

Estudo Energético de uma Planta de Cogeração para o Setor Terciário

G. C. S. Santana – UFBA, E. A. Torres – UFBA

E-mail: gclaudio@ufba.br

Palavras-chave – Cogeração, Energia Elétrica, Gás Natural, Refrigeração por Absorção.

Resumo – Este trabalho realiza um estudo energético em uma planta de cogeração que será instalada em *shopping center*, em Salvador. Esse shopping center foi projetado para atender a demanda térmica e produzirá 8,3 MWe de potência elétrica e 6,4 MWt de energia térmica que será utilizado pelos *chillers* de absorção na climatização do *shopping*, aproveitando o calor residual da planta. Dos 8,3 MWe de energia elétrica gerada, 1,3 MWe será consumido no chiller de compressão, ajudando na climatização do *shopping*.

A análise termodinâmica mostrou que a eficiência da planta é de 47 %, portanto, cerca de 53 % da energia útil (exergia) que entra no sistema com o gás natural é destruído na planta de cogeração

1. Introdução

A recente instabilidade no fornecimento de energia elétrica juntamente com a reestruturação do setor elétrico e a expectativa do governo em aumentar a participação do gás natural na matriz elétrica brasileira têm favorecido a discussão e a possibilidade de se implantar plantas de cogeração no país, apesar da baixa tarifa de energia elétrica e preços não atraentes do gás natural e equipamentos necessários na implantação da planta de cogeração, que são importados.

Cogeração é a produção simultânea de energia elétrica e energia térmica de um mesmo combustível, que pode ser gás natural, óleo diesel, bagaço de cana dentre outros. Em empresas do setor terciário, como *shopping center*, a energia térmica, que está presente nos gases de exaustão, pode ser utilizado na produção de frio através de *chillers* de absorção. Com isso o consumo das máquinas de refrigeração para climatização deixa de ser proveniente da energia elétrica para ser proveniente da energia térmica presente nos gases de exaustão, além de deixar de usar refrigerantes que agredem a camada de ozônio.

No Brasil, a tecnologia cogenerativa tem sido mais empregada no setor industrial para produção de vapor de alta qualidade e energia elétrica. As empresas do setor terciário tem quantidade menores de plantas de cogeração, apesar de ser mais simples, quando comparada as plantas utilizadas no setor industrial, pois o vapor necessário ao processo é de baixa qualidade.

Atualmente o que favorece a utilização da tecnologia cogenerativa é que sua implantação favorece a descentralização na geração e distribuição de energia

elétrica e expande sua oferta, diminui a necessidade de investimento na geração hidrelétrica, que exige a imobilização de recursos superior ao da cogeração, posterga a derrubada de matas e florestas para construção de barragens na construção de hidrelétrica, além de possuir um prazo de operação menor em relação a hidrelétrica. Por outro lado ainda tem-se o PPT – Programa Prioritário de Termoelétrica que objetiva aumentar a participação do gás natural na matriz energética brasileira de 2,8% para 12% até 2010.

No entanto, o baixo preço da tarifa de energia elétrica com os altos preços da tarifa do gás natural (e sua indefinição quanto ao preço futuro) e os elevados preços dos equipamentos a serem importados para implantação da planta cogenerativa são fatores que podem inviabilizar a construção desses empreendimentos. No entanto a implantação de políticas compensatórias como garantia de um preço de tarifa de gás adequada a realidade brasileira, preço de tarifa de energia elétrica que possibilitem ganhos financeiros a esses investimentos, garantia de venda da energia elétrica produzida e subsídios para os equipamentos são alguns incentivos que o governo poderia viabilizar para incentivar a instalação de plantas de cogeração no país.

Diante desse contexto torna-se necessário o estudo energético e econômico em plantas de cogeração para auxiliar a tomada de decisão quando deseja-se investir nesses tipos empreendimentos, pois esses estudos permitem mostrar a viabilidade tecno-econômica dessas plantas. Além disso, uma análise energética permite o direcionamento no uso mais racional da fonte energética, redução no custo de operação e na emissão de poluentes presentes nos gases de exaustão.

