visando a diminuição dos custos, analisando a influência de diversos parâmetros de projeto. Ongiro et. al(1997) analisam os parâmetros de operação que afetam a performance de um HRSG realizando diversas simulações num ciclo combinado de modo a avaliar a influência de diferentes condições de operação no desempenho no sistema

Este trabalho faz uma análise energética e exérgica em uma caldeira de recuperação, projetada para um sistema de turbina a gás, que gera vapor, a ser utilizado na câmara de combustão da turbina (configurando um ciclo STIG) e/ou ser disponibilizado para um processo industrial.

São considerados dois casos, com e sem injeção de vapor na turbina; nos dois casos havendo queima suplementar de combustível na caldeira para atender à necessidade de vapor de processo. Os dados utilizados para a análise neste trabalho foram obtidos a partir do projeto proposto para uma planta industrial na região nordeste (Guarinello, 1997).

## 2. CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA.

A figura 1 mostra um esboço do sistema que será utilizado e a tabela 1 os valores dos dados termodinâmicos de cada ponto, obtido do projeto do sistema utilizado por Guarinello (1997). Os gases de combustão provenientes de uma turbina a gás operando em ciclo simples ou STIG entram na caldeira de recuperação a alta temperatura. A alta energia contida nos gases permite gerar vapor superaquecido. Água aquecida (7) passa inicialmente por um economizador de baixa pressão e por um desaerador (8), antes de passar pela bomba de alimentação (10). Após a bomba a água ainda passa por um economizador de alta pressão antes de entrar no evaporador(13) após a mudança de fase o vapor é superaquecido (16) estando disponível para ser usado na injeção na câmara de combustão da turbina ou ser disponibilizado para o processo (17), após passar por um atemperador.

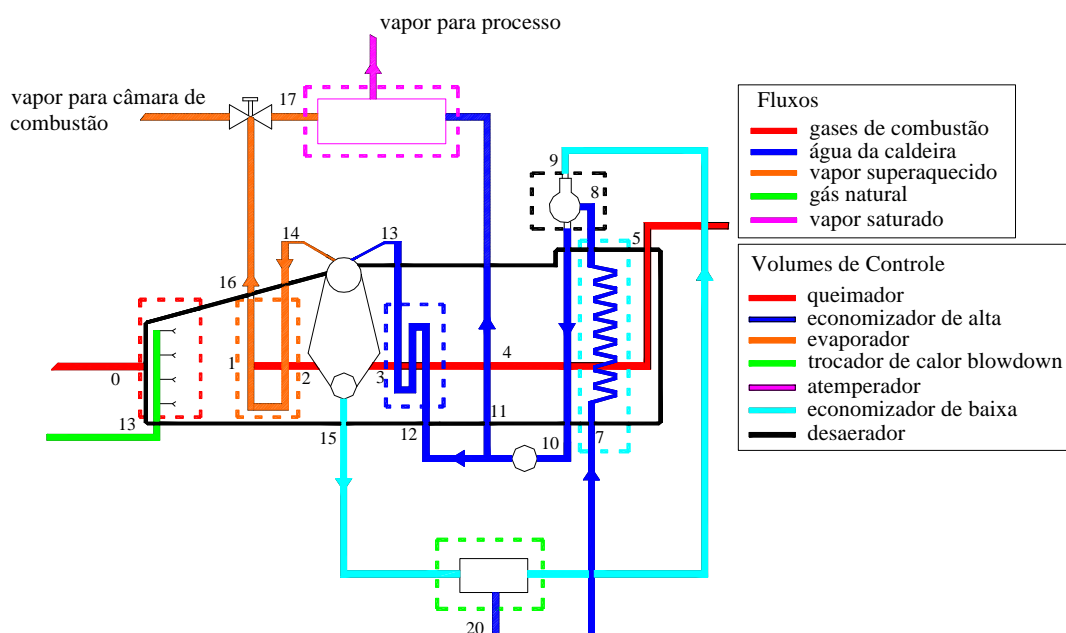


Figura 01: Configuração do sistema de caldeira de recuperação.

Tabela 1: Dados Termodinâmicos do Sistema.

