

ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GÁS NATURAL EM INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS

Alessandro Takaki, Fernando Dib, Marcos Mashiba, Danilo Yura e Ricardo Ramos

UNESP – Campus de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Brasil, 56 – CEP: 15385-000 – Ilha Solteira-SP – Email: ramos@dem.feis.unesp.br

Resumo

Neste trabalho é analisada a utilização do gás natural como combustível para sistemas de trigerção de energia em indústrias frigoríficas em substituição aos combustíveis tradicionalmente utilizados, lenha na forma de cavacos ou toras e/ou eventualmente, óleo, para suprir a sua energia térmica, e compra energia elétrica das concessionárias. As configurações estudadas são uma planta frigorífica tradicional existente e plantas modificadas que permitem a utilização do gás natural para a geração simultânea de eletricidade, vapor para os processos e refrigeração para as câmaras frigoríficas. Para fins de avaliação do desempenho são feitas análises energéticas, exergéticas para cada uma das configurações e, por fim, é realizada uma análise termoeconômica que possibilita avaliar os reflexos dos custos de investimento de capital e do combustível na composição dos custos dos produtos.

1. Introdução e Objetivos

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 se transforma em trigerção. Além das vantagens derivadas da cogeração, como a economia de combustível e aumento da eficiência, a trigerção permite uma economia significativa no consumo de potência, aumentando ainda mais a eficiência global da planta e reduzindo os impactos ambientais.

Esta nova técnica tem sido até recentemente usada exclusivamente para sistemas de condicionamento de ar. Porém, com o advento das preocupações sobre o ambiente e conservação de energia, as técnicas de trigerção estão se tornando mais populares e se transformando numa potencial solução para uma ampla variedade de aplicações, não só no setor terciário (*shopping centers*, hotéis, hospitais, restaurantes, etc...), como também no setor industrial (indústrias químicas, de alimentos, de bebidas, etc...).

As tecnologias mais recentes de trigerção de energia têm privilegiado a utilização de gás natural como combustível, não só devido ao aumento de sua disponibilidade, como também aos seus reduzidos impactos ambientais, motivando, assim, a busca por novas aplicações nos mais diversos setores.

Em particular, é destacada a potencialidade nos setores industriais de alimentos e bebidas para a implantação de sistemas de trigerção de energia, uma vez que apresentam demandas por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade, principalmente nos sub-setores de produção de carnes (frigoríficos), laticínios e cervejarias, sendo que no presente trabalho será feita uma abordagem do setor frigorífico, uma vez que é um setor ainda pouco estudado.

Assim, o objetivo principal deste trabalho é fazer uma análise da viabilidade técnica e econômica da implantação de sistemas de trigerção de energia a gás natural em indústrias frigoríficas. Este estudo se torna importante porque permitirá a avaliação da substituição de energéticos economicamente competitivos frente ao gás natural, uma vez que a maioria dos frigoríficos emprega lenha (cavacos ou toras) como combustível e, eventualmente, óleo, para suprir a sua energia térmica, e, além disso, compra energia elétrica das concessionárias.

Serão analisadas várias concepções de geração combinada em comparação com a tradicional tecnologia em uso e, a partir de balanços de massa e energia, simulações de consumo energético

envolvendo energia elétrica, térmica e de refrigeração, análises dos rendimentos exergéticos e dos custos operacionais e de equipamentos, serão discutidas as viabilidades técnico-econômicas das propostas para o setor em questão.

Existem vários trabalhos na literatura sobre análises energética, exergética e econômica aplicadas a plantas térmicas com o objetivo de desenvolver alternativas para o aumento da eficiência energética e conseqüente redução dos custos de geração de eletricidade, vapor e/ou refrigeração, sendo que entre eles podem ser destacados alguns que contribuíram mais efetivamente para o desenvolvimento deste trabalho, a saber: Kotas (1985), Bejan *et al.* (1996), Horlock (1997), Bruno *et al.* (1999), Leite (2002), Maidment & Tozer (2002), Colonna & Gabrielli (2003), Minciuc *et al.* (2003), Temir & Bilge (2004), Calva *et al.* (2005), Takeshita *et al.* (2005), entre outros.

Vale ressaltar que, na revisão bibliográfica realizada, poucas informações foram encontradas a respeito de aplicações de energia em indústrias frigoríficas, mostrando que existe uma grande oportunidade para estudo nesse campo.

2. Descrição dos Casos

Foi escolhido para estudo o Frigorífico FRIBOI na cidade de Campo Grande (MS), pois, além de representar bem a realidade desse segmento industrial, a sua administração ter interesse em usar o gás natural como combustível aproveitando os incentivos do governo para a massificação do uso desse energético e a proximidade com o gasoduto Bolívia-Brasil.

