

# **COMPARAÇÃO ENERGÉTICA DE DUAS CONFIGURAÇÕES DE PLANTAS DE COGERAÇÃO PARA UMA EMPRESA DO SETOR TERCIÁRIO**

**Gean Claudio de Souza Santana**

UFBA/Escola Politécnica/DEQ/PPEQ/LEN/ Rua Prof. Aristides Novis, 2 Federação-Salvador-Ba  
40210-630/gclaudio@ufba.br

**Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres**

UFBA/Escola Politécnica/DEQ/PPEQ/LEN/ Rua Prof. Rua Aristides Novis, 2 Federação-Salvador-Ba 40210-630/ednildo@ufba.br

**Carlos Marlon da Silva Santos**

UFPB/Laboratório de Energia Solas, Campus I, Cidade Universitária, Caixa Postal 58.051-970-João Pessoa -PB/c.marlon@hotmail.com

**Resumo** A recente instabilidade no fornecimento de energia elétrica juntamente com a reestruturação do setor elétrico e a sinalização do governo em aumentar a participação do gás natural na matriz elétrica brasileira tem favorecido a discussão e a possibilidade de se implantar unidades de cogeração utilizando o gás natural como energético para gerar eletricidade, frio e/ou calor.

Diante desse contexto, plantas de cogeração, utilizando motor ou turbinas a gás natural, é uma alternativa para as empresas do setor terciário (tais como centros comerciais, universidades, escolas, hospitais) que desejam implantar e/ou diminuir a dependência das concessionárias de energia elétrica ou até mesmo ser auto-suficiente na produção energia elétrica.

A escolha da configuração (se turbina ou motor, por exemplo) para atender uma determinada demanda energética de uma empresa é um dos fatores que vem determinar a viabilidade econômica de plantas cogerativa.

Com isso, surge a necessidade elaborar regras (ou critérios) e realizar simulações com diferentes configurações e escolher a melhor configuração para atender um determinado processo.

O presente trabalho realiza simulações em duas configurações de planta de cogeração, uma com motor e outra com turbina e motor a gás, para atender o mesmo processo. Em seguida faz uma análise de 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica para essas duas plantas e compara os resultados..

O processo em análise é um shopping center da cidade de Salvador-Ba que está implantando a tecnologia cogerativa, visando a auto-suficiência na produção de energia.

**Palavras-chave.** Energia, Exergia, Cogeração.

## **1. INTRODUÇÃO**

No ano de 2002, o Brasil passou por um período de crise no fornecimento da energia elétrica provocando, como resultado dessa crise, desaquecimento na economia e aumento do desemprego relacionados diretamente com a crise no setor elétrico. No início do ano de 2004, a região nordeste do país presenciou a redução dos níveis nos reservatórios de água das hidrelétricas o que provocou uma incerteza na geração futura de energia elétrica e o surgimento de taxas extras para pagar as termelétricas que entraram em funcionamento. Essa incerteza foi amenizada com as chuvas que caiu na região e que apresentou um índice pluviométrico maior que o esperado.

Nesse mesmo período, ou mais precisamente na semana de Natal, um grande *shopping center* da cidade de Salvador sofreu uma interrupção de 30 minutos no fornecimento de energia elétrica pela concessionária do estado provocando transtornos em seus clientes, funcionários e empresários, presentes no momento.

Diante desses fatos, é oportuna a discussão e planejamento de alternativas energéticas em substituição e/ou diversificação para o energético energia elétrica. As alternativas são diversas tais como energia solar, eólica, pequenas centrais hidrelétricas, centrais termelétricas e de cogeração utilizando o gás natural, diesel, biomassa e/ou biogás.

Esse trabalho tem o foco em cogeração a gás natural utilizando motores e turbinas, visto que o momento é favorável ao emprego dessa tecnológica, pois existe interesse do governo federal em aumentar a participação do gás natural na matriz energética brasileira além do aumento significativo nas reservas de gás, em estados como a Bahia, por exemplo. Nesse trabalho, são apresentadas duas alternativas de configuração para planta de cogeração do *shopping center* em estudo, realizando comparações entre ambas, através das análises de primeira e segunda lei da termodinâmica.

