

INDÚSTRIA SUCROALCOOLEIRA OPERANDO NUM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE ENERGIA POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

Mateus Calegari Paulique¹
mateuspaulique@gmail.com

Willian Hiroshi Kuvabara Pereira²
wk.perreira@gmail.com

Vinícius Souza Morais³
vviniuss@aluno.feis.unesp.br

Thiago Antonini Alves⁴
antonini@fem.unicamp.br

Ricardo Alan Verdú Ramos
alan@dem.feis.unesp

Cássio Roberto Macedo Maia
cassio@dem.feis.unesp.br

Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia
Departamento de Engenharia Mecânica – Unesp / Ilha Solteira
www.dem.feis.unesp.br/nuplen - nuplen@dem.feis.unesp.br

Resumo: *Apresenta neste trabalho uma análise termodinâmica preliminar de uma indústria que opera em um sistema de trigerção de energia, trabalhando com um sistema de absorção de amônia.*

Palavras-chave: *energia, amônia, termodinâmica.*

1. INTRODUÇÃO

Atualmente a cogeração é a técnica mais extensivamente utilizada para a produção combinada de potência e calor. Se refrigeração é simultaneamente produzida, então o processo é denominado trigerção. Além das vantagens derivadas da cogeração, como a economia de combustível, a trigerção permite um aumento significativo da eficiência global da planta com redução de impactos ambientais.

Esta forma de aproveitamento energético tem sido usada para sistemas de condicionamento de ar, fabricação de gelo, conservação de alimentos, etc., com aplicação nos setores terciário e industrial como, por exemplo, em shopping centers e indústrias químicas.

A Figura 1 apresenta um diagrama de fluxos de energia típico de sistemas de trigerção, a qual indica a fração energética em que o sistema pode ser aplicado.

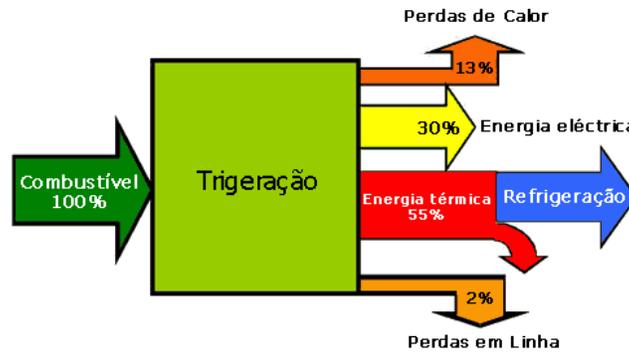


Figura 1: Diagrama de fluxos de energia típico de um sistema de trigeriação

2. OBJETIVO DO TRABALHO

O trabalho tem por objetivo a análise de um sistema de refrigeração, baseado no ciclo de absorção de amônia, que é incorporado em uma indústria sucroalcooleira operando em um sistema de cogeração, através do uso do rejeito térmico da vinhaça que é produzida no processo de destilação de álcool. O processo descrito trata-se de um controle ambiental que até então a vinhaça estava sendo armazenada em tanques que esperava o seu resfriamento para que pudesse ser utilizado na agricultura como fertilizante, e a proposta do trabalho é utilizar este fluido para obter energia alternativa e renovável e além de atuar diretamente como proteção ambiental, pois sobre tudo a vinhaça logo após o processo de destilação do álcool se encontra com uma temperatura elevada que sua utilização na agricultura fica restrita por danificar a mesma por ser tóxica.

3. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

3.1 Análise Termodinâmica

Para se fazer uma análise energética de uma planta devem ser realizados balanços de massa e energia, bem como da eficiência definida pela primeira lei, considerando um volume de controle (VC) ao redor de cada um dos equipamentos que a compõem.

No presente trabalho será assumido, que o sistema vai operar em regime permanente (RP), ou seja, os fluxos de massa e energia que atravessam o volume de controle não variam com o tempo. Outra hipótese adotada consiste na concepção de equipamentos adiabáticos, ou seja, não trocam energia na forma de calor com o meio externo através de sua superfície de controle.