Esse trabalho realizou um estudo energético numa planta de cogeração que será implantada em um shopping center da cidade de Salvador. Essa planta produzirá 8,3MWe de potência elétrica e 6,4MWt de energia térmica que será utilizado nos *chillers* de absorção para proporcionar o conforto térmico ao shopping.

A figura I abaixo mostra o diagrama físico da planta de cogeração, considerando apenas a parte térmica. E logo em seguida a tabela I apresenta as condições dos fluidos em diversos pontos da planta.

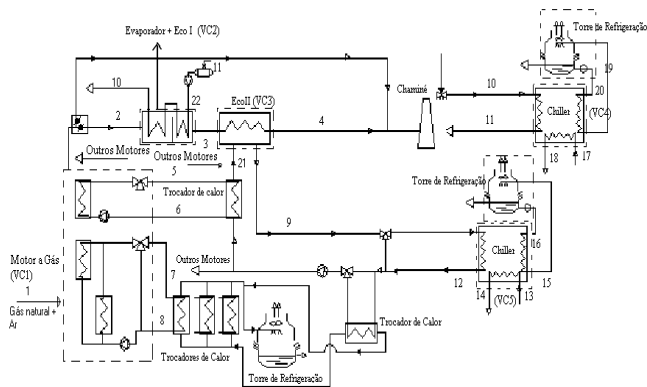


Figura I. Fluxograma do Sistema de Cogeração do shopping center na cidade de Salvador

TABELA I

Descrição do fluido juntamente com a vazão mássica e a temperatura relativo a figura 1 que vem logo a seguir.

Pontos	Descrição	Temp (°C)	\dot{m} (kg/s)
1	Comb.	25	0,649
2	Gases	355,0	15,97
3	Gases	158,5	15,97
4	Gases	110,0	15,97
5	Liq Sat	100,0	23,56
6	Liq Sat	91,4	23,56
7	Liq Sat	44,9	32,52
8	Liq Sat	40,0	32,52
9	Liq Sat	96,3	49,21
10	vapor	175,2	1,44
11	Liq Sat	95,0	1,44
12	Liq Sat	80,5	49,2
13	Liq Sat	12,0	108,8
14	Liq Sat	7,0	108,8
15	Liq Sat	37,5	241,0
16	Liq Sat	32,0	241,0
17	Liq Sat	12,0	195,2
18	Liq Sat	7,0	195,2
19	Liq Sat	37,5	327,3
20	Liq Sat	32,0	327,3
21	Liq Sat	92,3	49,21
22	Liq Sat	95,0	1,6
23	Liq Sat	80,5	49,21

2. COGERAÇÃO PARA O SETOR TERCIÁRIO

O setor terciário tem a característica de ser heterogêneo tanto do ponto vista da dimensão física quanto da finalidade, podendo ser prédios públicos ou comerciais hotéis aeroporto, centros de educação, entre outros [1]. As finalidades da cogeração nesses empreendimentos podem ser iluminação, cocção, sanitização, climatização de ambientes dentre outros.

Quando a finalidade é, basicamente, iluminação e climatização têm a produção de eletricidade e frio, onde o frio é gerado a partir de um ciclo de absorção que substitui o ciclo de compressão O ciclo de absorção é

similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Como principais vantagens do Ciclo de Refrigeração por Absorção tem-se uma baixa potência elétrica requerida, pois o trabalho do compressor do ciclo de compressão de vapor é substituído pelo gerador de calor, absorvedor e uma bomba de baixa potência, diminuindo assim os custos operacionais [2]

Segundo Andeyevich[3] existem duas possibilidades de concepção para projetos de cogeração para shopping centers. O primeiro consiste no emprego de turbina a gás que produz energia elétrica e gases de exaustão com temperatura entre 450 a 550°C. Os gases de exaustão pode ser utilizado em uma caldeira de recuperação cujo vapor gerado é utilizado no chiller de absorção ou pode-se usar uma máquina de absorção diretamente, o que dispensa a instalação da caldeira Ambos produzem água gelada para climatização.

