



ESTADO DA ARTE DA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA EM SISTEMAS DE COGERAÇÃO PARA EMPRESAS 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

Ricardo Antônio do Espírito Santo Gomes

UFBA/Escola Politécnica/DEM/LEN. Rua Prof. Aristides Novis, 2 Federação-Salvador-Ba 40210-630/cardo.gomes@zipmail.com.br

Resumo Existe uma tendência das empresas do setor de serviços, tais como shopping centers, hospitais, hotéis, grandes escolas e faculdades, e empresas do setor industrial procurar meios de alcançar a auto-sustentação em energia elétrica. Por outro lado, há interesse do governo no aumento da inserção de gás natural na matriz energética brasileira passando de, aproximadamente, 3% para 12% em 2010. Diante desse contexto, a implantação de plantas de cogeração utilizando o gás natural como energético para gerar eletricidade, frio e/ou calor é uma alternativa. Porém, para que se tenha produção de eletricidade e frio (ou calor) a custo atraente em relação à energia hidrelétrica, é necessário ter plantas operando com ciclo combinando, otimizada e em máxima eficiência.

A análise energética ou de primeira lei da termodinâmica, apesar de muito difundida não contabiliza a qualidade da energia que se está perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos, ou seja, não identifica onde e porquê elas aparecem. Entretanto, com a contribuição da segunda lei e com a ajuda da análise exergética pode-se ampliar a análise energética e contabilizar a qualidade de energia.

Portanto, as análises de primeira e segunda leis não são concorrentes e sim complementares contribuindo para avaliação coerente, de um sistema térmico.

Neste trabalho propõem-se realiza um levantamento do estado da arte e uma avaliação energética e exergética do sistema de geração de eletricidade e frio para um grande shopping center da cidade de Salvador.

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

1. INTRODUÇÃO

Atualmente há tendência sensível das empresas do setor terciário, tais como *shopping centers*, hospitais, hotéis, grandes instituições de ensino e empresas do setor industrial, procurarem meios para alcançar a auto-sustentação em energia elétrica. Nesse contexto, o tema cogeração tem sido bastante discutido em eventos técnicos cujo tema central é a busca de alternativas para geração de eletricidade. Segundo Szklo et al (2000) a tecnologia cogenerativa reduz investimentos públicos na geração de energia elétrica, além de ser eficiente em termos energéticos e oferecer uma alternativa para descentralização na geração de energia elétrica para os setores industriais e comerciais. Sendo

assim, surge a necessidade da elaboração de uma metodologia de análise energética e exergetica para plantas de cogeração, contribuindo com o aumento da eficiência.

Muitos estudos foram realizados utilizando a análise energética, ou da Primeira Lei da Termodinâmica, para minimizar perdas de energia, que visavam aumentar a viabilidade econômica de plantas industriais. Apesar de muito difundida, a análise energética não contabiliza a qualidade da energia que se está perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos, ou seja, não identifica onde e porquê elas aparecem (Torres, 1999), o que pode ser obtido utilizando-se também a 2ª lei da termodinâmica através da análise exergetica. Isso não quer dizer que a análise energética não tenha validade para diagnosticar sistemas que envolvam transformações de energia, mas sim que existem limitações da 1ª lei que, com ajuda da análise exergetica, podem ser superadas, ampliando as avaliações desses sistemas.

As conseqüências de uma análise energética com a exergetica vão além da otimização de uma planta e contribui na redução dos custos operacionais. Ela minimiza o consumo de energéticos e, conseqüentemente, a redução dos resíduos de combustão para o ambiente. Rosen e Dincer (1999) afirmaram que a exergia é uma intersecção entre energia, meio ambiente e desenvolvimento sustentável. Szargut (1988) mostrou os custos ecológicos das diversas atividades humanas e o consumo de fontes naturais, quando se estabelece uma correlação entre ecologia e exergia.

A 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 (Szargut, 1988). Exergia pode ser produzida ou destruída, ao contrário da energia, e o seu consumo é proporcional a entropia gerada devido as irreversibilidades associadas ao processo.