	Descrição	Temperatura (°C)		Pressão (kPa)		Fluxo de Massa (kg/s)	
		Simples	STIG	Simples	STIG	Simples	STIG
ent	Gases Comb.	516	463	96	96	62,91	68,53
1	Gases Comb.	644	738	96	96	63,21	69,05
2	Gases Comb.	597	684	96	96	63,21	69,05
3	Gases Comb.	239	269	94	94	63,21	69,05
4	Gases Comb.	144	160	94	94	63,21	69,05
5	Gases Comb.	99	96	94	94	63,21	69,05
6	Gás Natural	25	25	345	345	0,23	0,52
7	Água aquecida	60	48	170	633	15,46	19,31
8	Água aquecida	108	107	160	140	15,46	19,31
9	Vapor saturado	115	109	138	138	0,03	0,05
10	Água caldeira	109	109	160	138	15,49	19,36
11	Água caldeira	110	109	2440	2440	1,58	1,57
12	Água caldeira	110	109	2440	2440	13,91	17,78
13	Água aquecida	217	215	2350	2350	13,91	17,78
14	Vapor saturado	220	220	2330	2330	13,78	17,60
15	Água aquecida	221	218	2380	2380	0,13	0,18
16	Vapor Superaq.	319	319	2310	2310	13,78	17,60
17	Vapor Superaq.	319	319	2310	2310	13,78	5,52
VC	Vapor Superaq.	-	319	-	2310	-	5,52
P	Vapor Saturado	186	186	1140	1140	15,36	13,83

Fonte: Guarinello (1997)

### 3. ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A maneira clássica de calcular o desempenho térmico de uma planta é a análise energética baseada na Primeira Lei da Termodinâmica (Horlock, 1997). Tal análise permite obter uma visão quantitativa do desempenho térmico da mesma. Permite definir do ponto de vista da energia qual o desempenho de cada equipamento e da planta de maneira global. Através da análise de primeira lei, não é possível determinar quais são e onde estão localizados os pontos onde acontecem as perdas de exergia na planta. Para se determinar e quantificar essas perdas de exergia devido à presença de irreversibilidades, tem-se uma ferramenta eficiente, a análise pela segunda lei da termodinâmica, também chamada análise exergética. (Kotas, 1995). Antes de se falar em análise exergética é necessário esclarecer o conceito de exergia. Muitas são as definições para o termo exergia, também chamado disponibilidade (*availability*), pode-se citar:

Szargut (1988) afirma que a exergia “é a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interação apenas com os componentes do meio ambiente”.

Segundo Kotas (1995) “exergia é o padrão de qualidade da energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando os parâmetros do ambiente ( $P_0$ ,  $T_0$ ) como referência”

A exergia total de uma substância pode ser dividida em: exergia cinética, potencial, física (temperatura e pressão) e exergia química. Definições para cada uma dessas componentes podem ser encontradas em Kotas (1995). Ao contrário da energia, a exergia não é conservativa, parte dela é perdida devido as irreversibilidades dos processos.

A tabela 2 mostra os valores calculados para a entalpia e exergia nos pontos considerados na tabela 1.

Tabela 2: Entalpia e Exergia calculadas para o sistema.

	Descrição	Entalpia (kJ/kg)		Exergia (kJ/kg)	
		Simples	STIG	Simples	STIG
ent	Gases Comb.	535,1	474,4	218,8	181,8
1	Gases Comb.	693,8	807,7	320,3	399
2	Gases Comb.	637,6	742,1	282,9	353,2
3	Gases Comb.	229,6	262,7	52,35	66,77
4	Gases Comb.	127	144,1	15,7	20,83
5	Gases Comb.	78,74	72,29	3,882	3,203
6	Gás Natural	48000	48000	51555	51738
7	Água aquecida	255,5	204,4	9,206	4,493
8	Água aquecida	452,7	452,2	41,31	41,22
9	Vapor saturado	2699	2690	532,7	533,3
10	Água caldeira	456,9	459	42,23	42,7
11	Água caldeira	463,5	461,8	45,56	45,19
12	Água caldeira	463,5	459,3	45,56	44,63
13	Água aquecida	929,8	920,4	192,9	189
14	Vapor saturado	2081	2801	933,6	933,6
15	Água aquecida	929,6	936,6	200,1	195,6
16	Vapor Superaq.	3059	3059	1048	1048
17	Vapor Superaq.	3059	3059	1048	1048
VC	Vapor Superaq.	-	3059	-	1048
P	Vapor Saturado	2802	2802	835,9	835,6