3.1.1. Balanços de Massa, Energia e Exergia

Primeiramente, será considerada na análise a lei da conservação da massa relacionada ao volume de controle. A equação da continuidade, a Equação (1), representa o balanço de massa em um dado volume de controle:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

Em regime permanente o estado da massa, em cada ponto do volume de controle, não varia com o tempo. Logo, a Equação (1) pode ser reescrita como segue:

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (2)$$

onde:

\dot{m}_e : vazão mássica que entra no volume de controle (kg/s);

\dot{m}_s : vazão mássica que sai do volume de controle (kg/s).

A primeira lei da termodinâmica para um dado volume de controle, considerando o processo em regime permanente e desprezando a energia cinética e potencial pode ser escrita como se segue:

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = 0 \quad (3)$$

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle [kJ/kg];

$\dot{Q}_{v.c.}$: potência térmica no volume de controle [kW];

$\dot{W}_{v.c.}$: taxa de transferência de trabalho no volume de controle [kW];

As equações de primeira lei foram aplicadas para cada equipamento referente, para as análises da planta operando em um sistema de cogeração e de trigeração.

A análise através da segunda lei da termodinâmica é restrita, aqui, somente para a verificação quanto a sua compatibilidade e não violação. A segunda lei da termodinâmica para um volume de controle na sua forma completa é dada por:

$$\frac{dS_{v.c.}}{dt} = \dot{S}_{ger.v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_s \cdot s_s \quad (4)$$

Para o processo em regime permanente, o primeiro termo da Equação acima é nulo, assim, a segunda lei da termodinâmica pode ser escrita como segue:

$$\dot{S}_{ger.v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_s \cdot s_s = 0 \quad (5)$$

onde:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg K];

s_s : entropia específica na saída do volume de controle [kJ/kg K];

T_j : temperatura superficial do volume de controle [K];

$\dot{S}_{ger.v.c.}$: geração de entropia no volume de controle [kJ/kg K];

3.1.2 Eficiências de Primeira Lei da Termodinâmica

A eficiência termodinâmica baseada na primeira lei (η_I) para dispositivos que produzem potência relaciona o trabalho realizado no volume de controle com o trabalho produzido em um processo hipotético isoentrópico desde o mesmo estado de entrada até a mesma pressão de saída. Um processo pode ser chamado de isoentrópico se a entropia for constante durante o processo, ou seja, se o processo é adiabático e reversível. Para bomba, a relação é inversa a de turbina. As Equações. (4) e (5) mostram as eficiências com base na primeira lei para turbinas e bombas, respectivamente.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m} \cdot \Delta h_{iso}} \quad (6)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{v.c.}} \quad (7)$$

onde:

Δh_{iso} : diferença entre as entalpias de entrada e de saída do volume de controle, para processo isoentrópico [kJ/kg];

\dot{m} : vazão mássica no volume de controle [kJ/kg].

3.1.3 Coeficiente de performance (COP)

Um dos parâmetros fundamentais na análise de um sistema de refrigeração é o coeficiente de performance, que é definido na forma que segue:

$$COP = Q_E / (Q_G + W_B) \quad (8)$$

Q_E : Carga térmica do evaporador

Q_G : Energia térmica proveniente do fluxo de vinhaça para o gerador

W_B : Trabalho realizado pela bomba

3.1.4 Efetividade do trocador de Calor

Na planta do sistema de refrigeração foram considerados três trocadores de calor (1; 2 ; 3) para diminuir as irreversibilidades do ciclo. A equação que define a efetividade de um dado trocador de calor é dada por:

$$\varepsilon = C_q (T_{q,e} - T_{q,s}) / C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (9)$$

$$C_{\min} = \dot{m} \cdot c_p \quad (10)$$

$$C_q = \dot{m} \cdot c_p \quad (11)$$

Em que :