Nas plantas de cogeração que produzam eletricidade e frio, é necessário fazer a análise energética e exergetica de cada subsistema da planta. Cogeração é a produção simultânea de energia térmica útil (sob a forma de líquido, vapor ou gás) e de energia elétrica (ou mecânica) a partir da queima do mesmo combustível, sendo que a energia térmica pode ser usada para produção de calor e/ou frio. No caso em estudo (shopping center) a combustão do gás natural, por exemplo, pode ser utilizado para gerar frio em um ciclo de absorção e produzir energia elétrica, simultaneamente. Os subsistemas de uma planta de cogeração podem ser compostos por turbinas e/ou motores a gás natural, compressores, torres de resfriamento, trocadores de calor dentre outros componentes.

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 (Varani, 2001).

O presente artigo visa desenvolver uma metodologia de análise da 1ª e 2ª lei da termodinâmica para um sistema de cogeração (eletricidade e frio), em que utiliza gás natural como combustível em motores de combustão interna do ciclo diesel, *chiller* de absorção e compressão, trocadores de calor e torres de refrigeração numa planta a ser instalada num *shopping center* de grande porte na cidade de Salvador.

2. ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DOS SUBSISTEMAS DE PLANTAS DE COGERAÇÃO

Na figura 1 apresenta o fluxograma da planta de cogeração que será construída em um *shopping center* da cidade de Salvador. Gás natural e ar entram no motor/gerador produzindo energia elétrica, que vai para a subestação e posteriormente para o sistema de distribuição; o gás de exaustão será utilizado, aproveitando a energia térmica residual, para a geração de frio, num ciclo de absorção. A potência elétrica gerada será suficiente para atender a maior parte da demanda elétrica do centro comercial, entretanto, a necessidade de frio será completamente satisfeita.

Foram selecionados cinco volumes de controle de acordo com a metodologia assim definida: VC1 – motores a gás; VC2 – Evaporador e EcoI; VC3 EcoII; VC4 - *Chiller* que utiliza vapor; VC5 - *Chiller* de absorção que utiliza água quente.

O dados de temperaturas, pressões e vazões foram obtidos de acordo com o projeto da planta, elaborado por uma empresa de engenharia.

As propriedades termodinâmicas, que estão apresentados na tabela 1 foram calculadas usando o Fortran. Os dados necessários para o cálculo das propriedades dos gases de exaustão foram obtidos no Callen (1985). Os cálculos das propriedades foram realizadas utilizando-se a subrotina Janaf.