Para se realizar uma análise energética e exergetica deve-se realizar balanços de massa, energia e exergia em todos os volumes de controle presentes na planta e definir as eficiências de primeira e segunda lei de cada componente. As equações abaixo definem de forma geral os balanços de massa, energia e exergia em um volume de controle., os termos de energia/exergia cinética e potencial não são considerados nesta análise.

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s = 0 \text{ (balanço de massa)} \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e h_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s h_s = 0 \text{ (balanço de energia)} \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_o}{T_i} \right) - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e e_{xe} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s e_{xs} = \dot{I}_{vc} \text{ (balanço de exergia)} \quad (3)$$

A variável  $e_x$  representa a exergia específica de um fluxo e pode ser definida por:

$$e_x = (h - h_o) - T_o (s - s_o) + e_{xq} \quad (4)$$

onde o subíndice “o” representa o ambiente de referencia e o sub índice “xq” exergia química.

Desta maneira pode-se definir a eficiência de segunda lei ou eficiência exergetica. Dois são os tipos de eficiências que podem ser adotados. A eq. (5) mostra a eficiência chamada de “eficiência racional exergetica” e a eq. (6) a eficiência exergetica de segundo tipo (Kotas, 1995). A eficiência racional define um quociente entre o produto/insumo, ou seja a eficiência é definida como a relação entre o produto desejado, por exemplo, o aquecimento de uma corrente de vapor, a produção de potência em uma turbina ou a compressão de um gás por um compressor e o insumo a quantidade de exergia consumida para se obter o produto. Já eficiência exergetica de 2º tipo é normalmente utilizada para se avaliar sistemas dissipativos, define-se simplesmente pelo quociente entre a

quantidade total de exergia que entra no volume de controle pela quantidade total que deixam o volume de controle. Uma descrição destes conceitos de eficiências pode ser encontrada em Guarinello Jr, (1997).

$$\varepsilon = \frac{\text{produto}}{\text{insumo}} \quad (\text{eficiência racional}) \quad (5)$$

$$\varepsilon' = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_s e_{xs}}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_e e_{xe}} \quad (\text{eficiência de segundo tipo}) \quad (6)$$

Além de definirmos as eficiências exergéticas para cada equipamento, a análise exergética, também contempla a determinação da quantidade com que cada equipamento contribui na geração de irreversibilidade global do sistema, podemos definir então a eq (7) que permite quantificar a porcentagem da irreversibilidade de cada equipamento em relação ao total da planta.

$$\%I_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_T} \quad (7)$$

onde  $\dot{I}_T$  é a quantidade de irreversibilidade total gerada no sistema.

### 3.1 Cálculo da Exergia do Combustível

Para se calcular a exergia do combustível, utilizou-se a equação proposta por Kotas (1995)

$$E_{xc} = \sum_{i=1}^n x_i M_i E_{xi}^o \quad (13)$$

onde

$x_i$  fração molar de cada componente do combustível

$M_i$  peso molecular de cada componente do combustível (kg/kmol)

$E_{xi}^o$ : valor da exergia química standard de cada componente do combustível. (kJ/kg)

Os valores adotados para  $E_{xi}^o$  foram obtidos de valores tabelados por Szargut et al. (1988). A tabela 3 mostra estes valores de exergia química  $E_{xi}^o$ . O combustível considerado é gás natural, sendo que sua composição foi obtida através de COMGÁS (2001). A tabela 3 mostra os valores da fração molar, peso molecular e exergia químicos standard de cada componente do combustível considerado.