\dot{m} - fluxo de massa (kg/s)

c_p - Calor específico (kJ/kg.K)

$T_{f,e}$ - Temperatura de entrada do fluido quente (°C)

$T_{f,s}$ - Temperatura de entrada do fluido frio (°C)

$T_{q,s}$ - Temperatura de saída do fluido quente (°C)

3.1.5 Índices de Desempenho

Em sistemas de cogeração diversos índices são empregados para a análise de desempenho. Para comparação do desempenho do sistema de cogeração com o sistema de trigerção serão utilizados, no presente trabalho, os seguintes indicadores:

3.1.5.1 Fator de Utilização de Energia (FUE)

Este parâmetro relaciona a energia térmica e mecânica aproveitada no ciclo com a energia do combustível:

$$FUE = \frac{\dot{W}_{total} + \dot{Q}_{útil}}{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag}} \quad (12)$$

onde:

\dot{W}_{total} : potência total de eixo (*MW*);

$\dot{Q}_{útil}$: potência térmica útil da planta (*MW*).

3.1.5.2 Índice de Poupança de Energia (IPE)

O IPE refere-se à economia de energia de combustível em comparação com plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica e é definido como:

$$IPE = \frac{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag}}{\dot{W}_{total}/\eta_{term_ref} + \dot{Q}_{útil}/\eta_{cald_ref}} \quad (13)$$

onde:

η_{term_ref} : eficiência térmica das turbinas de uma planta de referência (adotada 40 %);

η_{cald_ref} : eficiência térmica de caldeiras de referência (adotada 77 %).

3.1.5.3 Índice de Geração de Potência (IGP)

O IGP é o parâmetro definido para calcular separadamente a eficiência da geração de potência, descontando no insumo de energia aquela utilizada para fins puramente de aquecimento.

$$IGP = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{m}_{bag} \cdot PCI_{bag} - \dot{Q}_{útil}/\eta_{cald}} \quad (14)$$

onde:

η_{cald} : eficiência pela primeira lei das caldeiras da unidade.

3.1.5.4 Relação Potência e Calor (RPC)

Outro índice importante é a relação entre a potência total produzida e a energia térmica utilizada no processo (RPC), ou seja:

$$RPC = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{útil}} \quad (15)$$

A partir do cálculo destes parâmetros é possível identificar as vantagens e/ou desvantagens de um sistema operando somente cogeração e outro com acoplamento do sistema de trigeração.

4. DESCRIÇÃO DAS PLANTAS

O sistema de refrigeração proposto para o presente trabalho é apresentado na Figura 2. Trata de um ciclo de absorção de amônia clássico que aproveita o rejeito térmico da vinhaça como fonte de calor para o gerador.

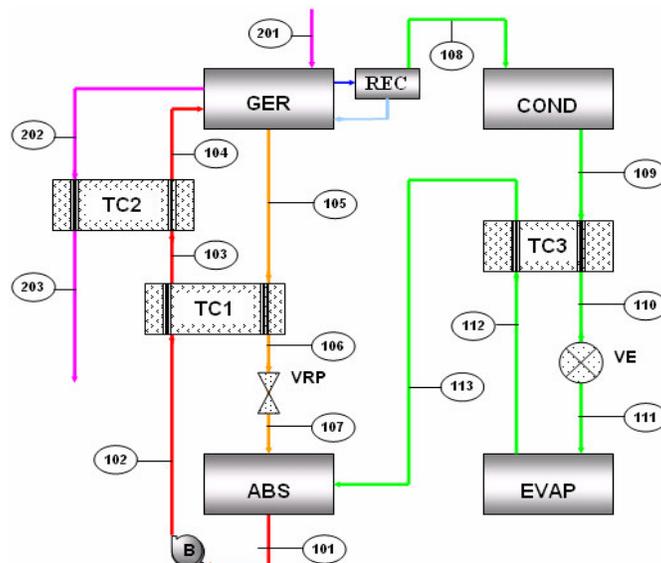


Figura 2 : Planta da triagem

A planta acima é constituída por três trocadores de calor, um evaporador, um absorvedor, um condensador, um retificador, um gerador e uma bomba, que são representados na figura, respectivamente, como TC1, TC2, TC3, EVAP, ABS, COND, REC, GER.