A outra possibilidade consiste no emprego de motores alternativos (ciclo Otto ou Diesel) no lugar da turbina a gás, que difere da turbina a gás na disponibilidade de energia térmica por quilowatt gerado presente nos gases de exaustão. e na disponibilidade de calor presente na água de resfriamento do motor.

Dentre as configurações de plantas de cogeração existem duas que são básicas, a *topping cycle* e *bottoming cycle*. Quando uma planta gera eletricidade a alta pressão e temperatura e o rejeito térmico é utilizado para fins de aquecimento de um dado processo ou em um equipamento, tem-se uma configuração *topping cycle*. Quando um processo demanda calor a alta temperatura sendo o rejeito térmico utilizado com insumo de uma planta de potência, tem-se um exemplo de *bottoming cycle*.

A escolha da configuração adequada de uma planta de cogeração depende da relação eletricidade /calor (trabalho/calor) e pode ser exemplificado pela figura II abaixo.

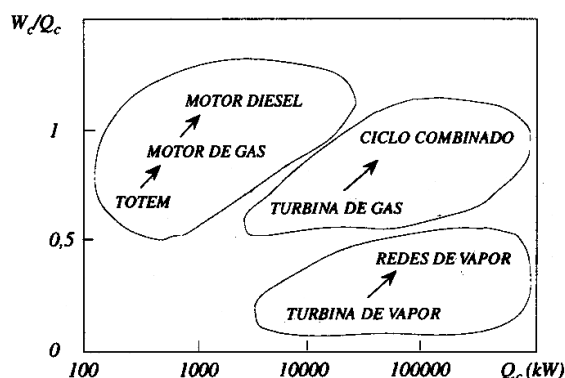


Figura II. Exemplo de escolha da configuração de uma planta de cogeração baseado na relação eletricidade/calor.

Segundo Nebra [4], a figura acima pretende ser um resumo para escolha de um projeto de cogeração. No eixo dos y está indicado o valor da relação potência/calor requerida pelo o sistema, enquanto no eixo x foi colocado o fluxo de calor disponível no sistema escolhido. Por exemplo se um sistema necessita de uma alta produção de energia elétrica em relação à energia térmica requerida,

pela figura II, observa-se que a opção mais adequada são os motores alternativos, e depois as turbinas a gás em ciclo combinado. As turbinas a gás com caldeira de recuperação se situam numa faixa intermediária. Os sistemas de vapor são adequados para requerimentos altos de energia térmica comparados à energia elétrica. As faixas adequadas estão indicadas no diagrama.

A tabela II, abaixo, mostra as principais características da turbina a vapor, turbina a gás e motor. Por exemplo, os motores de combustão interna apresentam, como vantagens, elevado rendimento elétrico, bom comportamento a cargas parciais e em operação intermitente, e uma diversidade de potências em oferta no mercado (10 kW até 30 MW). As desvantagem reside na dificuldade do maior aproveitamento da energia térmica residual, que se apresenta dividida entre os gases de exaustão e a água de arrefecimento limitando sua utilidade à produção de água quente e vapor de baixa pressão.

TABELA II

Características da turbina a vapor, turbina a gás e motor [4].