Tabela 3: Exergia química *standard* de cada componente do combustível

Componente	$M_i$	$x_i$	$E_{xi}^o$ (kJ/kg)
CH <sub>4</sub>	16,04	0,905	51848
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,07	0,077	44850
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,09	0,018	94776

### 3.2 Equações de Balanço

As equações (1), (2) e (3) são aplicadas em cada componente do sistema de modo a determinar os fluxos de massa e as irreversibilidades de cada equipamento assim como suas eficiências. Abaixo mostramos as equações de cada tipo de balanço:

### Balanços de massa:

Queimador

$$\dot{m}_t + \dot{m}_c - \dot{m}_g = 0 \quad (8)$$

Evaporador

$$\dot{m}_{13} - \dot{m}_{15} - \dot{m}_{14} = 0 \quad (9)$$

Tanque *Blowdown*

$$\dot{m}_{15} - \dot{m}_9 - \dot{m}_{20} = 0 \quad (10)$$

Atemperador

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{11} - \dot{m}_p = 0 \quad (11)$$

Desaerador

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0 \quad (12)$$

Bifurcação na saída do superaquecedor

$$\dot{m}_{16} - \dot{m}_{17} - \dot{m}_{VC} = 0 \quad (13)$$

Bifurcação na saída da bomba de alimentação

$$\dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} = 0 \quad (14)$$

### Balanco de Energia

Queimador

$$\dot{m}_t (\bar{h}_{te} - \bar{h}_{to}) + \dot{m}_c \text{PCI} - \dot{m}_g (\bar{h}_{gl} - \bar{h}_{go}) = 0 \quad (15)$$

Superaquecedor

$$\dot{m}_g (h_1 - h_2) + \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{16}) = 0 \quad (16)$$

Evaporador

$$\dot{m}_g (h_2 - h_3) + \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15} = 0 \quad (17)$$

Economizador de alta

$$\dot{m}_g (h_3 - h_4) + \dot{m}_{13} (h_{12} - h_{13}) = 0 \quad (18)$$

Economizador de baixa

$$\dot{m}_g (h_4 - h_5) + \dot{m}_8 (h_7 - h_8) = 0 \quad (19)$$

Tanque *Blowdown*

$$\dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{20} h_{20} = 0 \quad (20)$$

Bomba de Alimentação

$$\dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11}) - W_b = 0 \quad (21)$$

Atemperador

$$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_p h_P = 0 \quad (22)$$

Desaerador

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} = 0 \quad (23)$$

### Balço de Exergia

Queimador

$$\dot{m}_t e_{x_e} + \dot{m}_c e_{x_6} - \dot{m}_g e_{x_1} = \dot{I}_{\text{queimador}} \quad (24)$$

Superaquecedor

$$\dot{m}_t (e_{x_1} - e_{x_2}) + \dot{m}_{14} (e_{x_{14}} - e_{x_{16}}) = \dot{I}_{\text{superaquecedor}} \quad (25)$$

Evaporador

$$\dot{m}_g (e_{x_2} - e_{x_3}) + \dot{m}_{13} e_{x_{13}} - \dot{m}_{14} e_{x_{14}} - \dot{m}_{15} e_{x_{15}} = \dot{I}_{\text{evaporador}} \quad (26)$$

Economizador de alta

$$\dot{m}_g (e_{x_3} - e_{x_4}) + \dot{m}_{13} (e_{x_{12}} - e_{x_{13}}) = \dot{I}_{\text{econo\_alta}} \quad (27)$$

Economizador de baixa

$$\dot{m}_g (e_{x_4} - e_{x_5}) + \dot{m}_8 (e_{x_7} - e_{x_8}) = \dot{I}_{\text{econo\_baixa}} \quad (28)$$

Tanque *Blowdown*

$$\dot{m}_{15} e_{x_{15}} - \dot{m}_9 e_{x_9} - \dot{m}_{20} e_{x_{20}} = \dot{I}_{TB} \quad (29)$$

Bomba de Alimentação

$$\dot{m}_{10} (e_{x_{10}} - e_{x_{11}}) - W_b = \dot{I}_{\text{bomba}} \quad (30)$$

Atemperador

$$\dot{m}_{17} e_{x_{17}} + \dot{m}_{11} e_{x_{11}} - \dot{m}_p e_{x_P} = \dot{I}_{\text{atemperador}} \quad (31)$$

