

# ANÁLISE ENERGEOCONÔMICA DO APROVEITAMENTO DO BIOGÁS GERADO NA ESTAÇÃO DE TRATAMENTO DE EFLUENTES DE UM LATÍCÍNIO PARA A PRODUÇÃO COMPLEMENTAR DE ÁGUA GELADA

## Paper CIT04-0169

**Iraídes Aparecida de Castro Villela**

Faculdade de Engenharia Química de Lorena - FAENQUIL  
Rodovia Itajubá Lorena, s/n, km 74,5, Lorena - SP, CEP: 12600-970  
Faculdades Integradas Teresa D'ávila.  
Av. Peixoto de Castro, 539, Lorena - SP, CEP: 12606-580  
iraides@debas.fauenquil.br

**José Luz Silveira**

UNESP – Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 Guaratinguetá - SP, CEP: 12516-410  
joseluz@feg.unesp.br

**Resumo.** Este trabalho analisa a possibilidade do aproveitamento energético do biogás gerado na Estação de Tratamento de Efluentes de um Laticínio de médio Porte, localizado no Vale do Paraíba. O objetivo é verificar a viabilidade técnica e econômica da produção de água gelada complementar em Sistema de Refrigeração por Absorção  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ , acionado com queima direta do biogás. A geração do biogás se dá através da decomposição do material residual que é normalmente misturado com água e enviado para tratamento. A composição molar do biogás é: 62,7 %  $\text{CH}_4$ , 3,4 %  $\text{N}_2$ ; 5 %  $\text{CO}$ ; 2,4 %  $\text{CO}_2$ , 2,4 %  $\text{H}_2\text{O}$  e 14,1 %  $\text{H}_2\text{S}$ . Assim, efetua-se a análise energoeconômica, comparando o Sistema de Refrigeração por Absorção com um sistema equivalente de Compressão a Vapor utilizando  $\text{NH}_3$  como fluido de trabalho, de modo a alocar o custo de produção de água gelada nos dois sistemas. Em fase final é analisada a receita anual esperada de modo a efetuar uma comparação entre os dois sistemas propostos. Mediante informações da Cooperativa de Laticínios realizaram-se os estudos variando-se a produção de biogás entre a vazão mínima de  $58 \text{ Nm}^3/\text{h}$  e máxima  $80 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , valores típicos da referida indústria, buscando complementar a produção de água gelada necessária à câmara frigorífica.

*Palavras chave:* Sistema de Refrigeração por Absorção, Sistema de Refrigeração por Compressão, Estação de Tratamento de Efluentes, Biogás, Análise Energoeconômica

## 1. Introdução

Atribui-se o nome de biogás à mistura gasosa, combustível, resultante da fermentação anaeróbica da matéria orgânica; essa mistura é constituída, em volume por metano ( $\text{CH}_4$ ), com valores médios entre 55 a 65%, e por dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) com aproximadamente 35 a 45% de sua composição. O biogás é obtido a partir da decomposição anaeróbica de lixo urbano, resíduos animais e de lamas provenientes de estações de tratamento de efluentes. Devido à presença do metano, é um gás combustível, sendo que seu poder calorífico inferior é aproximadamente  $5500 \text{ kcal/m}^3$ , quando a proporção em volume de metano é em média 60%.

O grande volume de resíduos provenientes das explorações agrícolas e pecuárias, assim como aqueles produzidos por matadouros, indústrias de laticínios, esgotos domésticos e estações de tratamento de lixos urbanos, apresentam uma carga poluente de tal forma elevada, que impõem a criação de soluções que permitam diminuir os danos provocados por essa poluição, procurando gastar o mínimo de energia possível em todo o processo. Assim, o tratamento desses efluentes pode processar-se por intermédio da fermentação anaeróbia que, além da capacidade de despoluir, permite valorizar um produto energético (biogás) e ainda obter um fertilizante, cuja disponibilidade contribui para uma rápida amortização dos custos da tecnologia instalada (Pires, 1996).

Industrialmente, o biogás tem possibilidade de atuar como uma alternativa eficiente e econômica, sendo que entre as atividades mais indicadas à utilização da biodigestão como fonte geradora de combustível, têm-se as indústrias de laticínios, as extratoras de óleos vegetais, as usinas de açúcar, as agroindústrias produtoras de alimentos, as criações de aves e suínos entre outras. O biogás pode ser aproveitado tanto em sua queima direta (aquecedores, fogões, caldeiras, etc) como também para a produção simultânea de energia elétrica e térmica através da cogeração. (Gastaldoni, 1985).