As linhas acima com coloração diferentes evidenciam a variação da concentração de amônia existente. Assim, a linha verde representa uma concentração de 0,995 de NH_3 que é liberado pelo gerador e que será condensado e expandido para a pressão correspondente a temperatura desejada no evaporador. A linha laranja representa o fluxo da solução pobre com uma concentração de amônia admitida para o ciclo de 10%, a qual deixa o gerador em direção ao absorvedor e que irá receber o vapor de NH_3 do evaporador. A linha vermelha representa o fluxo da solução rica do ciclo com uma concentração de 35% de amônia, a qual será bombeada do absorvedor para o gerador. A linha azul está relacionada com o retificador para garantir que a linha de vapor de NH_3 apresente uma baixa concentração de vapor de água.

A linha roxa corresponde ao fluxo de vinhaça que fornece a energia necessária para o gerador liberar o vapor de NH_3 da solução água-amônia. O trocador de calor TC2 foi incorporado no sistema de refrigeração para se obter um melhor aproveitamento do potencial térmico da vinhaça e os trocadores de calor TC1 e TC3 foram considerados na análise para diminuir as irreversibilidades do ciclo.

5. RESULTADOS

Os parâmetros básicos relacionados com o processamento de cana na safra de 2005/2006 são apresentados na Tabela 1.

As principais características relacionadas com os equipamentos do ciclo de potência são apresentadas na Tabela 2. Vale ressaltar que na presente análise foi consideradas uma geração máxima de potência com uma demanda de calor de processo fixada em 80 MW. Este quadro define um aproveitamento máximo do bagaço de cana produzido para uma produção típica de álcool e açúcar da usina.

Para a resolução do sistema de equações foi utilizado o software EES (Engineering Equation Solver). Os resultados obtidos para o ciclo de potência são apresentados na Tabela 3.

Tabela 1. Dados relativos à safra 2005/2006.

<i>Cana moída</i>	<i>1.300.000 ton</i>
dias efetivos de moagem	220
Teor de fibra da cana	0,28
Produção de álcool	56.600 m ³
Vinhaça produzida	622.000 m ³

Tabela 2. Características básicas dos equipamentos do ciclo de potência.

<i>Eficiência da caldeira</i>	<i>0,75</i>
Eficiência da turbina	0,85
Eficiência da bomba 1	0,80
Eficiência da bomba 2	0,80
Eficiência da caldeira	682.000 m ³
Pressão na entrada da caldeira	80 bar
Pressão de entrada da turbina	64,7 bar
Pressão do vapor de escape	2,37 bar
Pressão da extração de condensação	0,085 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	530 °C

Tabela 3. Cargas térmicas e potências correspondentes ao ciclo de potência.

<i>Carga térmica da caldeira</i>	<i>122,1 MW</i>
Potência de eixo da turbina	31,3 MW
Carga térmica do condensador	11,3 MW
Potência consumida na bomba 1	0,01 MW
Potência consumida na bomba 2	0,41 MW

Com respeito ao ciclo de absorção de amônia, apresentam-se na Tabela 4 os principais parâmetros que foram considerados na análise.

Tabela 4. Principais parâmetros correspondentes ao ciclo de absorção de amônia.