Plantas cogerativas para o setor terciário já vem sendo estuda há algum tempo. NOGUEIRA e SANTOS (1995) estudaram a vantagens e desvantagens na instalação de plantas de cogeração. Entre as vantagens apresentadas por eles, pode citar a produção combinada de energia elétrica e térmica a partir de um mesmo energético, tecnologia já dominada e com experiência internacional estimuladora. As desvantagens estariam concentradas no âmbito normativo que não estimulavam o emprego da tecnologia.

CESPEDES e JUNIOR (1995) realizaram uma revisão dos conceitos de cogeração e as possíveis configurações para essas plantas, além de realizarem uma análise exergética e termoeconómica para uma planta de cogeração. A planta analisada consistia em uma turbina a gás, que acionava a geração da eletricidade, uma caldeira de recuperação (para produção de vapor a baixa pressão) e um sistema de refrigeração por absorção para produção de água gelada.

ANDREYEVICH e PINTO (1996) estudaram algumas configurações de plantas de cogeração utilizando motores e turbinas a gás, para um centro comercial que possuía uma demanda elétrica de 1400 kW e uma demanda térmica de 860 toneladas de refrigeração (TR). Para esse centro comercial, os autores concluíram que motores com ciclo Otto mostraram um desempenho econômico melhor que turbina a gás onde os resultados econômicos tornavam-se mais favoráveis com a utilização conjunta de sistema de refrigeração por absorção e acumuladores de gelo.

SILVA (1997) estudou a possibilidade de implantação de plantas de cogeração a gás natural para o setor terciário na região metropolitana do Rio de Janeiro realizando um estudo técnico e econômico. As conclusões do autor foi que sistemas de cogeração são viáveis quando o excedente de energia elétrica é vendido e que a região metropolitana do Rio de Janeiro possuía potencial para cogeração em grandes empresas do setor terciário.

TAKAHASHI e ISHIZAKA (1998) construíram um modelo matemático para investigar a relação entre sistemas de cogeração e dados de demanda diária, mensal e anual de energia (térmica e elétrica), baseado na teoria da informação. A função desse modelo é verificar quando é necessário coletar dados anuais, mensais ou diárias na escolha da melhor configuração de sistema de cogeração, em termos energéticos. TAKAHASHI e ISHIZAKA (1998) concluíram que para residências onde a capacidade de geração corresponde a 40 % do pico da demanda elétrica, as informações correspondente a demanda energética anual eram suficientes para se realizar a análise. No caso de hotel, dados diários e mensais são importantes e para edifícios comerciais o componente diário de demanda torna-se mais importante.

SZKLO et al. (2000) propuseram quatro modelos de plantas de cogeração e com dados de 60 turbinas e 12 motores, realizaram um estudo técnico e econômico para dois centros comerciais da cidade do Rio de Janeiro, utilizando os modelos propostos.

TOLMASQUIM et al. (2000) analisaram o potencial econômico de instalar plantas de cogeração no Brasil realizando estudo de caso em três centros comerciais da cidade do Rio de Janeiro. Os autores concluíram que naquela conjectura era desfavorável a instalação de plantas de cogeração no País onde e para que o país torne-se favorável à instalação desses empreendimentos seriam

necessários incentivos políticos, queda no preço da tarifa de gás, incentivos na compra de equipamentos utilizados em plantas de cogeração e preços na venda do excedente de energia elétrica produzido mais elevado. No Rio de Janeiro a tarifa do gás possuiu valor maior que em Salvador.

SILVEIRA et al. (2002) realizaram uma análise termoeconômica de sistemas de cogeração utilizando 18 turbinas a gás com a finalidade de escolher a turbina que melhor satisfizesse os critérios termoeconômico para atender as necessidades do campus universitário da Universidade de San Diego, no estado de Califórnia, Estados Unidos, cujo objetivo era atender um terço da demanda elétrica e parte da demanda térmica.

SANTANA (2003) realizou uma análise de 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> lei em uma planta de cogeração que tinha como produtos energia elétrica e frio para climatização. A planta consistia, basicamente, de três motores, evaporador, dois economizadores e dois sistemas de refrigeração por absorção e um por compressão. O autor concluiu que o motor foi o equipamento que produziu mais irreversibilidade em todo sistema.