Desaerador

$$\dot{m}_8 e_{x_8} + \dot{m}_9 e_{x_9} - \dot{m}_{10} e_{x_{10}} = \dot{I}_{\text{desaerador}} \quad (32)$$

## 4. RESULTADOS

A resolução do sistema de equações foi efetuada utilizando-se o *software* EES®, este permite a determinação das propriedades termodinâmicas do sistema, como entalpia e entropia permitindo a realização de cálculos de uma maneira simples e eficiente sem a necessidade de se recorrer a tabelas termodinâmicas. Os resultados para a eficiência racional e de segundo tipo, assim como a irreversibilidade gerada em cada equipamento e sua contribuição na irreversibilidade total gerada no sistema são mostrados na Tab. 2.

Tabela 4 Eficiências e Irreversibilidades do Sistema.

Equipamento	$\epsilon$		$\epsilon'$		$\dot{I}_i$ (kJ)		$\%(\dot{I}_i)$	
	simples	STIG	simples	STIG	simples	STIG	simples	STIG
Atemperador	-	-	0,8847	0,8738	1672	2336	9,977	10,98
Bomba de alimentação	0,8092	0,8894	0,9991	0,9991	51,03	6,377	0,304	0,029
Desaerador	-	-	0,9991	0,9988	0,0262	62,23	0,0002	0,2924
Economizador de alta	0,8844	0,8091	0,9321	0,888	267,7	605,7	1,597	2,845
Economizador de baixa	0,6648	0,5821	0,7793	0,6664	250,3	508,9	1,493	2,391
Evaporador	0,7006	0,6624	0,7878	0,7594	4362	6679	26,03	31,38
Queimador	-	-	0,7801	0,6804	9175	9932	54,74	46,66
Superaquecedor	0,6651	0,6358	0,9761	0,9738	792,7	1152	4,73	5,411
Tanque Blowdown	-	-	0,1611	0,1839	188,2	4,337	1,127	0,0204
Total	0,3859	0,427	0,5015	0,4043	16571	21287	100,00	100,00

Pelos resultados, na ordem, apresentados constata-se que os componentes que mais geram irreversibilidades no sistema são o queimador, o evaporador, o atemperador e o superaquecedor. No caso do queimador, a irreversibilidade gerada tem duas causas: o primeiro é a própria combustão, fenômeno que intrinsecamente gera grande irreversibilidade devido à velocidade com que acontecem as reações químicas e segundo devido a grande diferença de temperatura entre a fonte e o receptor de calor (quanto maior a diferença de temperatura maior a irreversibilidade gerada). No caso do evaporador e do superaquecedor a geração de irreversibilidade acontece devido a grande diferença de temperatura entre as correntes de gás e vapor, como pode ser visto nas figs 2 e 3. E finalmente no caso do atemperador, a geração de irreversibilidade é devida ao processo de mistura de uma corrente de vapor superaquecido com uma corrente de água aquecida de modo a se obter vapor saturado. O ciclo STIG possui uma geração de irreversibilidade maior que o ciclo simples uma vez que necessita consumir maior quantidade de combustível que o ciclo simples para produzir a vazão necessária de vapor para sua operação.