Neste frigorífico, atualmente são abatidos 1.250 bovinos por dia, sendo que existem duas caldeiras a lenha, com capacidade individual de produção de 10 t/h de vapor saturado a 100 lbf/in² (689,5 kPa) para suprir as necessidades da instalação. No entanto, apenas uma delas opera por vez para suprir as necessidades da empresa, distribuído entre 8 digestores de 3.000 litros (0,5 t/h cada), 4 digestores de 5.000 litros (0,5 t/h cada), um trocador de calor que fornece água a 95°C para unidade (2,5 t/h) e vários pontos de tomada de vapor (0,7 t/h), sendo que apenas os condensados dos digestores retornam para realimentar a caldeira sendo, portanto, necessário a reposição de água na entrada da caldeira. A planta de vapor opera 14 horas por dia, pois os processos de abate e desossa ocorrem entre 4 e 18 horas. O custo da lenha que abastece a caldeira é de R\$ 22,00 por m³.

Para a refrigeração, a planta atual utiliza ciclos de refrigeração por compressão de amônia que operam 24 horas por dia. Para suprir as necessidades das instalações de congelamento (-35°C/-10°C), têm-se instalado um compressor tipo parafuso de 260 BHP (194 kW) com capacidade de refrigeração de 880.000 kcal/h (1.025 kW). Para suprir as necessidades de resfriamento (-10°C/+35°C), tem-se instalado 6 compressores alternativos de 112,5 BHP (84 kW), com capacidade total de refrigeração de 1.680.000 kcal/h (1.956 kW). Existem ainda mais dois compressores instalados no regime de resfriamento para suprir a carga de condensação do estágio do compressor do regime de congelamento, isso porque os ciclos de refrigeração destinados ao congelamento e ao resfriamento estão arranajados em *booster*. Um destes compressores é do tipo parafuso 350 BHP (291 kW) e tem capacidade de refrigeração de 932.000 kcal/h (1.084 kW) e o outro compressor é do tipo alternativo 112,5 BHP (84 kW), com capacidade de refrigeração de 280.000 kcal/h (326 kW).

A demanda atual de eletricidade da empresa está em torno de 3.000 kW, sendo que cerca de 45% desta demanda é referente à planta de refrigeração. Essa demanda é suprida pela concessionária ENERSUL a um custo de R\$ 0,24 por kWh.

O frigorífico pretende aumentar a sua produção por meio do abate de 2.500 bovinos por dia, funcionando quase 24 horas por dia durante 6 dias por semana, sendo que a seguir serão propostas algumas configurações a fim de suprir as novas demandas energéticas de vapor, refrigeração e eletricidade.

Caso 1: Planta com Caldeira a Lenha e Refrigeração por Compressão

A planta de vapor proposta no Caso 1 (Figura 1) é constituída pela planta de vapor atual do frigorífico, pois a mesma consegue atender a nova demanda através do aumento diário do número de horas de operação de 14 para 24.

A planta de refrigeração proposta no Caso 1 é composta pela planta de refrigeração atual (Figura 2) e por uma outra planta adicional, com as mesmas características, que complementa a capacidade de refrigeração atual (Figura 3). Apesar de abater 1.250 bovinos por dia, a planta de refrigeração atual suporta o abate de 1.500 bovinos. Assim, a planta adicional de refrigeração a ser instalada deve suprir o restante da produção (1.000 bovinos), ou seja, 2/3 da potência de refrigeração atualmente instalada. Com isso, considera-se que a demanda total de energia elétrica passa de 3.000 kW para 5.000 kW.

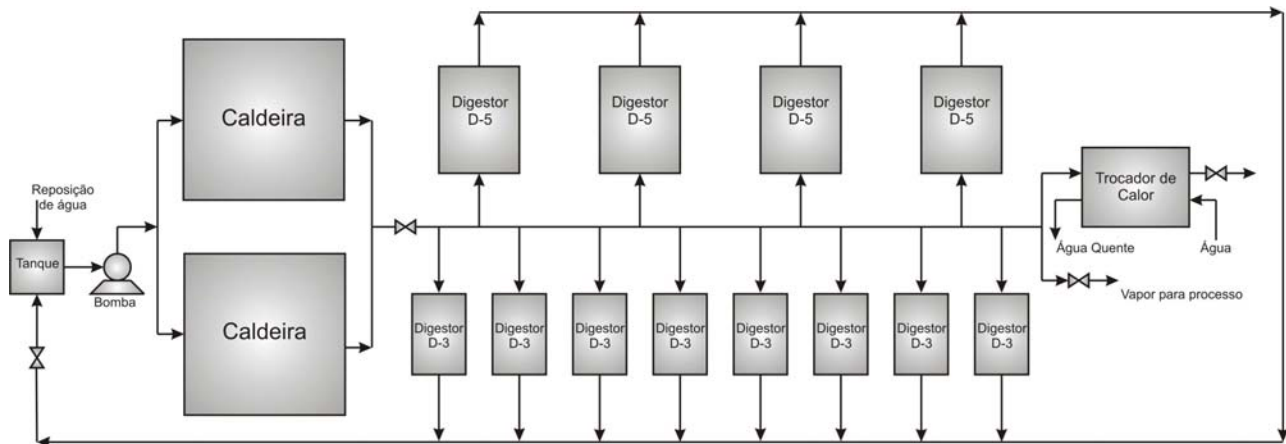


Figura 1: Planta para produção de vapor do Caso 1.