## 2. ESTUDO DAS CONFIGURAÇÕES PROPOSTA.

O shopping center em estudo apresenta um demanda elétrica e térmica, no pico, de 7600 kW e 2500 TR aproximadamente. Para esse sistema será estudado dois sistemas: um com motores a gás natural e outro com motores e turbinas a gás. Ambos com equipamentos para produção de vapor e água quente destinados a produção de água gelada.

Cogeração é a produção de duas ou mais formas de energia a partir de um mesmo energético. Nesse trabalho o energético é o gás natural que queima com o ar produzindo energia elétrica e energia térmica que será utilizada no conforto térmico do *shopping center*.

### 2.1 Primeira Configuração

Como já dito anteriormente, na primeira configuração será utilizada motores a gás natural, mostrado no diagrama simplificado da figura 1.

Nessa configuração o gás natural é queimado em três motores (2 de 3,11 MW e 1 de 2,21 MW) que aciona um gerador produzindo energia elétrica. A energia térmica contida nos gases de exaustão é aproveitada na produção de vapor na caldeira recuperadora e de água quente no recuperador de gases e trocador de calor do sistema de resfriamento de alta temperatura do motor. Os dois de *chillers* de absorção utilizam o vapor e água quente como fonte energética e produzem cerca de 1656 TR's. O restante da demanda térmica é suprida por *chiller* de compressão e equivale a 845 TR's, aproximadamente.

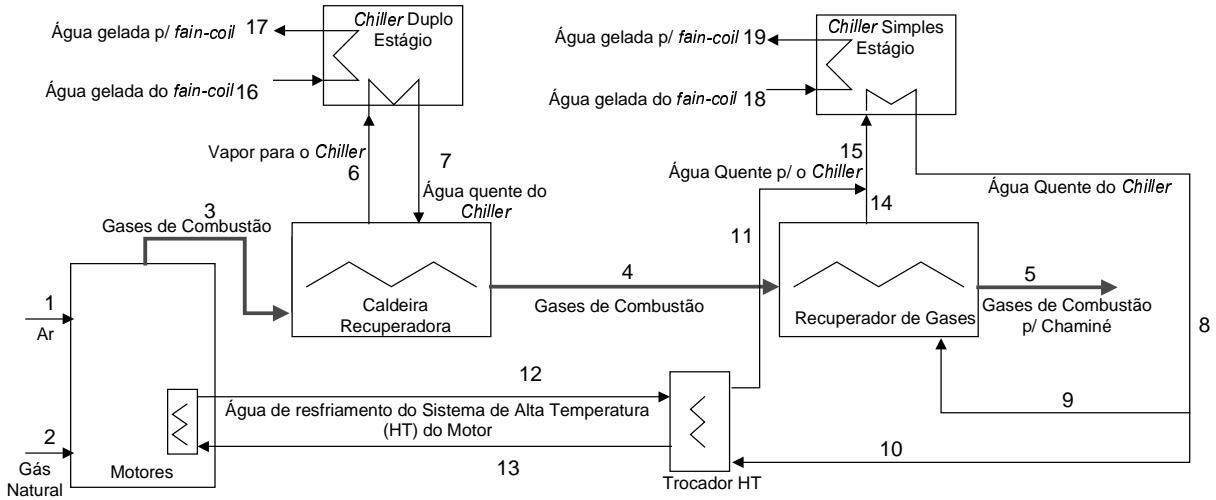


Figura 1 – Diagrama simplificado da 1<sup>a</sup> configuração proposta para o *shopping center* em estudo.

## 2.2 Análise da 1<sup>a</sup> Configuração da Planta de Cogeração

### a) Motor

A análise da eficiência do motor pela Primeira Lei da Termodinâmica pode ser realizado utilizando a equação:

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{m * PCI} * 100 \quad (1)$$

Onde  $\eta$  representa a eficiência do motor,  $\dot{W}_{ele.}$  a energia elétrica produzida no processo, PCI é o poder calorífico inferior e  $m$  é a vazão do combustível.