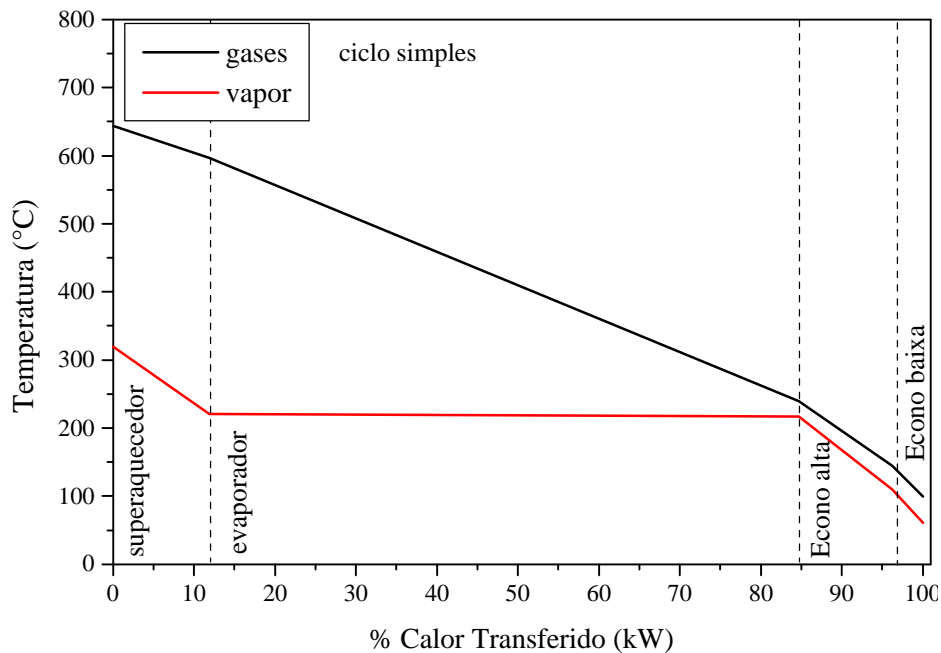


Figura 2 Diagrama temperatura x energia transferida para o ciclo simples



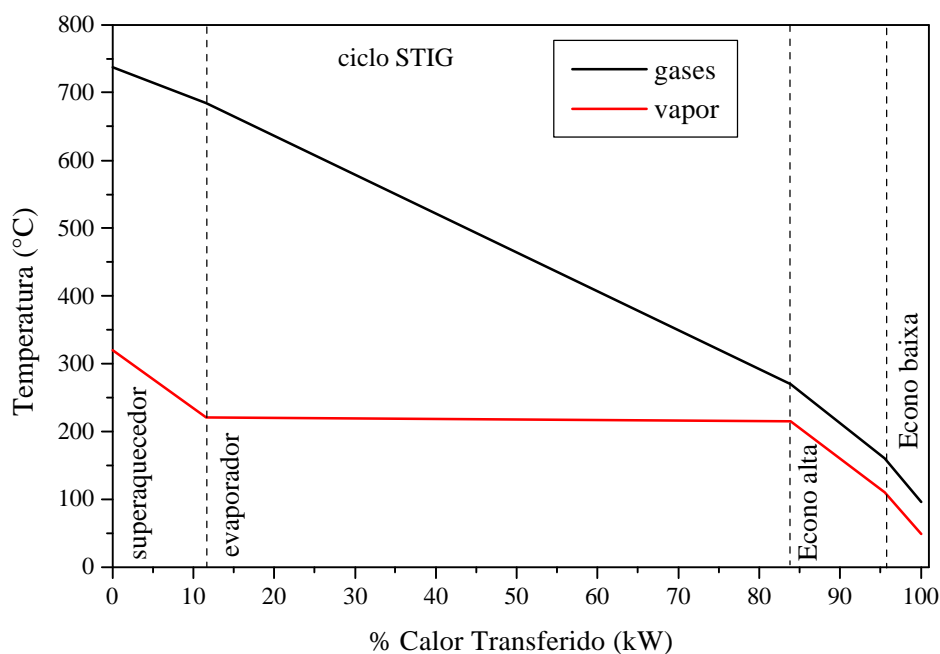


Figura 3 Diagrama temperatura x energia transferida para o ciclo *STIG*

## 5. CONCLUSÃO

Este trabalho realizou uma análise energética e exergética em uma caldeira de recuperação proposta para operar num sistema de cogeração de um pólo industrial na região nordeste, composto de uma turbina a gás que produziria energia elétrica e a caldeira de recuperação vapor superaquecido que pode ser injetado na câmara de combustão da turbina operando um ciclo *STIG* e/ou vapor para atender a demanda térmica do pólo industrial, turbina a gás operando em ciclo simples.