O objetivo deste trabalho é analisar energeticamente e economicamente a viabilidade do aproveitamento do biogás gerado no Reator Anaeróbico da Estação de Tratamento de Efluentes (ETE) de um laticínio, que atualmente é queimado e lançado ao meio ambiente. A idéia é utilizar este biogás como fonte de energia alternativa para a produção complementar de água gelada, destinada a câmara frigorífica da referida indústria

## 2. Caracterização do Sistema de Recuperação de Calor Residual

A Figura 1 caracteriza o combustor o qual permite a recuperação de calor residual produzido da queima do biogás na ETE. O combustor deverá possuir uma válvula de ar de modo a manter a temperatura de queima desses gases no máximo em  $1000^\circ\text{C}$ . A vazão desses gases oriundos da combustão acionará o sistema de refrigeração por absorção (SRA) de  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ , para produzir água gelada complementar a  $1^\circ\text{C}$ , necessária ao processo (Castro Villela, 2002)

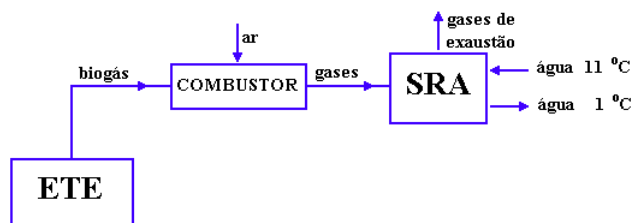


Figura 1. Esquema da instalação proposta

### 3. Sistema de Refrigeração por Absorção

#### 3.1. Máquinas de Absorção

Máquinas de absorção são equipamentos de produção de frio ou quente que operam com um dos princípios mais primitivos da refrigeração. No ciclo, a água, um fluido secundário, absorve a amônia um fluido refrigerante primário, o qual é vaporizado. O processo de evaporação absorve calor, suprindo assim a refrigeração necessária. Geralmente os equipamentos de absorção de amônia e água são usados em grandes aplicações industriais, que requerem baixas temperaturas para o processo de resfriamento; nestes ciclos utiliza-se amônia como refrigerante e água como absorvente. O sistema de refrigeração por absorção consiste basicamente em um evaporador, um absorvedor, um condensador, um gerador, um trocador de calor, uma pequena bomba e auxiliares. Na parte inferior do sistema é localizado o absorvedor e o evaporador, ocupando a mesma carcaça, sendo que na parte superior, em outra carcaça estão localizados o gerador e o condensador (Costa, 1976; Herold, 1996).

#### 3.2. Instalação Proposta para a Cooperativa de Laticínios

A Figura 2 apresenta o Sistema de Refrigeração por Absorção proposto para o Laticínio, que deverá utilizar a mistura binária de amônia e água. O ciclo de refrigeração proposto pode ser explicado como segue: No gerador ocorrerá a dissociação da amônia, mediante o calor fornecido pelos gases de exaustão no ponto 20 da Fig. 2. Essa solução de amônia, dissociada no gerador, será então enviada para o retificador, onde uma pequena fração de água será deslocada para o gerador no ponto 8 da Fig. 2. Do retificador, a solução rica de amônia, será enviada para o condensador, onde será liquefeita e fluirá para o evaporador. Essa solução, a caminho será expandida isoentalpicamente (válvula de expansão), acarretando um decréscimo em sua temperatura e pressão. No absorvedor, a solução fraca de amônia proveniente do gerador absorverá o vapor de amônia proveniente do evaporador. Esta mistura será então bombeada para o gerador, e o ciclo será restaurado.

Ocorre a produção de água quente através da passagem de água (25 °C) da rede pelo absorvedor e posteriormente pelo condensador, onde o calor produzido, elevará a temperatura ao redor de 36 °C.

O objetivo desse trabalho que é a produção de água gelada será obtida através da passagem de uma água de retorno do processo a 11 °C pelo evaporador, obtendo-se finalmente água gelada a 1 °C.

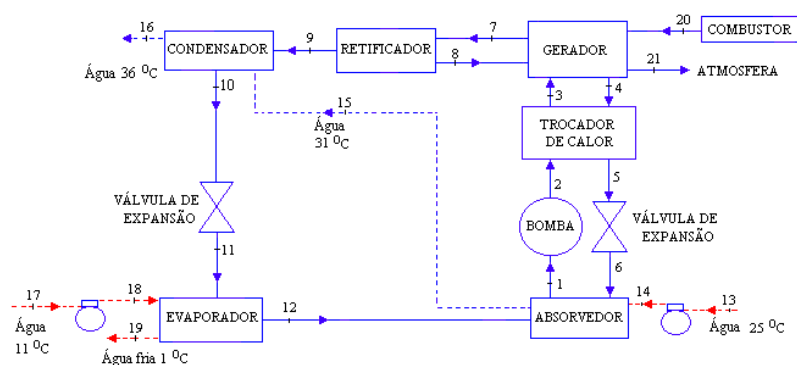


Figura 2. Configuração do sistema de refrigeração por absorção

A Tabela 1 apresenta os parâmetros termodinâmicos do ciclo de absorção referentes à Fig 2 (Herold, 1996)

Tabela 1. Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção

PONTOS	P [MPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [kg/kg]
1	0,240	40,000	-42,282	0,474	0,368
2	1,555	40,500	-39,235	0,479	0,368
3	1,555	110,700	306,753	1,465	0,368
4	1,555	131,000	401,628	1,652	0,268
5	1,555	40,500	0,863	0,533	0,268
6	0,204	40,700	0,863	0,537	0,268
7	1,555	108,000	1547,495	4,891	0,944
8	1,555	108,000	264,124	1,354	0,368
9	1,555	44,000	1294,195	4,173	0,999
10	1,555	40,000	190,124	0,659	0,999
11	0,240	-14,500	190,124	0,763	0,999
12	0,240	-10,000	1264,271	5,000	0,999
13	0,150	25,000	105,000	0,367	0,000
14	0,200	25,001	105,050	0,367	0,000
15	0,180	31,000	130,110	0,451	0,000
16	0,160	36,000	150,970	0,520	0,000
17	0,150	11,000	46,340	0,166	0,000
18	0,200	11,001	46,390	0,166	0,000
19	0,180	1,000	4,341	0,015	0,000
20	0,360	970,000	-	-	-
21	0,200	250,000	-	-	-