A eficiência exergética, ou racional, é uma medida recomendada de perfeição termodinâmica para processos térmicos (geração de vapor, estação de geração de energia elétrica, fornos de aquecimento) (Szargut, 1988). Para o motor temos a seguinte equação:

$$\psi_{motor} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{m * PCI * \varphi} * 100 \quad (2)$$

onde  $\varphi$  é o fator que corrige o PCI para se obter a exergia do combustível (Kotas, 1985)

### b) Caldeira Recuperadora (CR), Recuperador de Gases (RG) e Trocador de Calor (HT).

A eficiência energética da caldeira recuperadora, do recuperador de gases de exaustão e trocador de calor HT serão calculados através relação expressa pela equação 3.

$$\eta_{CR \text{ ou } RG \text{ ou } HT} = \frac{\dot{Q}_{água \text{ quente} \text{ ou } vapor}}{\dot{Q}_{gases \text{ exaustão} \text{ ou } águas \text{ de resfriamento}}} * 100 \quad (3)$$

O cálculo da eficiência exergética dos equipamentos de produção de vapor e água quente será realizado através da relação expressa pela equação 4.

$$\psi_{CR \text{ ou } RG \text{ ou } HT} = \frac{\dot{\Delta E}x_{água \text{ quente ou vapor}}}{\dot{\Delta E}x_{gases \text{ exaustão ou água de resfriamento}}} * 100 \quad (4)$$

Os parâmetros necessários para o cálculo das eficiências energéticas e exergéticas da equação 3 e 4 são mostrados na tabela 1, para cada equipamento.

Tabela 1 – Parâmetros utilizados na análise termodinâmica da 1<sup>a</sup> configuração.

Parâmetro	Caldeira Recuperadora	Recuperador de Gases	Trocador de Calor HT
$\dot{Q}_{água \text{ quente ou vapor}}$	$\dot{m}_6(h_6 - h_7)$	$\dot{m}_9(h_{14} - h_9)$	$\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{10})$
$\dot{Q}_{gases \text{ exaustão ou água de resfriamento}}$	$\dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\dot{m}_4(h_4 - h_5)$	$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$
$\dot{\Delta E}x_{água \text{ quente ou vapor}}$	$\dot{m}_6(ex_6 - ex_7)$	$\dot{m}_9(ex_{14} - ex_9)$	$\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{10})$
$\dot{\Delta E}x_{gases \text{ exaustão ou água de resfriamento}}$	$\dot{m}_3(ex_3 - ex_4)$	$\dot{m}_4(ex_4 - ex_5)$	$\dot{m}_{12}(ex_{12} - ex_{13})$

#### d)Eficiência Térmica, Elétrica e Global do sistema.

As relações utilizada para o cálculo da eficiência térmica, elétrica e global estão na tabela 3. Os parâmetros  $\dot{Q}_{água \text{ quente e vapor}}$  e  $\dot{\Delta E}x_{água \text{ quente e vapor}}$  expressa, respectivamente, a energia e exergia utilizada na produção de água quente e vapor em todos os equipamentos da planta cujos parâmetros encontram-se na tabela 1.

Tabela 2 – Eficiência térmica, elétrica e global para o sistema.

Eficiência	$\eta$ (1 <sup>a</sup> lei da termodinâmica)	$\psi$ (2 <sup>a</sup> lei da termodinâmica)
Térmica	$\frac{\dot{Q}_{água \text{ quente e vapor}}}{\dot{m}_{gn} * PCI}$	$\frac{\dot{\Delta E}x_{água \text{ quente e vapor}}}{\dot{m}_{gn} * PCI * \varphi}$
Elétrica	$\frac{\dot{W}_{ele}}{\dot{m}_{gn} * PCI}$	$\frac{\dot{W}_{ele}}{\dot{m}_{gn} * PCI * \varphi}$
Global	$\frac{\dot{W}_{ele} + \dot{Q}_{água \text{ quente e vapor}}}{\dot{m}_{gn} * PCI}$	$\frac{\dot{W}_{ele} + \dot{\Delta E}x_{água \text{ quente e vapor}}}{\dot{m}_{gn} * PCI * \varphi}$

As propriedades termodinâmicas dos fluxos utilizado no cálculo da análise termodinâmica estão na tabela 4.

A exergia da água e dos gases de exaustão foi calculada a partir da seguinte expressão:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

Para os gases de exaustão  $\Delta h = \int c_p dT$ ,  $\Delta s = \int \frac{c_p}{T} dT$  e  $c_p = \sum_j x_i c_{pi}$

Onde  $c_{pi} = A_i + B_i T + C_i T^2$  (CALLEN, 1960) e representa a capacidade calorífica do composto i presente nos gases de exaustão, calculados a partir da composição do gás natural, massa do ar e combustível, considerando combustão estequiométrica.