Critério	Turbina a vapor	Turbina a gás	Motor
Combustível	Todo tipo	Líquidos e gasosos	Líquidos e gasosos
Manutenção	Cada 4000 horas	Cada 4000 horas	Cada 800 horas
Tempo de partida	alto	médio	baixo
Qualidade da energia térmica	Vapor 100 – 300°C Calor latente	Gases 400 – 600°C Calor sensível	Gases 300– 500°C + água quente Calor sensível
Carga parcial	Bom comportamento	Baixa eficiência	Bom comportamento
Período de construção	2- 3 anos	0,75 a 2 anos	0,75 a 2 anos
Vida útil	25 – 35 anos	15- 20 anos	15 – 25 anos

3. Estudo Energético da Planta de Cogeração

O presente artigo realizou um estudo energético, baseado na 1ª e 2ª leis da termodinâmica, em uma planta de cogeração que será implantada em um shopping center na cidade do Salvador. A planta foi projetada para atender a demanda térmica sendo produzido 8,3 MWe de potência

elétrica e 6,4MWt de energia térmica, utilizando *chillers* de absorção, aproveitando o calor residual da planta, para a climatização do shopping. Dos 8,3MWe de energia elétrica gerada, 1,3MWe será consumido no *chiller* de compressão, que ajudará na climatização do shopping.

No sistema de cogeração analisado, gás natural entra no motor produzindo energia elétrica. Parte da energia térmica contida nos gases de exaustão e nos motores são utilizados na produção de água quente e vapor. A água quente produzida será utilizada no *chiller* de simples estágio e o vapor será utilizado no *chiller* de duplo estágio. Com isso o produto final da planta é a energia elétrica e a capacidade de resfriamento produzida pelos *chillers*. de absorção.

O estudo energético, do presente artigo, combinou a primeira e segunda leis da termodinâmica permitindo, assim, que se estabeleça o balanço de exergia (máximo trabalho que um sistema pode realizar ao evoluir do estado em que se encontra até entrar em equilíbrio termodinâmico com o meio)

3.1 Análise de 1a Lei da Termodinâmica

A análise de 1a de primeira Lei será realizada usando a definição de eficiência energética que avalia a razão entre a energia aproveitada pelo sistema e a energia que entra no sistema:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{elet.} + \dot{Q}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (1)$$

Onde $\dot{W}_{elet.}$ é o trabalho elétrico produzido pelo motor, \dot{Q} é o calor utilizado pelos *chillers* de absorção e que será calculado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) + \dot{m}_{21} (h_9 - h_{21}) + \dot{m}_{21} (h_{21} - h_{23}) \quad (2)$$

$\dot{m}_{comb} PCI$ é a energia fornecida ao sistema pelo combustível. A eficiência somente do motor é dada por:

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{elet.}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (3)$$

A eficiência térmica, será:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (4)$$

A eficiência do evaporador + economizador é calculado por:

$$\eta_{ecol} = \frac{\dot{m}_{22} (h_{10} - h_{22})}{\dot{m}_2 (h_2 - h_3)} * 100 \quad (5)$$

E para o economizador II:

$$\eta_{ecol1} = \frac{\dot{m}_{21}(h_9 - h_{21})}{\dot{m}_3(h_3 - h_4)} * 100 \quad (6)$$

Para análise de 1ª lei do *chiller* de absorção é usado o coeficiente de desempenho, COP ASHRAE (2001):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}_{bom}} \quad (7)$$

Para o *chiller* duplo estágio, tem-se:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{bomba} \approx 0 \quad (10)$$

E para o *chiller* simples estágio:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_9(h_9 - h_{12}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (12)$$

$$\dot{W}_{bomba} \approx 0 \quad (13)$$

3.2 Análise de 2a Lei da Termodinâmica.

A análise de 2a de lei da termodinâmica é realizada através da análise exergetica. Exergia pode ser definida como o máximo de trabalho que pode ser realizado por um sistema ou um fluxo. Para Rant, exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia [5]. Exergia pode ser criada ou destruída, ao contrário da energia, o seu consumo é proporcional a entropia gerada devido as irreversibilidades associadas ao processo. Com isso, a análise exergetica possibilita uma avaliação mais próxima do real pois ela quantifica a energia que pode ser transformada em trabalho e quanto é aproveitado pelo sistema.