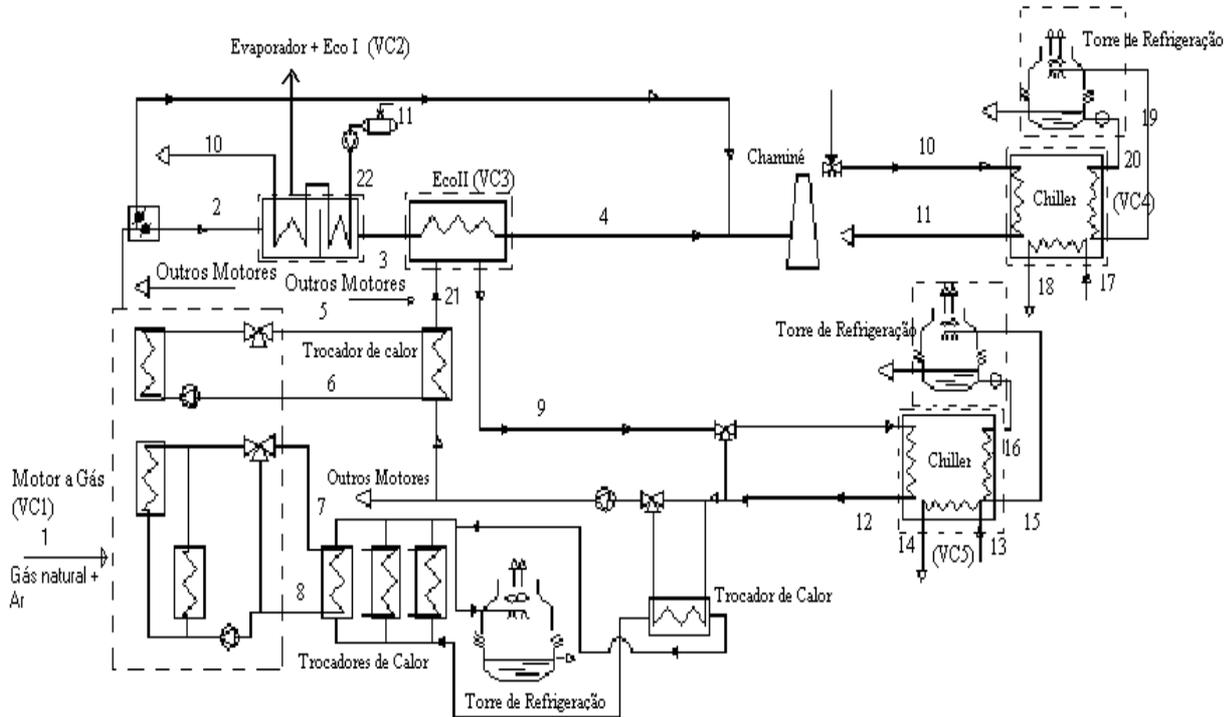


Figura 1. Fluxograma do Sistema de Cogeração do shopping center na cidade de Salvador

Tabela 1. Propriedades termodinâmica

Pontos	Descrição	Temp (°C)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)	ex (kJ/kg)
1	Combustível	25	0,649	-	-	32,762
2	Gases in	355,0	15,97	418,91	-	259,10
3	Gases out	158,5	15,97	179,40	-	134,12
4	Gases out	110,0	15,97	123,23	-	112,89
5	Liq Sat	100,0	23,56	418,99	1,3069	98,122
6	Liq Sat	91,4	23,56	382,77	1,2087	91,363
7	Liq Sat	44,9	32,52	187,93	0,6370	68,038
8	Liq Sat	40,0	32,52	167,44	0,5721	67,026
9	Liq Sat	96,3	49,21	403,40	1,2649	95,128
10	vapor	175,2	1,44	2773,6	6,6256	874,698
11	Liq Sat	95,0	1,44	397,93	1,2500	94,107
12	Liq Sat	80,5	49,2	336,98	1,0812	83,828
13	Liq Sat	12,0	108,8	50,38	0,1804	67,447
14	Liq Sat	7,0	108,8	29,38	0,1068	68,283
15	Liq Sat	37,5	241,0	157,10	0,5388	66,977
16	Liq Sat	32,0	241,0	134,13	0,4642	66,239
17	Liq Sat	12,0	195,2	50,38	0,1804	67,447

Continuação da Tabela 1

Pontos	Descrição	Temp(°C)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)	ex (kJ/kg)
18	Liq Sat	7,0	195,2	29,38	0,1068	68,283
19	Liq Sat	37,5	327,3	157,10	0,5388	66,977
20	Liq Sat	32,0	327,3	134,13	0,4642	66,239
21	Liq Sat	92,3	49,21	386,57	1,2191	92,037
22	Liq Sat	95,0	1,6	215,00	0,7216	70,369
23	Liq Sat	80,5	49,21	336,98	1,0812	83,828

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.

2.1 Modelo Matemático para Cálculo de Exergia .

A exergia pode ser definida como o máximo trabalho reversível possível que pode ser obtido a partir de um fluido. A expressão para o cálculo da exergia , desprezando-se a parcela cinética e potencial, pode ser expressa por:

$$ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + ex_{ch} \quad (1)$$

Onde os dois primeiros referem-se a exergia física e o terceiro termos refere-se a exergia devido a 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 (1988).

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

$$\Delta \dot{E} x = \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} \quad (2)$$

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.

As irreversibilidades podem ser calculadas usando a relação de Gouy-Stodola que é expressa pela seguinte equação:

$$\dot{I} = T_0 \left[\left(\dot{S}_s - \dot{S}_e \right) - \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right] \quad (3)$$

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).

2.2 Ciclo de Absorção Simplificado

A figura 2 mostra um ciclo de absorção de efeito simples. Vapor de água refrigerante flui do evaporador para o absorvedor que possui solução de brometo de lítio. A vazão de vapor refrigerante é mantida pela evaporação da água dentro do evaporador. O processo de absorção é exotérmico, portanto o absorvedor requer resfriamento permanente para manter a temperatura no intervalo de operação. Como o refrigerante é absorvido pela solução dentro do absorvedor, sua capacidade de absorver vapor decresce. Para manter a força do absorvente, uma quantidade de solução é bombeada para uma temperatura mais alta no gerador, onde é aquecido, causando a “liberação de água”, ou desumificando o absorvente, que retorna para o absorvedor através de uma válvula reguladora de pressão. À alta pressão, vapor refrigerante flui do gerador para o condensador, onde é liquefeito e segue por uma válvula de estrangulamento até o evaporador, completando o ciclo.