Tabela 3 – Propriedades termodinâmica dos fluxos necessários para análise termodinâmica

Pontos	Descrição	Temp( °C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$h$ - (kJ/kg)	$s$ -(kJ/kg)	$ex$ -(kJ/kg)
2	Combustível	25,0	0,4418	48.821	-	51.263
3	Gases Com.	386,2	17,08	-	-	-
4	Gases Com.	160,0	17,08	-	-	-
5	Gases Com.	110,0	17,08	-	-	-
6	Vap. Sat.	175,2	1,55	2773,0	6,624	803,2
7	Liq Sat	95,0	1,55	398,0	1,081	29,9
8	Liq Sat	80,5	29,97	337	1,081	19,3
9	Liq Sat	80,5	0,70	337	1,081	19,3
10	Liq Sat	80,5	29,27	337	1,081	19,3
11	Liq Sat	96,3	29,27	403,5	1,265	30,9
12	Liq Sat	121,0	15,53	508,0	1,539	53,97
13	Liq Sat	91,2	15,53	382,0	1,206	26,95
14	Liq Sat	96,3	0,70	403,5	1,265	30,9
15	Liq Sat	96,3	29,97	403,5	1,265	30,9

Condições de referência:  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 101,3\text{kPa}$ , umidade relativa = 62,47 %, umidade absoluta = 0,018804 kg água/kg ar seco.

### 2.3 Segunda Configuração

A segunda configuração será constituída por uma turbina com capacidade de produzir 4,12 MW de energia elétrica e dois motores com capacidade de gerar 1,73 MW de energia elétrica, cada um. A figura 2 representa um diagrama simplificado para essa configuração. Além da energia elétrica, esse sistema tem a capacidade de produzir 2863 TR's para conforto térmico através de chiller's de absorção. Nessa configuração, toda demanda térmica será suprida pelo calor disponibilizado pelos gases de exaustão.

Como percebe-se a partir da figura 2, a segunda configuração é similar a primeira excetuando-se a adição de uma turbina.

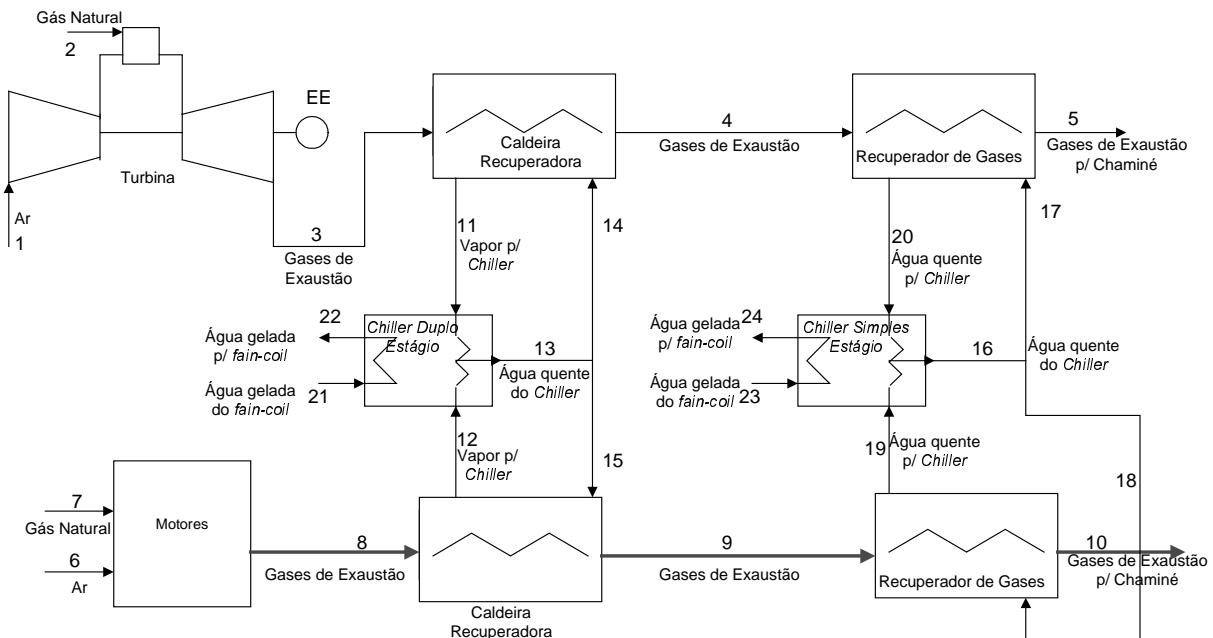


Figura 2 – Diagrama simplificado da 2<sup>a</sup> configuração proposta para o *shopping center* em estudo.