Por exemplo, 1 kW de energia elétrica tem a capacidade de gerar, aproximadamente, 1 kW de trabalho, além de poder ser convertido em qualquer outra forma de energia, o que não acontece com 1 kW de água quente que tem capacidade inferior de produzir trabalho (exergia).

Matematicamente a exergia é dada por:

$$ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + ex_{ch} \quad (14)$$

Os dois primeiros da equação anterior referem-se a exergia física, por exemplo fenômenos que envolvam mudança na temperatura do sistema, variação de energia potencial ou cinética, dentre outros. O terceiro termo refere-se a exergia provocados por fenômenos químicos ou a fenômenos que envolvam variação na composição. As expressões para o cálculo da exergia química dos gases de exaustão e água (líquida e vapor) podem ser encontradas em Szargut [5].

A variação de exergia em um processo estacionário pode ser expressa por:

$$\Delta \dot{E}x = \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} \quad (15)$$

Os dois primeiros termos do segundo membro representam o somatório da exergia que entra e sai do volume de controle. O terceiro termo representa a exergia do calor \dot{Q} , que é transferido para o ambiente a temperatura constante T. O último termo representa o trabalho mecânico de ou para o volume de controle .

A eficiência exergetica do motor é dada por:

$$\varepsilon_{motor} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{\dot{m} * PCI * \varphi} * 100 \quad (16)$$

Onde φ é o fator que corrige o PCI para se obter a exergia do combustível [6].

A eficiência (exergetica) térmica fica:

$$\varepsilon_{ter} = \frac{Ex_Q}{Ex_{comb}} \quad (17)$$

E a eficiência global do sistema:

$$\varepsilon_{global} = \frac{\dot{W}_{elet.} + Ex_Q}{Ex_{comb}} \quad (18)$$

Onde Ex_Q representa a exergia do calor utilizado pelos chillers e, nesse trabalho, será representado por:

$$Ex_Q = \dot{m}_{22}(ex_{22} - ex_{10}) + \dot{m}_{21}(ex_9 - ex_{21}) + \dot{m}_{21}(ex_{23} - ex_{21}) \quad (19)$$

Ex_{comb} a exergia que entra no sistema pelo combustível.

A diferença entre o numerador e denominador é chamado de irreversibilidades que podem ser internas ou externas e representa a energia que poderia ser transformada em energia elétrica e/ou trabalho mas é destruída pelo sistema. Matematicamente as irreversibilidades têm o seguinte formato:

$$\dot{I} = T_0 \left[\left(\dot{S}_s - \dot{S}_e \right) - \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right] \quad (20)$$

O primeiro termo representa o acréscimo de entropia no sistema e o segundo termo o fluxo total de entropia térmica para dentro do volume de controle a partir de um reservatório de calor que está a uma temperatura (T_r).

Logo abaixo, encontra-se a tabela com as propriedades termodinâmica de cada fluido descrita na figura I.

A exergia química água foi calculada a partir da relação fornecida por Szargut[5] e possui valor igual a 65,88kJ/kg e a exergia química dos gases de exaustão, obtido pelo mesmo procedimento, valor igual a 84,40 kJ/kg.

A eficiência de 2ª lei do evaporador + economizador I pode ser calculado por:

$$\varepsilon_{ecol} = \frac{\dot{m}_{22}(ex_{22} - ex_{10})}{\dot{m}_2(ex_2 - ex_3)} * 100 \quad (21)$$

E para o economizador II :

$$\varepsilon_{ecolII} = \frac{\dot{m}_{21}(ex_9 - ex_{21})}{\dot{m}_3(ex_3 - ex_4)} * 100 \quad (22)$$

A análise de segunda lei para os chillers fica:

$$\varepsilon_{racional} = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{água_gelada}}}{\Delta \dot{E}x_{\text{vapor_ou_água_quente}}} * 100 \quad (23)$$

TABELA III

Descrição das propriedades termodinâmica dos fluidos da figura I.