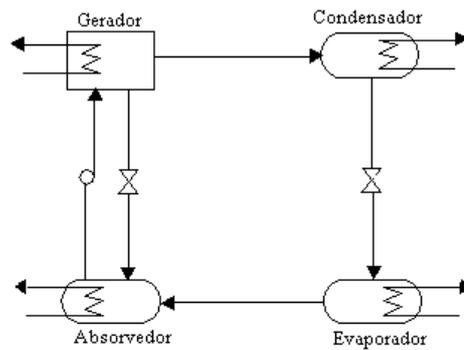


Figura 2. Diagrama de Refrigeração Simples efeito

Alguns autores fizeram análise termodinâmica de ciclos de refrigeração. Aphornratana e Eames (1995) perceberam significativas irreversibilidades durante o processo de transferência de calor, que podem ser reduzidas aumentando a eficácia do gerador. Eles perceberam ainda que altas razões de circulação da solução resultam em altas irreversibilidades internas no absorvedor e no gerador, que podem ser reduzidas aumentando a temperatura do evaporador, ou ainda, reduzindo a temperatura do condensador. Da Silva (1993) conclui que as maiores irreversibilidades acontecem no gerador, depois no absorvedor e no evaporador. Ng et al (1997) percebeu que modelos endoreversíveis superestimaram o valor do COP (coeficiente de desempenho). Utilizando a 1ª Lei da Termodinâmica, Varani (2001) calculou a temperatura mínima em que acontece a cristalização do brometo de lítio, além de calcular as irreversibilidades externas e internas utilizando a análise exergética.

2.3 Análise da Planta de Cogeração

a) Motor

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

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{\dot{m} * PCI} * 100 \quad (4)$$

Onde η representa a eficiência do motor, W_{ele} a energia elétrica produzida no processo, PCI é o poder calorífico inferior e \dot{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:

$$\psi_{motor} = \frac{\dot{W}_{ele.}}{\dot{m} * PCI * \varphi} * 100 \quad (5)$$

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

b) Evaporador + Economizador I (VC2)

Análise exérgica para processos envolvendo troca térmica tem sido investigado por diversos autores. Kotas (1985) afirmou que perdas de eficiência nos trocadores de calor podem ser causadas por diferentes formas de irreversibilidades encontradas na transferência de calor a uma diferença finita de temperatura, queda de pressão, interação térmica com o ambiente e condução de calor pelo vapor nas paredes do trocador. Cornelissen (2000) elaborou uma metodologia para otimizar trocadores de calores a partir do projeto. Sözen (2001) estudou o efeito de trocadores de calor no desempenho de plantas de refrigeração por absorção. As variações de energia e exergia podem ser calculadas conforme as equações abaixo.

A eficiência energética do evaporador + economizador I (VC2) pode ser calculado por:

$$\eta_{ecol} = \frac{\dot{m}_{22}(h_{10} - h_{22})}{\dot{m}_2(h_2 - h_3)} * 100 \quad (6)$$

A variação de exergia na água é:

$$\Delta \dot{E}x_{\text{água}} = \dot{m}_{22}(ex_{22} - ex_{10}) \quad (7)$$

E nos gases de exaustão:

$$\Delta \dot{E}x_{ge} = \dot{m}_2(ex_2 - ex_3)$$

Com isso pode-se calcular a eficiência exergética, ou racional, usando a seguinte relação:

$$\psi_{ecol} = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{água}}}{\Delta \dot{E}x_{ge}} * 100 \quad (8)$$

A diferença entre o denominador e o numerador na equação 8 fornece-nos as perdas de exergia internas (ou destruição interna) e as perdas externas. Outro método de analisar-se as perdas exergéticas é através da lei de Gouy-Stodola que é expressa pela equação 3 e para o economizador mais evaporador I pode ser expressa por:

$$\dot{I}_{ecol} = T_0 \left[\dot{m}_2(s_3 - s_2) + \dot{m}_{10}(s_{10} - s_{22}) - \frac{\dot{Q}_{\text{sup.}}}{T_{\text{sup}}} \right] \quad (9)$$

c) Economizador II (VC3)