### 3.3. Análise Energética do Sistema de Refrigeração por Absorção

A análise termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção é realizada a partir do balanço energético de sua instalação, o que torna indispensável o conhecimento perfeito do equilíbrio entre o fluido refrigerante adotado e a substância absorvente. As equações a seguir mostram os cálculos necessários do ciclo representado na Fig. 2.

Note que o calor no gerador se refere ao entregue pelos gases, e é representado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{gases}} \cdot C_{p_{\text{gases}}} \cdot \Delta T \quad (1)$$

De acordo com Petbow (1998), o coeficiente de performance para a produção de frio (em simples estágio) varia entre 0,4 - 1,0. Neste trabalho utilizou-se um valor para o  $COP = 0,75$ . O fluxo de calor do evaporador, pode ser determinado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_e = COP_f \cdot \dot{Q}_g \quad (2)$$

Da equação do balanço de energia, os fluxos de calor do evaporador e do condensador são determinados:

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4)$$

Os valores de (5)  $C_{p_{ag}} = 4,2026 \text{ kJ/kg K}$  e (6)  $C_{p_{ag}} = 4,1790 \text{ kJ/kg K}$  foram usados respectivamente para determinar os fluxos de água fria e quente de acordo com Keating (1993).

$$\dot{m}_{af} = \frac{\dot{Q}_e}{C_{p_{ag}} \cdot (T_{18} - T_{19})} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{aq} = \frac{\dot{Q}_c}{C_{p_{ag}} \cdot (T_{16} - T_{15})} \quad (6)$$

A vazão mássica de gases de exaustão, nos pontos 20 e 21, é determinada pela relação estequiométrica 21,23 kg ar/kg biogás (Keating, 1993; Barcla, 1995; Van Wylen, 2002).

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_b + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_b + 21,23 \cdot \dot{m}_b = 22,23 \cdot \dot{m}_b \quad (7)$$

Através de cálculos pode-se chegar aos seguintes fluxos mássicos Tab. 2 do sistema de refrigeração apresentado na Fig. 2.

Tabela 2. Vazões mássicas do sistema de refrigeração por absorção

FLUIDOS	PONTOS	VAZÕES MÁSSICAS [kg/s]	
		58 Nm <sup>3</sup> /h	80 Nm <sup>3</sup> /h
<b>H<sub>2</sub>O + NH<sub>3</sub></b>	<b>1</b>	0,5000	0,7000
	<b>2</b>	0,5000	0,7000
	<b>3</b>	0,5000	0,7000
	<b>4</b>	0,2928	0,4142
	<b>5</b>	0,2928	0,4142
	<b>6</b>	0,2928	0,4142
	<b>7</b>	0,2283	0,3141
	<b>8</b>	0,0211	0,0283
	<b>9</b>	0,2072	0,2858
	<b>10</b>	0,2072	0,2858
	<b>11</b>	0,2072	0,2858
	<b>12</b>	0,2072	0,2858
	<b>13</b>	10,9498	15,1032
	<b>14</b>	10,9498	15,1032
<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>15</b>	10,9498	15,1032
	<b>16</b>	10,9498	15,1032
	<b>17</b>	5,2966	7,3057
	<b>18</b>	5,2966	7,3057
<b>GASES DE QUEIMA</b>	<b>19</b>	5,2966	7,3057
	<b>20</b>	0,3582	0,4940
	<b>21</b>	0,3582	0,4940

Para se determinar os fluxos de calor do absorvedor, gerador e retificador, as seguintes equações foram utilizadas. Essas equações foram obtidas também do balanço energético dos respectivos componentes.

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 \quad (8)$$

$$\dot{Q}_g + \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_r + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_9h_9 \quad (10)$$

Por último, a potência de bomba do sistema pode ser determinada:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_2h_2 \quad (11)$$

A Tabela 3 mostra os fluxos energéticos obtidos em relação à vazão mínima de 58 Nm<sup>3</sup>/h e máxima de 80 Nm<sup>3</sup>/h de biogás respectivamente.

Tabela 3. Dados gerais do sistema

	58 Nm <sup>3</sup> /h [ kJ/s ]	80 Nm <sup>3</sup> /h [ kJ/s ]
$\dot{Q}_a$	283,35	391,28
$\dot{Q}_c$	228,80	315,58
$\dot{Q}_e$	222,60	307,03
$\dot{Q}_g$	296,79	409,37
$\dot{Q}_r$	79,53	108,72
$\dot{W}_b$	1,52	2,13

A Figura 3 mostra as variações dos fluxos de calor em função do volume de biogás produzido na ETE.