Através dos balanços de massa, energia e exergia foi possível a determinação das eficiências exergética racional e de segundo tipo assim como a determinação da quantidade de irreversibilidade gerada por equipamentos nos dois tipos de sistema. Os equipamentos que mais geram irreversibilidades são pela ordem: o queimador, evaporador, superaquecedor e o atemperador. Assim a análise energética e exergética permitem definir onde e como poderíamos melhorar o sistema para diminuirmos as irreversibilidades. Um exemplo é o caso do conjunto superaquecedor-evaporador que tem uma grande taxa de geração de irreversibilidade devido à diferença de temperatura entre as correntes de vapor e gás, se adotássemos uma caldeira que trabalhasse com dois níveis de pressão do lado do vapor, essa diferença de temperatura entre as correntes seria diminuída e conseqüentemente as irreversibilidades também, Espírito Santo (2001). Esta solução também possibilitaria a eliminação do atemperador, uma vez que o vapor para processo necessita estar numa pressão e temperatura abaixo da qual está sendo produzido na saída do superaquecedor, necessitando uma diminuição da temperatura, obtida no atemperador. Com uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão, poderíamos ter vapor para processo à temperatura desejada entre os níveis de pressão em que a caldeira trabalharia. Estas mudanças propostas são vistas como solução do ponto de vista exergético, devendo ainda ser consideradas condições econômicas e operacionais de modo a avaliar se as alterações propostas são viáveis. Porém a análise em questão possibilita um direcionamento dos esforços de modo a melhorar o aproveitamento do uso da energia em sistemas térmicos industriais.

### Agradecimentos.

Os autores gostariam de agradecer ao Conselho Nacional Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq).

## REFERÊNCIAS

- Casarosa, C. e Franco, A., 2001, “*Thermoeconomic Optimization of HRSG Operative Parameters for Combined Plants*”. ECOS 2001, Istanbul, Turkey, vol. 1, pp. 801-812
- COMGÁS, 2001 – Comunicação Pessoal.
- Espirito Santo, D.B., 2001, “*Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade*”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 186p.
- Gallo, L.R e Torres, E.A., 1997 “*Exergetic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical*”, FLOWERS 97, Florence, Italy
- Ganapathy, V., 1991, Waste heat boiler deskbook, Atlanta: Fairmon, Press
- Guarinello Jr, F.F., 1997, *Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial*, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Brasil, 172p.
- Heppenstall, T, 1998, “*Advanced Gas Turbine Cycles for a Power Generation: A Critical Review*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 837-846.
- Horlock, J. H., 1997, “*Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)*”, Edit. Krieger Publishing Co., 226 p.
- Kotas, T.J., 1995, “*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*”, Reprint Edition, Edit. Krieger Publishing Company, Florida, USA, 328 p.
- Nag, P.K. e De. S., 1996, “*Design and Operation of a Heat Recovery Steam Generator with Minimum Irreversibility*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, n°4, pp. 385-391.
- Ongiro, A., Ugursal V.I., Altaweel A.M. e Walker, J.D., 1997, “*Modeling of Heat Recovery Steam Generator Performance*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, pp. 427-446.
- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R, 1988, “*Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process*”, Hemisphere Publishing Co., New York, USA, 330p.
- Valdés, M. e Rapún. J.L., 2001, “*Optimization of Heat Recovery Steam Generators for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1149-1159.

### **Energetic and Exergetic Analysis in the Heat Recovery Steam Generator.**

Marcelo Modesto – marcelom@fem.unicamp.br  
Sílvia A. Nebra – sanebra@fem.unicamp.br  
Energy Department  
Mechanical Engineering Faculty  
State University of Campinas  
P.O Box 6122 CEP 13083-970 – Campinas – S.P.

*Abstract:* The power system compound of a gas and steam turbine, also called combined cycle, is nowadays the power generation cycle, which has largest thermal thermal. Fundamental component of this cycle is the equipment called heat recovery steam generator (HRSG). Its function is to recovery the energy contained in the hot gases from gas turbine for to generate steam that is used in the steam turbine, in a Rankine cycle, or to an industrial process, in a cogeneration system. The work has the objective of doing an energetic and exergetic analysis in the HRSG used in the gas turbine system for steam generation. The cogeneration system operates in two cycles: simple and *STIG*. The work studies each component of the equipment: economizator, desaerator, superheat and evaporator, identifying the irreversibility of each component and their influence in the total irreversibility generated, operating both cycles. Energetic and exergetic analysis allow to build a thermal diagnostic of the HRSG, identifying where and how to make modifications in order to improvement the performance.

*Keywords:* Energetic-exergetic analysis, Heat Recovery Steam Generator