$$\eta_{ecolII} = \frac{\dot{m}_{21}(h_9 - h_{21})}{\dot{m}_3(h_3 - h_4)} * 100 \quad (\text{eficiência energética}) \quad (10)$$

$$\Delta \dot{E}x_{\text{água}} = \dot{m}_{21}(ex_9 - ex_{21}) \quad (11)$$

$$\Delta \dot{E}x_{ge} = \dot{m}_3(ex_3 - ex_4) \quad (12)$$

$$\psi_{ecolII} = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{água}}}{\Delta \dot{E}x_{ge}} * 100 \quad (\text{eficiência exergética}) \quad (13)$$

$$\dot{I}_{ecolII} = T_0 \left[\dot{m}_3(s_4 - s_3) + \dot{m}_{21}(s_9 - s_{21}) - \frac{\dot{Q}_{\text{sup.}}}{T_{\text{sup}}} \right] \quad (\text{irreversibilidades}) \quad (14)$$

d) Chiller de absorção (VC5)

A análise de primeira lei para um chiller de absorção pode ser calculada por usando o coeficiente de desempenho, COP, sugerida pela ASHRAE (2001):

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{W}_{\text{bom}}} \quad (15)$$

Cortez et. al. (1997) obteve o coeficiente de desempenho para o ciclo de Carnot (COP_{ideal}) aplicando o balanço de energia e a segunda lei para um ciclo de refrigeração:

$$COP_{ideal} = \frac{T_{evap} (T_{ger} - T_0)}{T_{ger} (T_0 - T_{evap})} \quad (16)$$

A avaliação da segunda lei pode ser realizada utilizando a equação que Szargut (1988) sugere cuja fórmula é:

$$\psi_S = \frac{\dot{Q}_{evap} \cdot (T_0 - T_{evap}) \cdot T_{ger}}{\dot{Q}_{gera} \cdot (T_{ger} - T_0) \cdot T_{evap}} * 100 \quad (17)$$

Porém, em um processo real a transferência de calor no gerador e evaporador ocorre com variação de temperatura, perdas de carga, entre outros. Com isso, o conceito de eficiência exergetica ou racional, é mais aplicável na análise real desses equipamentos:

$$\psi_{racional} = \frac{\Delta \dot{E} x_{\acute{a}gua_gelada}}{\Delta \dot{E} x_{vapor_ou_ \acute{a}gua_quente}} * 100 \quad (18)$$

Ou ainda, podemos usar outra equação que se encontra em Szargut (1988) em que somente é considerada a irreversibilidade causada pela diferença de temperatura, ΔT , entre a fonte de calor e o fluido de trabalho:

$$\psi_{ideal} = \frac{(T_{ger} - T_0 - 2\Delta T) \cdot (T_{evap} - \Delta T) \cdot (T_0 - T_{evap}) \cdot T_{ger}}{(T_0 - T_{evap} + 2\Delta T) \cdot (T_{ger} - \Delta T) \cdot (T_{ger} - T_0) \cdot T_{evap}} * 100 \quad (19)$$

Para o *chiller* duplo estágio, as eficiências descritas acima podem ser calculadas a partir de:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) \quad (21)$$

$$\Delta \dot{E} x_{vapor} = \dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_{11}) \quad (22)$$

$$\Delta \dot{E} x_{\acute{a}gua_gelada} = \dot{m}_{17} (ex_{18} - ex_{17}) \quad (23)$$

E para o *chiller* simples estágio:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{12}) \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14}) \quad (25)$$

$$\Delta \dot{E} x_{\acute{a}gua_quente} = \dot{m}_9 (ex_9 - ex_{12}) \quad (26)$$

$$\Delta \dot{E} x_{\acute{a}gua_gelada} = \dot{m}_{13} (ex_9 - ex_{12}) \quad (27)$$

O trabalho da bomba, \dot{W}_{bom} , nesse artigo será considerado desprezível por ter um valor bem inferior em relação a energia trocada. As temperaturas T_{ger} , T_{evap} e ΔT foram estimadas a partir dos dados do fabricante.

d) Eficiência global do sistema

A eficiência de primeira lei para o sistema é:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ele} + \dot{m}_2 (h_2 - h_3) + \dot{m}_{21} (h_9 - h_{21}) + \dot{m}_{21} (h_{21} - h_{23})}{\dot{m} * PCI} * 100 \quad (28)$$

A eficiência de segunda lei :

$$\Psi_{global} = \frac{\dot{W}_{ele.} + \dot{m}_{22}(ex_{22} - ex_{10}) + \dot{m}_{21}(ex_9 - ex_{21}) + \dot{m}_{21}(ex_{23} - ex_{21})}{\dot{m} * PCI * \varphi} * 100 \quad (29)$$

d) Exergia química da água e dos gases de exaustão

A exergia química é parte da exergia cuja origem está nas reações químicas e a diferença de potencial químico entre o sistema e o meio, devido a diferenças de concentrações entre os mesmos.