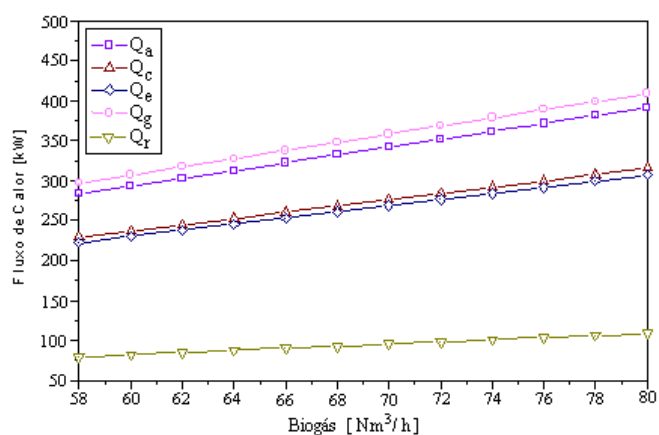


Figura 3. Variação dos fluxos de calor em relação ao volume de biogás

Através das equações 5 e 6 os fluxos de água fria e quente foram obtidos e os resultados estão representados na Tabela 4.

Tabela 4. Vazões de água fria e quente na máquina de absorção

FLUXOS	222,60 kW	307,03 kW
$\dot{m}_{af}$	5,30	7,31
$\dot{m}_{aq}$	10,95	15,10

A Figura 4 mostra as variações nas vazões mássicas de água fria e quente do sistema de refrigeração por absorção em função da produção de biogás, para um faixa entre 58 Nm<sup>3</sup>/h e 80 Nm<sup>3</sup>/h.

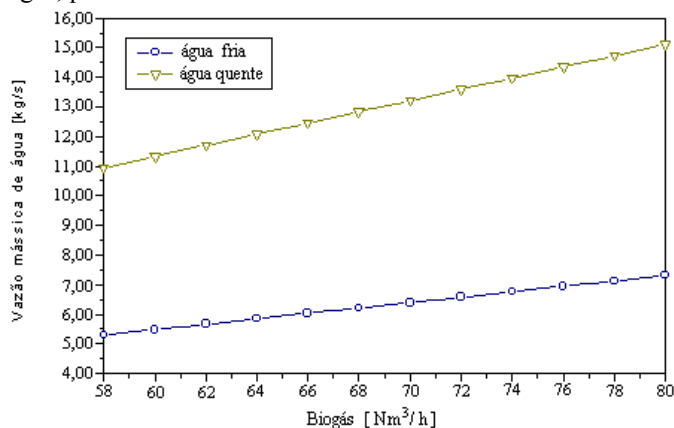


Figura 4. Variação das vazões mássicas de água fria e quente em função do volume de biogás

## 4. Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

### 4.1. Configuração do Sistema Convencional

O Sistema de refrigeração por Compressão de Vapor (SRC), conforme mostrado na Fig. 5, será dimensionado com a mesma capacidade frigorífica do SRA, de modo a permitir uma comparação direta entre os sistemas de refrigeração.

A Figura 5, mostra o ciclo da amônia no SRC. Inicialmente a amônia é comprimida e enviada para o condensador no ponto 1. No condensador ela se liquefaz e é enviada para a válvula de expansão onde é expandida isoentalpicamente, o que ocasiona uma diminuição em sua temperatura e pressão. No evaporador é obtida uma solução rica em amônia e encaminhada ao compressor, reiniciando-se assim o ciclo.

Há uma produção de água quente através da passagem da água da rede pelo condensador, onde o calor liberado é utilizado para elevação da temperatura de 25 °C para 36 °C.

A produção de água gelada a 1 °C, que é o objetivo desse trabalho é obtida através da passagem de uma água de retorno do processo a 11 °C pelo evaporador

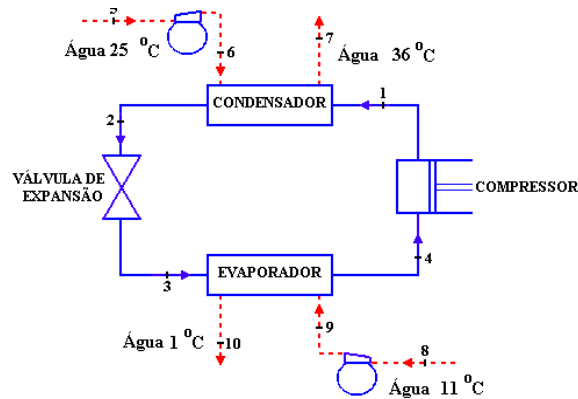


Figura 5. Configuração do sistema de refrigeração por compressão de vapor

A Tabela 5 caracteriza as propriedades termodinâmicas mostradas nos pontos da Fig. 5 (Van Wylen, 2002).