Temperatura da solução na saída do gerador	100 °C
Temperatura da solução na saída do absorvedor	40 °C
Temperatura da vinhaça na entrada do gerador	105 °C
Concentração de NH ₃ na solução rica	0,35
Concentração de NH ₃ na solução pobre	0,10
Concentração de NH ₃ na linha de vapor	0,995

Com respeito as propriedades termodinâmicas de interesse no sistema de refrigeração, a tabela 5 abaixo ilustra os valores obtidos:

Tabela 5: Algumas propriedades termodinâmicas de interesse e vazão e massa

Pontos	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (K)	h (KJ/kg)	s (KJ/kg.K)	Q	X
101	3,59	2,50	313	-37	0,482	-0,001	0,35
102	3,59	18	313	-35	0,483	-0,001	0,35
103	3,59	18	338	75	0,818	-0,001	0,35
104	3,59	18	353	140	1,007	-0,001	0,35
105	2,58	18	373	354	1,347	-0,001	0,1
106	2,58	18	337	202	0,92	-0,001	0,1
107	2,58	2,5	337	202	0,93	-0,001	0,1
108	1,00	18	316	1465	4,6	-0,001	0,995
109	1,00	18	293	205	0,72	-0,001	0,995
110	1,00	18	293	93	0,35	-0,001	0,995
111	1,00	2,89	263	93	0,39	0,11	0,995
112	1,00	2,89	267	1224	4,66	0,97	0,995
113	1,00	2,89	297	1336	5,06	0,996	0,995
201	30,00	1,01	378	-	-	-	-
202	30,00	1,01	363	-	-	-	-
203	30,00	1,01	361	-	-	-	-

Para fins de comparação foi estabelecido um caso como referência, no qual foi estipulada uma temperatura de -10°C para o evaporador, 90°C para a temperatura de saída da vinhaça (T_{202}) e 60 %. Para a efetividade dos trocadores de calor .

O coeficiente de desempenho obtido para esse caso de referência é de 60%.

Na Tabela 6 são apresentados os resultados obtidos para os índices desempenho relativos às plantas propostas de cogeração e trigerção.

Tabela 6: Índices de desempenho para as plantas de cogeração e trigerção.

PLANTAS	FUE	IGP	RPC	IPE
Cogeração	0,66	0,51	0,39	0,80
Trigerção	0,67	0,53	0,38	0,87

Na Tabela 7 são apresentados os resultados obtidos para a carga térmica do evaporador em função da temperatura do evaporador e das efetividades dos trocadores de calor. Para esse caso foi fixada a temperatura de 90°C para a vinhaça na saída do gerador. Para facilitar a análise, as efetividades dos três trocadores de calor foram fixadas, para cada caso, em 40, 60, 80%.

Tabela 7. Carga térmica do evaporador em função das efetividades dos trocadores de calor e temperatura do evaporador.

$Q_{\text{evaporador}} (MW)$	Temperatura do evaporador		
	-20°C	-10°C	5°C
$\varepsilon = 0,4$	1,02	1,01	1,01
$\varepsilon = 0,6$	1,14	1,13	1,13
$\varepsilon = 0,8$	1,24	1,23	1,22

Na Tabela 8, apresentam-se os resultados que foram obtidos para a carga térmica do evaporador em função da temperatura da vinhaça na saída do gerador e da efetividade dos trocadores de calor. Para esse caso, foi fixada a temperatura de -10 °C no evaporador.

Tabela 8 : Carga térmica do evaporador em função da temperatura da vinhaça na saída do gerador e da efetividade dos trocadores de calor.

$Q_{\text{evaporador}} (MW)$	Temp. da vinhaça		
	85°C	90°C	95°C
$\varepsilon=0,4$	1,34	1,02	0,69
$\varepsilon=0,6$	1,47	1,13	0,78
$\varepsilon=0,8$	1,59	1,23	0,85

Na Figura 3, apresenta-se uma visualização do comportamento da carga térmica do evaporador em função da temperatura da vinhaça na saída do gerador.