Para a água (líquida ou vapor) a exergia será devido a diferença de potencial químico entre o meio e o sistema e pode ser calculada segundo Szargut (1988):

$$ex_{ch_água} = RT_0 \ln \frac{1}{\phi_0} + v_0'(p_0 - p_{s0}) \quad (30)$$

onde: R é a constante universal dos gases, ϕ_0 é a umidade relativa do ar atmosférico, v_0' é o volume específico da água a temperatura T_0 , p_0 é a pressão do meio e p_{s0} é a pressão de saturação da água a temperatura T_0 . Em geral, o segundo termo do segundo membro pode ser desprezado Szargut, 1988).

A exergia química dos de exaustão origina-se pelo mesmo motivo da água e é expressa sugerida por Szargut (1988):

$$ex_{ch_ge} = RT_0 \left[y_{N_2} \ln \frac{y_{N_2}}{0,7893} + y_{O_2} \ln \frac{y_{O_2}}{0,2099} + y_{CO_2} \ln \frac{y_{CO_2}}{0,000345} + y_{H_2O} \ln \frac{y_{H_2O}}{0, X_0} + \ln(1 + X_0) \right] \quad (31)$$

onde y_{N_2} , y_{O_2} , y_{CO_2} e y_{H_2O} representam as frações molares desses compostos no gás de exaustão, em base úmida, X_0 a umidade absoluta do ar atmosférico.

Para o caso em estudo a pressão ambiente (p_0) é 101,3 kPa, T_0 25°C

3.0 RESULTADOS

Os resultados das análises energéticas e exergéticas para cada volume de controle da figura 1 estão nas tabelas 2, 3 e 4. Percebemos que 8.742 kJ/h da exergia fornecida é destruída internamente no motor, o que corresponde 41,11% da exergia fornecida ao sistema e que representa uma destruição da capacidade de gerar trabalho. Fato que a análise de 1ª lei não detecta. Pela tabela 3 conclui-se que 26,2% da energia fornecida ao sistema é perdida pela superfície e pelos gases de exaustão. Continuando na tabela 3 constatamos que cerca de 53% da exergia fornecida ao sistema é perdida para o ambiente e destruída internamente nos volumes de controle VC1, VC2 e VC3. Ou seja, 53% da capacidade de gerar trabalho é desperdiçada por esses equipamentos. Apesar dos volumes de controle VC2 e VC3 apresentarem as eficiências energéticas em torno de 90%, vide tabela 2, as eficiências exergéticas ficaram entre 50% e 60%.

Na tabela 4 percebemos que o coeficiente de desempenho (COP) para o *chiller* simples e duplo estágio são, respectivamente, 0,7 e 1,2. Enquanto que a eficiência racional é para o de simples estágio 35,55% e para o duplo estágio 30,77%.

Tabela 2 .Irreversibilidades e eficiência energética e exergética.

Equipamentos	I (kW)	% I	η Energética (%)	Ψ Exergetica (%)
Motor	8.742	96,18	41,1	39,5
Evaporador +ECO I	283	3,11	89,4	60,6
ECO II	64	0,71	92,4	51,4
Global (VC1+VC2+VC3)	9.089	100	76,1	46,9

Tabela 3. Distribuição da energia e exergia fornecida ao sistema

Fluxos	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

Tabela 4. Eficiência energética e exergetica para o sistema de refrigeração.

Equipamento	COP _{ideal}	COP _{real}	Ψ_{ideal} (%)	Ψ_s (%)	$\Psi_{racional}$ (%)
Chiller do VC4	1,65	0,7	58,81	42,45	35,55
Chiller do VC5	1,88	1,2	65,73	63,76	30,77

4.0 ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Este estudo está subsidiando o decisor do empreendimento na escolha do melhor sistema de cogeração que atenda a geração de eletricidade e frio para o *shopping center*. Com os dados de projetos fornecidos foram realizadas simulações e apontam que as maiores irreversibilidades estão localizadas nos motores de combustão interna (VC1) com 96,18% (tabela 2) de todas as irreversibilidades (não incluindo os *chillers* de absorção) seguido do evaporador mais economizador I (VC 2) que contabiliza 3,11% do total e por fim o economizador II (VC 3) que está em torno de 0,71%.