Tabela 5. Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por compressão da amônia

PONTOS	P [MPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]
1	1,30	120,000	1705,30	5,619
2	1,20	30,000	322,50	1,200
3	0,30	-9,221	322,50	1,253
4	0,28	-4,000	1446,90	5,545
5	0,15	25,000	105,00	0,367
6	0,20	25,001	105,05	0,367
7	0,18	36,000	150,99	0,519
8	0,15	11,000	46,34	0,166
9	0,20	11,001	46,39	0,166
10	0,18	1,000	4,341	0,015

### 4.2. Análise Energética do Sistema de Refrigeração por Compressão

As seguintes equações foram utilizadas para a análise energética do sistema de refrigeração por compressão de vapor:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (13)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (14)$$

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_{ev}}{|\dot{W}_c|} \quad (15)$$

$$\text{COP}_q = \frac{|\dot{Q}_c|}{|\dot{W}_c|} \quad (16)$$

$$\text{COP}_t = \frac{|\dot{Q}_c| + |\dot{Q}_e|}{|\dot{W}_c|} \quad (17)$$

As mesmas potências frigoríficas associadas ao SRA,  $\dot{Q}_e = 222,60 \text{ kW}$  (58  $\text{Nm}^3/\text{h}$  de biogás) e  $\dot{Q}_e = 307,03 \text{ kW}$  (80  $\text{Nm}^3/\text{h}$  de biogás) foram consideradas para o SRC.

O trabalho do compressor e os coeficientes de performance ( $\dot{W}_c$ ,  $\text{COP}_e$ ,  $\text{COP}_q$ ,  $\text{COP}_t$ ) propostos para o sistema foram obtidos através das considerações e equações mencionadas anteriormente.

A Tabela 6 mostra os valores energéticos (fluxos de calor, trabalho do compressor e coeficientes de performance) no caso de SRC, comparativamente ao SRA.

Tabela 6. Dados gerais do sistema convencional de compressão do vapor

	222,60 kW	307,03 kW
$\dot{Q}_c$ [kW]	273,75	377,59
$\dot{Q}_e$ [kW]	222,60	307,03
$\dot{W}_c$ [kW]	51,16	70,56
$\text{COP}_e$	4,35	4,35
$\text{COP}_q$	5,35	5,35
$\text{COP}_t$	9,70	9,70

A Tabela 7 mostra os valores dos fluxos de mássicos da água e da amônia no SRC.

Tabela 7. Fluxos mássicos do fluido refrigerante (NH<sub>3</sub>) e da água

FLUIDOS	PONTOS	Capacidade Frigorífica [kW]	
		222,60 kW	307,03 kW
NH <sub>3</sub>	1	0,1980	0,2731
	2	0,1980	0,2731
	3	0,1980	0,2731
	4	0,1980	0,2731
H <sub>2</sub> O	5	5,9551	8,2140
	6	5,9551	8,2140
	7	5,9551	8,2140
	8	5,2966	7,3057
	9	5,2966	7,3057
	10	5,2966	7,3057

A Figura 6 mostra as variações dos fluxos de calor em função do volume de biogás no SRA, de modo a comparar a eficiência de ambos os sistemas.

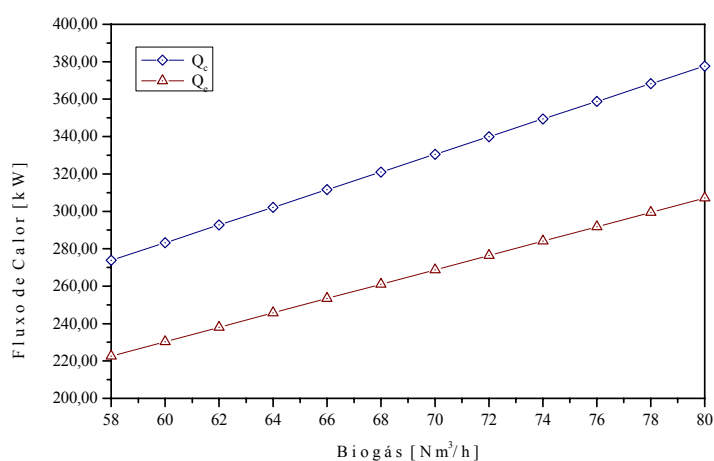


Figura 6. Variação dos fluxos de calor

A Tabela 8 mostra os fluxos de água fria e quente no SRC.

Tabela 8. Vazões de água fria e quente na máquina de compressão em função da capacidade frigorífica

FLUXOS	222,60 kW	307,03 kW
$\dot{m}_{af}$	5,30	7,31
$\dot{m}_{aq}$	5,96	8,21

## 5. Análise Econômica dos Sistemas Propostos

A receita anual esperada foi determinada, baseando-se nos custos de produção de água gelada nos dois sistemas (SRA e SRC), para a análise econômica proposta.



### 5.1. Custos de Investimentos

As seguintes equações definem os custos de investimentos para o sistema de refrigeração por absorção (incluindo sistema de queima) e por compressão de vapor, e são válidas para faixa de potência frigorífica entre 223 e 308 kW (Silveira et al., 1997; Boehm, 1987).

- Custo de investimento no SRA:

$$I_{SRA} = 253000 \cdot \left( \frac{P_f}{264,815} \right)^{0,66} \quad [\text{US\$}] \quad (18)$$

- Custo de investimento no SRC:

$$I_{SRC} = 192500 \cdot \left( \frac{P_f}{264,815} \right)^{0,53} \quad [\text{US\$}] \quad (19)$$

### 5.2. Custos de Manutenção nos Sistemas

O seguinte custo de manutenção para o SRA é considerado de acordo com Silveira (1994).