## 2.4 Análise da 2<sup>a</sup> Configuração da Planta de Cogeração

### a) Motor e Turbina

A eficiência de 1<sup>a</sup> lei da termodinâmica para a caldeira e turbina pode ser calculado como realizado na configuração anterior:

$$\eta_{motor \ ou \ turbina} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{\dot{m} * PCI} * 100 \quad (6)$$

A eficiência exergética, ou racional, será calculado por:

$$\psi_{motor \ ou \ turbina} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{\dot{m} * PCI * \varphi} * 100 \quad (7)$$

### b) Caldeira Recuperadora e Recuperador de Gases para os Gases de Exaustão da Turbina e Motor

O cálculo da eficiência será realizado utilizando a relação expressa na equação 3 e 4, como foi realizado para a primeira configuração e os parâmetros necessários estão na tabela 5.

Tabela 4- Parâmetros utilizados na análise termodinâmica da 2<sup>a</sup> configuração.

Parâmetro	Caldeira	Recuperadora	Recuperador de	Gases
	Turbina	Motor	Turbina	Motor
$\dot{Q}_{água \ quente \ ou \ vapor}$	$\dot{m}_{14}(h_{11} - h_{14})$	$\dot{m}_{15}(h_{12} - h_{15})$	$\dot{m}_{17}(h_{20} - h_{17})$	$\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{18})$
$\dot{Q}_{gases \ de \ exaustão}$	$\dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\dot{m}_8(h_8 - h_9)$	$\dot{m}_4(h_4 - h_5)$	$\dot{m}_9(h_9 - h_{10})$
$\Delta E_x$ $água \ quente \ ou \ vapor$	$\dot{m}_{14}(ex_{11} - ex_{14})$	$\dot{m}_{15}(ex_{12} - ex_{15})$	$\dot{m}_{17}(ex_{20} - ex_{17})$	$\dot{m}_{19}(ex_{19} - ex_{18})$
$\Delta E_x$ $gases \ exaustão$	$\dot{m}_3(ex_3 - ex_4)$	$\dot{m}_8(ex_8 - ex_9)$	$\dot{m}_4(ex_4 - ex_5)$	$\dot{m}_9(ex_9 - ex_{10})$

### d)Eficiência Térmica, Elétrica e Global do sistema.

A eficiência térmica, elétrica e global a partir das mesmas relações expressas para a primeira relação e os parâmetros estão na tabela 5. A tabela 7 mostra as propriedades termodinâmica para os fluxos da 2<sup>a</sup> configuração.

Tabela 5. Propriedades termodinâmica dos fluxos da 2<sup>a</sup> configuração.

Pontos	Descrição	Temp( °C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$h$ -(kJ/kg)	s-(kJ/kg)	ex -(kJ/kg)
2	Combustível	25,0	0,49	48.821	-	51.263
3	Gases Com.	594,5	15,11	-	-	-
4	Gases Com.	160,0	15,11	-	-	-
5	Gases Com.	110,0	15,11	-	-	-
7	Combustível	25,0	0,20	48.821	-	51.263
8	Gases Com.	419	5,92	-	-	-
9	Gases Com.	160,0	5,92	-	-	-
10	Gases Com .	110,0	5,92	-	-	-
11	Vap.Sat.	175,2	2,73	2773	6,624	803,2
12	Vap.Sat.	175,2	0,62	2773	6,624	803,2

Continuação da tabela 5.