A redução dessas irreversibilidades ou destruição de exergia levaria-nos a uma utilização mais racional dos recursos energéticos, além da conseqüente redução de emissão de efluentes para o meio ambiente. A próxima etapa será realizar simulações com equipamento de outros fabricantes, além de fazer outras configurações para a planta.

Além disso, a próxima etapa fará um estudo mais detalhado do sistema de absorção, pois nesse artigo não foi possível devido à insuficiência de dados.

5.0 AGRADECIMENTOS.

Agradecemos a CAPES e a FEP (Fundação Escola Politécnica) pelo apóio dado aos estudantes que elaboraram esse artigo através das bolsas de mestrado e iniciação científica respectivamente.

6.0 REFERÊNCIAS

- ASHRAE. 2001. Handbook of Fundamentals, Ch.1. New York, N.Y.:ASHRAE
- Aphornratana, S. and Eames, I.W., 1995, "Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycles using the Second Law of Thermodynamic Method", International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 244-252.
- Callen, H.B., 1985, "Thermodynamics and Introduction to Thermostatistics", John Wiley & Sons, New York.
- Cornelissen, R.L. and Hirs, G.G., 1999, "Thermodynamic Optimisation of a Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 42, pp. 951-959.
- Cortez, L.A.B., Larson, D.L., Silva, A.da, 1997, "Energy and Exergy Evaluation of Ice Production by Absorption Refrigeration", American Society of Agricultural Engineers,
- Kotas, T.J., 1985, "The Method of Thermal Plants Analysis", Anchor Brendon Ltd, London.
- Ng, K.C., Chua, H.T., Tu K., Chong, N.M., 1997, "Performance Study of Water-LiBr Absorption Chillers: Thermodynamic Modeling and Experimental Verification", Proceedings of the

- International Symposia on Transport Phenomena in Thermal Science and Process Engineering, Kyoto/Japan, Vol. 3, pp 961-965.
- Rosen, M.A. and Dincer, I., 2001, "Exergy as the Confluence of Energy, Environment and Sustainable Development", Exergy International Journal, Vol. 1, No 1, pp. 3-13.
- Silva, A.da, 1993, "Avaliação Energética e Exergética de uma Instalação experimental de Refrigeração por Absorção Água-Amônia para a Produção de Gelo a partir de Vapor de Processo", Tese de Mestrado, Unicamp.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Process", Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- 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.
- Sözen, A., 2000, "Effect of Heat Exchangers on Performance of Absorption Refrigeration Systems", Energy Conversion and Management, No.42, pp. 1699-1716.
- Torres, E.A., 1999, "Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico", Tese de Doutorado, Unicamp.
- 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.

STATE OF THE ART OF THE ENERGY AND EXERGY ANALYSIS IN SYSTEMS OF COGENERATION FOR 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

Ricardo Antônio do Espírito Santo Gomes

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

***Abstract.** These days there is a tendency of the companies of the comercial sector, such as shopping centers, hospitals, hotels, great schools and universities, and companies of the industrial sector to seek means of reaching the self-generation in electric power. On the other hand, the government is interested in the increasing the use of natural gas. In this context, the implantation of cogeneration plants using the natural gas as energy to generate electricity, cold and/or heat is an alternative. However, for the production of electricity and cold (or hot) at low costs, it is necessary to develop energy and exergy analysis of each subsystem of a cogeneration plant.*

First Law (of thermodynamics) analysis method is the most commonly used; however, this is concerned only with the conversion of energy, and therefore it cannot show how or where irreversibilities in a system or process occur. Unlike first law analysis, Second Law analysis determines the magnitude of irreversible processes in a system, and thereby provides an indicator that points the direction in which engineers should concentrate their efforts to improve the performance of thermodynamic systems. This paper provides a rising of the state of the art and an energy and exergy preliminary evaluation of a system of generation of electricity and cold to a great shopping center in the city of Salvador.

Keyword Exergy, Absorption, Cogeneration