- Custo de manutenção no SRA:

$$CM_{SRA} = 0,1 \cdot \left( \frac{I_{SRA} \cdot f}{H \cdot P_f} \right) \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (20)$$

A equação 21 define o custo de manutenção para o sistema de refrigeração por compressão de vapor para uma potência frigorífica entre 20 e 5000 kW, de acordo com Lizarraga (1994).

- Custo de manutenção no SRC:

$$CM_{SRC} = 8000 \cdot \left( \frac{P_f}{1790} \right)^{0,42} \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (21)$$

### 5.3. Custos de Produção de Água Gelada nos Sistemas

As seguintes equações são utilizadas para o custo de produção de potência frigorífica adaptando-se às metodologias em (Boehm, 1987; Silveira et al., 1992; Kehlhofer, 1987).

- Custo de produção de água gelada no SRA:

$$C_A = \frac{I_{SRA} \cdot f}{H \cdot P_f} + \frac{C_b \cdot \dot{Q}_g}{P_f} + \frac{P_{el} \cdot W_b}{P_f} + CM_{SRA} \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (22)$$

Note que, nesta metodologia de cálculo, o custo do biogás para a produção de água gelada leva em consideração a energia líquida utilizada, ou seja, o calor entregue no gerador.

- Custo de produção de água gelada no SRC:

$$C_C = \frac{I_{SRC} \cdot f}{H \cdot P_f} + \frac{P_{el}}{COP_e} + \frac{CM_{SRC}}{H \cdot P_f} \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (23)$$

Nestas equações o fator de anuidade (f), é determinado a seguir:

$$f = \frac{q^k \cdot (q - 1)}{q^k - 1} \quad (24)$$

$$\text{sendo: } q = 1 + r/100 \quad (25)$$

A Tabela 9 mostra os parâmetros considerados para a análise econômica.

Parâmetro	Valor
Taxa anual de juros (r)	12%
Pay - Back (k)	5 anos
Horas de funcionamento da central (H)	7000 h / ano
Preço de compra da eletricidade (P <sub>el</sub> )	0,069 US\$ / kWh
Custo do biogás (C <sub>b</sub> )	variando entre 0,000 - 0,008 US\$ / kWh

Deve-se ressaltar que será efetuada a variação de alguns parâmetros, permitindo observar a influência destes fatores na viabilidade econômica das instalações.

A Tabela 10 mostra os valores de investimentos (capital + instalação) e manutenção e a Tab. 11 o custo de produção de água gelada nos dois sistemas de refrigeração (SRA e SRC).

	Investimentos			Manutenção	
	P <sub>f</sub> [kW]	I <sub>SRA</sub> [US\$]	I <sub>SRC</sub> [US\$]	CM <sub>SRA</sub> [US\$/kWh]	CM <sub>SRC</sub> /H . P <sub>f</sub> [US\$/kWh]
<b>SRAa</b>	222,60	225603,08	0,00	0,0040165	0,00000000
<b>SRAb</b>	307,03	278944,47	0,00	0,0036005	0,00000000
<b>SRCa</b>	222,60	0,00	175573,72	0,00000000	0,0021391
<b>SRCb</b>	307,03	0,00	208198,21	0,00000000	0,0017751

\* Nota: a – Capacidade frigorífica de 222,60 kW b - Capacidade frigorífica de 307,03 kW

C <sub>b</sub> [US\$/kWh]	Custo de produção de água gelada [US\$/kWh]			
	SRAa	SRAb	SRCa	SRCb
<b>0,000</b>	0,04465222	0,04008398	0,04711984	0,042735298
<b>0,002</b>	0,04731880	0,04275062	0,04711984	0,042735298
<b>0,004</b>	0,04998538	0,04541727	0,04711984	0,042735298
<b>0,006</b>	0,05265196	0,04808391	0,04711984	0,042735298
<b>0,008</b>	0,05531853	0,05075056	0,04711984	0,042735298

\* Nota: a – Capacidade frigorífica de 222,60 kW b - Capacidade frigorífica de 307,03 kW

#### 5.4. Cálculo da Receita Anual

A receita anual esperada é calculada pela soma dos ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema na versão SRA ao invés de SRC (ganhos devido à produção de água gelada). A seguinte equação mostra os ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema proposto, comparando SRA com SRC:

$$R = P_f \cdot H \cdot (C_C - C_A) \quad (26)$$

#### 5.5. Análise de Sensibilidade

A Figura 7 mostra a influência do período de amortização na receita anual, considerando uma taxa de juros 12% e um custo nulo de biogás.

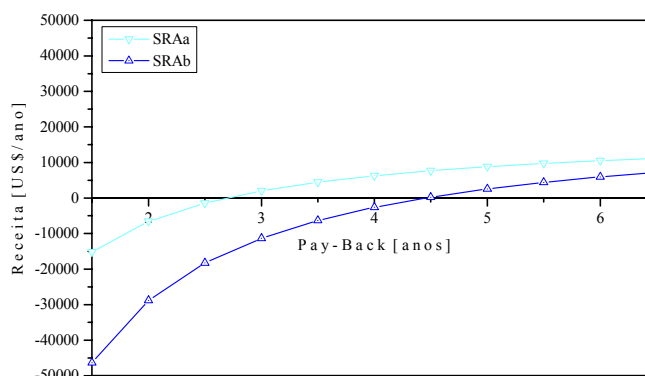


Figura 7. Receita anual em função do Pay-Back

A Figura 8 mostra a influência do custo do biogás variando de 0,000 a 0,008 US\$/kWh sobre a viabilidade econômica do investimento, considerando um taxa de juros de 12% ao ano no SRAa.