Pontos	h – (kJ/kg)	s-(kJ/kg)	ex –(kJ/kg)
1	-	-	32,762
2	418,9	-	259,10
3	179,4	-	134,12
4	123,2	-	112,89
5	418,9	1,31	98,122
6	382,8	1,21	91,363
7	187,9	0,64	68,038
8	167,4	0,57	67,026
9	403,4	1,27	95,128
10	2773,6	6,62	874,698
11	397,9	1,25	94,107
12	336,9	1,08	83,828
13	50,4	0,18	67,447
14	29,4	0,11	68,283
15	157,1	0,54	66,977
16	134,1	0,46	66,239
17	50,4	0,18	67,447
18	29,38	0,1068	68,283
19	157,10	0,5388	66,977
20	134,13	0,4642	66,239
21	386,57	1,2191	92,037
22	215,00	0,7216	70,369
23	336,98	1,0812	83,828

4. Resultados e Conclusão.

As tabelas, IV e V a seguir, mostram os resultados com as eficiências de 1ª e 2ª leis da termodinâmica calculados a partir das propriedades que estão na tabela III. Percebe-se que a eficiência global de 1ª lei é de 73,8 % mas a eficiência de 2ª lei é de 47 %. Esse resultado mostra que 53 % da capacidade de gerar trabalho da energia que entra no sistema é perdida ou destruída no processo, o que não é contabilizada pela 1ª lei.

Com isso, percebe-se que um aumento na eficiência exergética levaria a uma utilização mais racional do

combustível e uma maior produção de energia elétrica e frio para o *shopping center* em estudo. A próxima etapa desse trabalho será realizado um estudo mais detalhado dos *chillers* de absorção, o que não foi realizado nesse artigo por insuficiência de dados. Mas, com os dados atuais percebe-se que os *chillers* possuem as menores eficiências exergéticas, ou seja, é o maior destruidor de trabalho do sistema

TABELA IV

Resultados dos cálculos de eficiência

	η	ε
motor	41,2	39,5
térmica	32,6	7,5
Evaporador +ECO I	89,4	60,6
ECO II	92,4	51,4
global	73,8	47,0

TABELA V

Resultados dos cálculos de eficiência para os *chillers* de absorção.

Equipamento	COP _{real}	$\varepsilon_{racional}$ (%)
Chiller simples estágio	0,7	35,55
Chiller duplo estágio	1,2	30,77

Tabela VI.

Distribuição da energia e exergia fornecida ao sistema

	Energia (kW)	Exergia (kW)	% Energia	% Exergia
Fornecida pelo combustível	20.445	21.263	100	100
Vapor e água quente	6.689	1.570	32,7	7,4
Energia elétrica	8.400	8.400	41,1	39,5
Gases de exaustão	1.405	1.613	6,9	7,6
Perdas externas	3.951	591	19,3	2,7
Destruição ou perdas internas	-	9.089	-	43,1

A tabela VI, acima, mostra a Pode-se perceber que 43,1 % da exergia é perdida internamente ou destruída e 10,3 são perdas externamente, totalizando 53,4 %.

5. Referências Bibliográficas

- [1] Tolmasquim, M. T.; Szklo, A. S., Soares, J. B., "Economic potential of natural gas fired cogeneration plants at malls in Rio de Janeiro", 2001, Energy Conversion and Management, No.42, pp. 1699-1716.
- [2] Varani, C.M.R., 2001, "Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural", Tese de Doutorado, UFPB.
- [3] Andreyevich, S. T., Pinto, J. H. F., "Shopping Centers: motores ou turbinas a gás? Eletricidade Moderna 1996, N° 8, pp. 82-89.

- [4] Nebra,A. N., Palestra ministrada no Curso de Especialização em Engenharia de Gás Natural na UFBA.
- [5] Szargut,J., Morris, D.R., Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Process”, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [6] Kotas, T.J., 1985, “ The Method of Thermal Plants Analysis”, Anchor Brendon Ltd, London.