Pontos	Descrição	Temp( °C)	$\dot{m}$ (kg/s)	h – (kJ/kg)	s-(kJ/kg)	ex -(kJ/kg)
13	Liq Sat	95,0	3,35	398,0	1,25	29,93
14	Liq Sat	95,0	2,73	398,0	1,25	29,93
15	Liq Sat	95,0	0,62	398,0	1,25	29,93
16	Liq Sat	80,5	11,45	337,0	1,081	19,31
17	Liq Sat	80,5	10,75	337,0	1,081	19,31
18	Liq Sat	80,5	0,70	337,0	1,081	19,31
19	Liq Sat	96,3	0,70	403,5	1,265	30,99
20	Liq Sat	96,3	10,75	403,5	1,265	30,99

Condições de referência:  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 101,3\text{kPa}$ , umidade relativa = 62,47 %, umidade absoluta = 0,018804 kg água/kg ar seco.

### 3.0 RESULTADOS.

A tabela 6 mostra as eficiências de primeira e segunda lei para os diversos equipamentos. Percebe-se que para uma mesma eficiência de primeira lei, a exceção do trocador HT, existe variações para a de segunda lei. Essa diferença está relacionada com as irreversibilidades contabilizada pela segunda lei da termodinâmica e que não é pela primeira lei. Não existe contradição nas duas análises, que são complementares. A diferença está que a primeira lei afirma que energia do sistema é constante, considerando as perdas, e a segunda lei diz que parte dessa energia foi destinada ao aumento de entropia do sistema, tornando a energia indisponível para ser utilizada.

O recuperador de gases de exaustão, da primeira configuração, e a caldeira recuperadora da segunda configuração é que apresentam as eficiências exergéticas mais baixas.

Tabela 6 – Resultado das eficiências dos equipamentos.

Configuração	Equipamento	$\eta$	$\psi$
1 <sup>a</sup>	Caldeira Recuperadora	90,0	65,2
	Recuperador de Gases	90,0	55,5
	Trocador HT	99,0	80,9
2 <sup>a</sup>	Caldeira Recuperadora – turbina	90,0	58,11
	Recuperador de Gases – turbina	90,0	66,3
	Caldeira Recuperadora – motor	90,0	63,5
	Recuperador de Gases – motor	90,0	59,1

A tabela 7 mostra o resultado de eficiência elétrica, térmica e global para o sistema. A primeira configuração apresentou a melhor eficiência elétrica de 1<sup>a</sup> lei , ou seja, o sistema produz mais energia elétrica por unidade de combustível queimado que a segunda configuração. Por outro lado, a segunda configuração apresenta uma maior eficiência térmica de 1<sup>a</sup> lei ou maior produção de calor por unidade de combustível queimado. Globalmente, a primeira configuração apresenta melhor eficiência energética e exergética, ou seja, a primeira configuração, que utiliza só motores, oferece maior quantidade de produto por insumo.

Tabela 7 – Resultado das eficiências térmica, elétrica e global.

Configuração		$\eta$	$\psi$
1 <sup>a</sup>	Térmica	29,90	7,67
	Elétrica	39,12	38,36
	Global	69,02	46,03
2 <sup>a</sup>	Térmica	35,16	10,84
	Elétrica	31,36	29,87
	Global	66,52	40,71

A tabela 8 mostra a distribuição de energia pelo sistema na 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> configuração. Percebe-se que a segunda configuração apresenta uma maior destruição de exergia que a primeira configuração. As perdas exergéticas totais da primeira configuração somam 53,97% de toda exergia que entra a partir do gás natural e a segunda configuração apresenta uma perda total de 59,29% de toda exergia que entra que entra a partir da queima do gás natural.

Tabela 8 – Distribuição de Energia pelo Sistema.

	1 <sup>a</sup> Configuração		2 <sup>a</sup> Configuração	
	Energia(%)	Exergia(%)	Energia(%)	Exergia(%)
Energia Elétrica	39,12	38,36	31,36	29,87
Energia Térmica	29,90	7,67	35,16	10,84
Gases de Exaustão	6,90	0,80	5,40	0,60
Perdas Externas	24,08	0,80	28,08	1,18
Destrução	-	52,37	-	57,51

## 4.0 CONCLUSÕES

Os resultados mostram que a primeira configuração é a que produz maior quantidade de produtos por insumo que entra no sistema, tanto do ponto de vista da análise de primeira lei quanto da segunda lei da termodinâmica. Outra desvantagem para a configuração que usa turbina é que devido a variação da demanda térmica e elétrica ao longo do dia, a turbina poderá ter variações significativas do desempenho, ou seja, a eficiência poderá sofrer decréscimo para variações de cargas. A alternativa para evitar essa variação no desempenho seria manter a turbina com carga constante, o quanto possível, e variar a carga dos motores para atender a variação nas demandas térmica e elétrica.