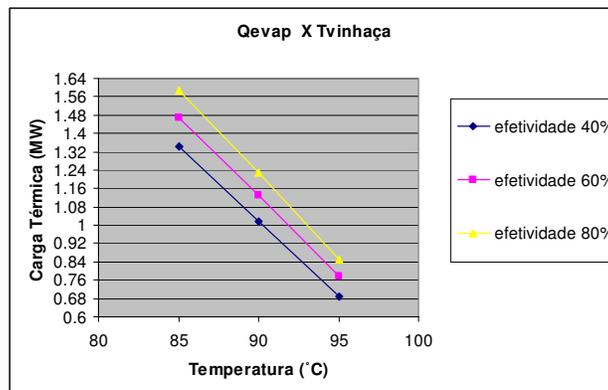


Figura 3 : Comportamento da carga térmica no evaporador

6. DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

Foi apresentada neste trabalho uma proposta de aproveitamento do rejeito térmico da vinhaça, que é gerada no processo de destilação de álcool, como fonte alternativa de energia. Em face as propriedades físico – químicas que a solução NH₃-H₂O apresenta, foi possível estabelecer um sistema de refrigeração baseado no ciclo de absorção da amônia.

Primeiramente, foram determinados os principais parâmetros de um ciclo de potência típico de uma usina sucroalcooleira, tendo como base a planta da Destilaria Pioneiros localizada na região oeste paulista.

Em seguida, foi proposta uma planta de refrigeração operando segundo um ciclo de absorção de amônia. Com base em uma planta de referência, os estados termodinâmicos em todos os pontos de interesse foram determinados. Para fins de análise, foi feita uma comparação entre os sistemas de cogeração e trigeração através de diversos indicadores de desempenho. Como era esperado, houve

um aumento sensível destes índices, visto que se diminui a irreversibilidade do processo com a diminuição da temperatura da vinhaça que rejeitada para o meio ambiente.

Posteriormente, foi verificado o comportamento da carga térmica do evaporador quando se varia a temperatura da vinhaça na saída do evaporador e da temperatura do vapor de NH₃ no evaporador. Como era esperado, quanto menor a temperatura da vinhaça na saída do gerador maior será o aproveitamento térmico e, conseqüentemente, maior será a carga térmica do evaporador. Da mesma forma, quanto maior a efetividade dos trocadores de calor e quanto maior for a temperatura do vapor de NH₃ no evaporador, melhor será o desempenho do sistema como um todo.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] UDOP - Usinas e Destilarias do Oeste Paulista, 2004, “Estatística”, Disponível em <http://www.udop.com.br/>, Acessado em 25 de Março de 2004.
- [2] UNICA - União da Agroindústria Canavieira de São Paulo, 2004, “Estatísticas”, Disponível em <http://www.portalunica.com.br/referencia/estatisticas.jsp>, Acessado em 25 de Junho de 2004.
- [3] Van Wylen, G., Sonntag, R. & Borgnakke, C., 1995, “Fundamentos da Termodinâmica Clássica”, Editora Edgar Blücher, São Paulo - SP, 594p.
- [4] Machado, F. B. P., 2003, “Brasil, a Doce Terra – História do Setor”, Disponível em <http://www.jornalcana.com.br/conteudo/HistoriadoSetor.asp>, Acessado em 5 de Março de 2004.

INDUSTRY THE ALCOOL AND SUGAR WORKING OF THE SISTEMES ENERGY TREE GENERATION FOR AMONNIA ABSORPTION

Mateus Calegari Paulique¹
mateuspaulique@gmail.com

Willian Hiroshi Kuvabara Pereira²
wk.perreira@gmail.com

Vinícius Souza Morais³
vviniuss@aluno.feis.unesp.br

Thiago Antonini Alves⁴
antonini@fem.unicamp.br

Ricardo Alan Verdú Ramos
alan@dem.feis.unesp

Cássio Roberto Macedo Maia
cássio@dem.feis.unesp.br

Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia
Departamento de Engenharia Mecânica – Unesp / Ilha Solteira
www.dem.feis.unesp.br/nuplen - nuplen@dem.feis.unesp.br

Abstract: This present work thermodynamics analysis of the industry working systems the systems tree generation energy, the introduction ammonia absorption.

Keywords: energy, ammonia, thermodynamic