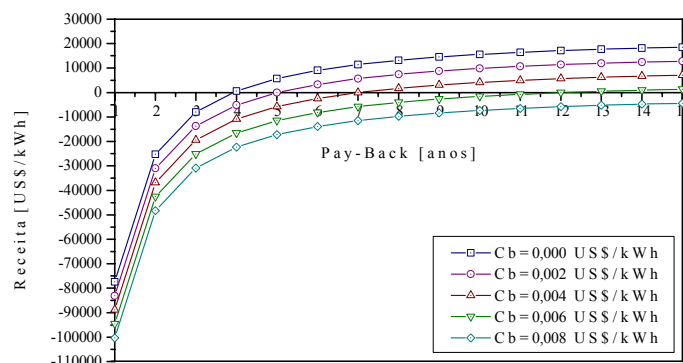


Figura 8. Receita anual em função do preço do biogás

Observe-se que SRAa apresenta-se economicamente o mais viável, com período de amortização de capital investido variando entre 4 anos (para  $C_b = 0,000$ ) e 12 anos (para  $C_b = 0,006$  US\$/kWh).

## 6. Conclusões

É possível utilizar o biogás gerado na ETE no Laticínio estudado para a produção de água gelada complementar, a 1 °C, permitindo uso racional de energia nos estabelecimentos da fábrica. Neste caso a produção de água gelada é de aproximadamente 7,3 kg/s, considerando uma vazão média de biogás de 80 Nm<sup>3</sup>/h.

Através da análise econômica determinou-se o custo de produção de água gelada para as vazões mínimas e máximas de biogás, considerando uma variação do custo de biogás entre 0,000 - 0,008 US\$/kWh. A instalação do SRA proposto para o Laticínio, propiciou Receita Anual Esperada positiva, baseado na soma dos ganhos anuais devido a instalação do SRA ao invés do convencional SRC. A viabilidade econômica da instalação do SRA foi determinada com a variação de alguns parâmetros, permitindo observar a sensibilidade destes na sua instalação. Com relação à influência da tarifa de eletricidade é importante salientar que a tendência de aumento de seu valor implicará numa maior vantagem econômica da implantação do SRA na referida indústria.

## 7. Agradecimentos

Os autores agradecem ao Departamento de energia UNESP – Universidade Estadual Paulista, Departamento de Química – Faculdade de Engenharia Química – FAENQUIL, CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico Tecnológico and CAPES - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico Tecnológico – pelo suporte financeiro para a execução deste trabalho

## 8. Referências

- Barcla, L., 1995, "Combined Power and Process – An Exergy Approach", Mechanical Engineering Publications Limited, London, 155 p.
- Boehm, R. F., 1987, "Design Analysis of Thermal Systems", John Wiley, New York, 255 p.
- Castro Villela, I. A., Silveira, J. L., Napoleão, D. A. S., 2002, "Utilização do biogás produzido na Estação de Tratamento de Efluentes de um Laticínio: Análise Energética de Sistema de Refrigeração por Absorção Associado.", Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, Vol. 6, No. 1, pp. 51-61.
- Costa, Ê. C., 1976, "Física Industrial - Refrigeração", editora Meridional EMMA, v. II, Porto Alegre, 175 p.
- Gastaldoni, T., 1985, "O Biogás como Combustível Automotivo Encontro sobre Biogás Automotivos, Anais, Embraer, Brasília, p. 47.
- Herold K. E., Radermacher, R., Klein, S. A., 1996, "Absorption Chillers and Heat Pumps", Reinhard Radermacher Sanford A. Klein, CRC PRESS, New York, 329 p.
- Keating, E. L., 1993, "Applied Combustion", Marcel Dekker, Inc., pp. 512-52.
- Kehlhofer, R., 1987, "A comparison of power plants for cogeneration of heat and electricity" - BBC Brown Boveri, Zurich.
- Lizarraga, J. M. S., 1994, "Cogeneración: Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y Económicos", Servicio Editorial de la Universidad del país Vasco, segunda Edición, Bilbao, 565 p.
- Petbow, G. S., 1998, Catálogo do Fabricante.
- Pires, N. J. R. M., 1998, "T.T.E - FINAL PROJECT - BIOGAS", [http://morango.esb.ucp.pt/~n\\_pires/p4.htm](http://morango.esb.ucp.pt/~n_pires/p4.htm).