A vantagem da segunda configuração está no fato de toda energia térmica do sistema ser fornecida pelo aproveitamento do calor residual proveniente dos gases de exaustão enquanto que a primeira configuração precisará transformar energia elétrica (energia de alta qualidade) em térmica (energia de baixa qualidade), pois a demanda térmica é maior que calor disponibilizado por essa configuração.

Com isso, os resultados estão sinalizando que a primeira configuração é o mais indicado para atender o caso em estudo, porém, ainda seria necessário realizar um estudo de viabilidade econômica para decidir que configuração seria escolhida.

## 5.0 AGRADECIMENTOS.

FINEP, CNPQ, Iguatemi Energia.

## 6.0 REFERÊNCIAS

Andreyevich, S. T., Pinto, J. H. F., “Shopping Centers: motores ou turbinas a gás? Eletricidade Moderna 1996, N° 8, pp. 82-89

- ASHRAE. 2001. Handbook of Fundamentals, Ch.1. New York, N.Y.:ASHRAE
- Cespedes, J.F.P., Oliveira Junior, S.O., 1995, “Análise Exergética e Termoeconômica da Cogeração no Setor Terciário”, Eletricidade Moderna, 261, pp. 125 – 136.
- Callen, H.B., 1985, “Thermodynamics and Introduction to Thermostatistics”, John Wiley & Sons, New York.
- Kotas, T.J., 1985, “The Method of Thermal Plants Analysis”, Anchor Brendon Ltd, London.
- Nogueira, L.A.H., Santos, A.H.M., 1995, “Co-geração no Setor Terciário: possibilidades, vantagens e limitações”, Eletricidade Moderna, 255, pp. 50 – 58.
- Santana, G.C.S, 2003, “Análise Energética e Exergética em um Sistemas de Cogeração para uma Empresas do Setor Terciário”, Dissertação de Mestrado, UFBA – Salvador-Ba.
- Szklo, A.S., Soares, J.B. and Tolmasquim, M.T., 2000, “Economic Potential of Natural Gas-Fired Cogeneration in Brazil: Two Case Studies”, Applied Energy, No 67, pp 245-263
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Process”, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Takahashi, K., Ishizaka, T., 1998, “Aplication of Information Theory for the Analysis of Cogeneration-System Performance”, Applied Energy, N° 61, pp. 147-162
- Tolmasquim, M. T.; Szklo, A. S., Soares, J. B., “Economic potential of natural gás fired cogeneration plants at malls in Rio de Janeiro”, 2001, Energy Conversion and Management, No.42, pp. 1699-1716

## **ENERGY COMPARISON OF TWO COGENERATION PLANTS'S CONFIGURATIONS FOR A COMPANY OF THE COMERCIAL SECTOR.**

### **Gean Claudio de Souza Santana**

Escola Politécnica/Mestrado em Engenharia Química/LEN/UFBA Rua Aristides Novis, 2  
Federação-Salvador-Ba 40210-630/gclaudio@ufba.br

### **Ednildo Andrade Torres**

Escola Politécnica/Mestrado em Engenharia Química/LEN/UFBA Rua Aristides Novis, 2  
Federação-Salvador-Ba 40210-630/ednildo@ufba.br

### **Carlos Marlon Santos**

Escola Politécnica/Departamento de Engenharia Mecânica/UFBA. Rua Aristides Novis, 2  
Federação-Salvador-Ba 40210-630/ carlosmarlon@hotmail.com

**Abstract.** Recent instability in the Brazilian electrical energy supply, together with the restructuring of the power sector and government initiatives to increase natural gas participation in the system have led to discussion over the possibility of implementing cogeneration plants that utilize natural gas as an energy source in power generating for use in cooling and heating systems. Given this context, the use of cogeneration plants is an alternative for service sector companies (such as retail centers, universities, schools, and hospitals) that would like to implement with the goal of producing electricity and cooling for indoor environmental climate control.

In this study, an energetic analysis (based on the first law of thermodynamics) and an exergetic analysis (based on the second law) were performed on two cogeneration plants.

**Keyword** Energy, Exergy, Cogeneration