- Silveira, J. L. and Nogueira, L. H. N., 1992, "Thermoeconomic Functional Analysis Applied in Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plants", Proceedings of The International Symposium On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems – ECOS'92, ASME, Zaragoza, Spain, pp. 3811-86.
- Silveira, J. L. e Carvalho Jr, J. A., 1997, "Proposta de Assessoria Técnica: Estudo para melhorar em 30% o sistema de geração de água gelada na Leite Paulista", maio.
- Silveira, J. L., 1994, "Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários; Estudos de Casos para o Setor Terciário", Tese de Doutorado, Unicamp - Universidade Estadual de Campinas, 193 p.
- Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C., 2002, "Fundamentos da Termodinâmica", Tradução da 6ª edição Americana, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 576 p.

### Simbologia

$C_A$	custo de produção de frio na máquina de absorção	US\$/kWh	$\dot{m}_{aq}$	vazão mássica de água quente	kg/s
$C_b$	custo unitário de biogás	US\$/kWh	$\dot{m}_{ar}$	vazão de ar de admissão	kg/s
$C_C$	custo de produção de frio na máquina de compressão	US\$/kWh	$\dot{m}_b$	vazão mássica de biogás	kg/s
$CM_{SRA}$	custo de manutenção no Sistema de Refrigeração por Absorção	US\$/kWh	$\dot{m}_{gases}$	vazão mássica de gases de exaustão	kg/s
$CM_{SRC}$	custo de manutenção no Sistema de Refrigeração por Compressão	US\$/kWh	$P_{el}$	tarifa de eletricidade	US\$/kWh
$COP_e$	coeficiente de performance do sistema de refrigeração por compressão	-	$P_f$	potência frigorífica	kW
$COP_f$	coeficiente de performance para produção de frio	-	$\dot{Q}_a$	fluxo de calor do absorvedor	kW
$COP_q$	coeficiente de performance para produção de calor	-	$\dot{Q}_c$	fluxo de calor do condensador	kW
$COP_t$	coeficiente de performance total	-	$\dot{Q}_e$	fluxo de calor do evaporador	kW
$Cp_{ag}$	calor específico da água	kJ/kg K	$\dot{Q}_g$	fluxo de calor do gerador	kW
$Cp_{gases}$	calor específico dos gases	kJ/kg K	$\dot{Q}_{gases}$	fluxo de calor dos gases de exaustão	kW
ETE	estação de Tratamento de Efluentes	-	$\dot{Q}_r$	fluxo de calor do retificador	kW
f	fator de anuidade	1/ano	r	taxa anual de juros	%
h	entalpia específica	kJ/kg	R	receita anual esperada	US\$/ano
H	horas de operação	h/ano	SRA	sistema de refrigeração por absorção	-
$I_{SRA}$	investimento no sistema de refrigeração por absorção	US\$	SRC	sistema de refrigeração por compressão de vapor	-
$I_{SRC}$	investimento no sistema de refrigeração por compressão	US\$	t	fator de taxa de manutenção	-
k	período de amortização ou pay-back	anos	$W_b$	potência de bomba	kW
$\dot{m}$	vazão mássica	kg/s	$W_c$	trabalho do compressor	kW
$\dot{m}_{af}$	vazão mássica de água fria	kg/s	$\Delta T$	variação da temperatura dos gases	$^{\circ}C$

## ENERGETIC AND ECONOMICAL ANALYSIS OF THE USE OF BIOGAS GENERATED IN THE EFFLUENT TREATMENT STATION OF A DAIRY FOR THE PRODUCTION OF COMPLEMENTARY COLD WATER

### **Iraides Aparecida de Castro Villela**

College of Chemical Engineering – FAENQUIL  
Rodovia Itajubá Lorena, s/n, km 74,5, Lorena - SP, Brazil CEP 12600-970  
[iraides@debas.fauenquil.br](mailto:iraides@debas.fauenquil.br)

### **José Luz Silveira**

College of Chemical Engineering, University Estadual Paulista – Guaratinguetá,  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá – SP, Brazil CEP 12516-410  
[joseluz@feg.unesp.br](mailto:joseluz@feg.unesp.br)

**Abstract.** *In this paper the energy use of the biogas produced in the wastewater treatment plant of a middle sized dairy in São Paulo State is analyzed. The objective is to verify the technical and economical feasibility for the production of complementary cold water in the  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  Absorption Refrigeration System. This system is run through direct combustion of biogas. The biogas is generated through the decomposition of the residual material which is usually together with the water and sent to treatment. The composition of each mol of the biogas is the following: 62.7%  $\text{CH}_4$ , 3.4 %  $\text{N}_2$ , 5%  $\text{CO}$ , 2.4%  $\text{H}_2\text{O}$  and 14.1% of  $\text{H}_2\text{S}$ . Thus, the energetic and economical analysis is done through the comparison of absorption refrigeration system and the equivalent  $\text{NH}_3$  steam compression refrigeration system. So the production cost of cold water is effectiveness determined for each system. In the final step, the expected annual saving is analyzed. So that a comparison between the two systems can be made. All the studies were conducted within the biogas outflow lower limit of 58  $\text{Nm}^3/\text{h}$  and upper limit of 80  $\text{Nm}^3/\text{h}$ , typical values provided by the Dairy factory, aiming at completing the production of cold water necessary to the process.*

**Keywords:** *Absorption Refrigeration System, Steam Compression Refrigeration System, Wastewater Treatment Plant, Biogas, Economical and Energetic Analysis.*