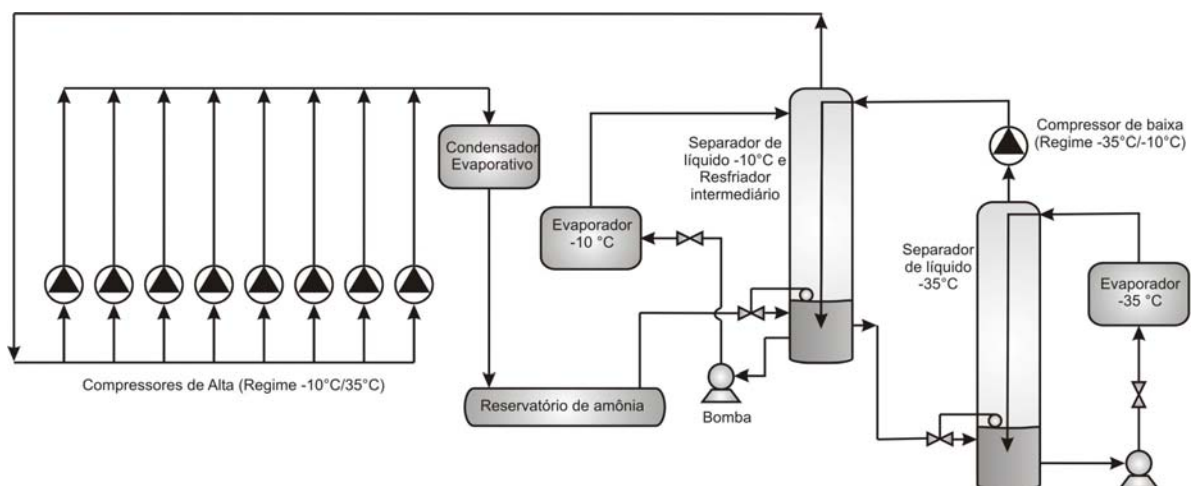


Figura 2: Parte da planta de refrigeração do Caso 1 (planta atual).

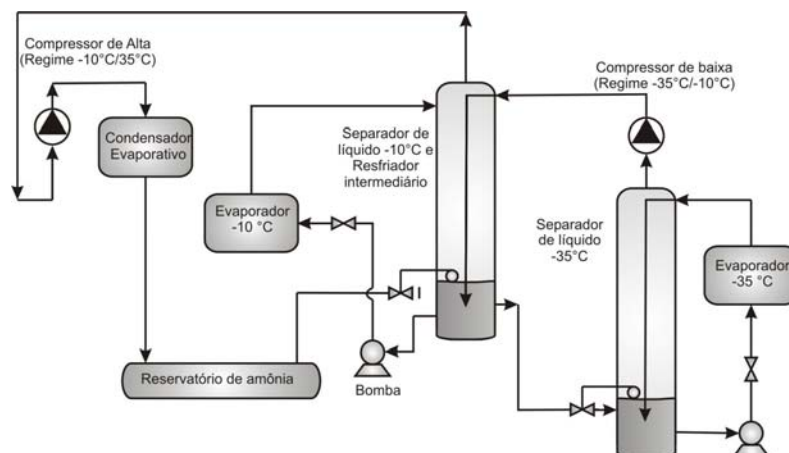


Figura 3: Parte da planta de refrigeração do Caso 1 (planta adicional).

Caso 2: Planta com Turbina a Gás, Caldeira de Recuperação e Refrigeração por Compressão

No Caso 2 é proposta a instalação de uma turbina a gás para que o frigorífico produza toda energia elétrica por ele demandada. Neste caso, foi escolhida uma turbina da marca Alstom Power modelo Typhoon 5.05 que tem capacidade de produção de potência de 5.044 kW. Assim, o frigorífico deixa de comprar energia elétrica da concessionária e passa a comprar gás natural a R\$ 0,50/m³. Além disso, uma caldeira de recuperação com um nível de pressão, que usa os gases de exaustão da turbina como fonte de energia, é instalada para a produção do vapor e as caldeiras que utilizam a lenha como combustível são desativadas. A planta de produção de energia elétrica e de vapor do Caso 2 está representada na Figura 4.

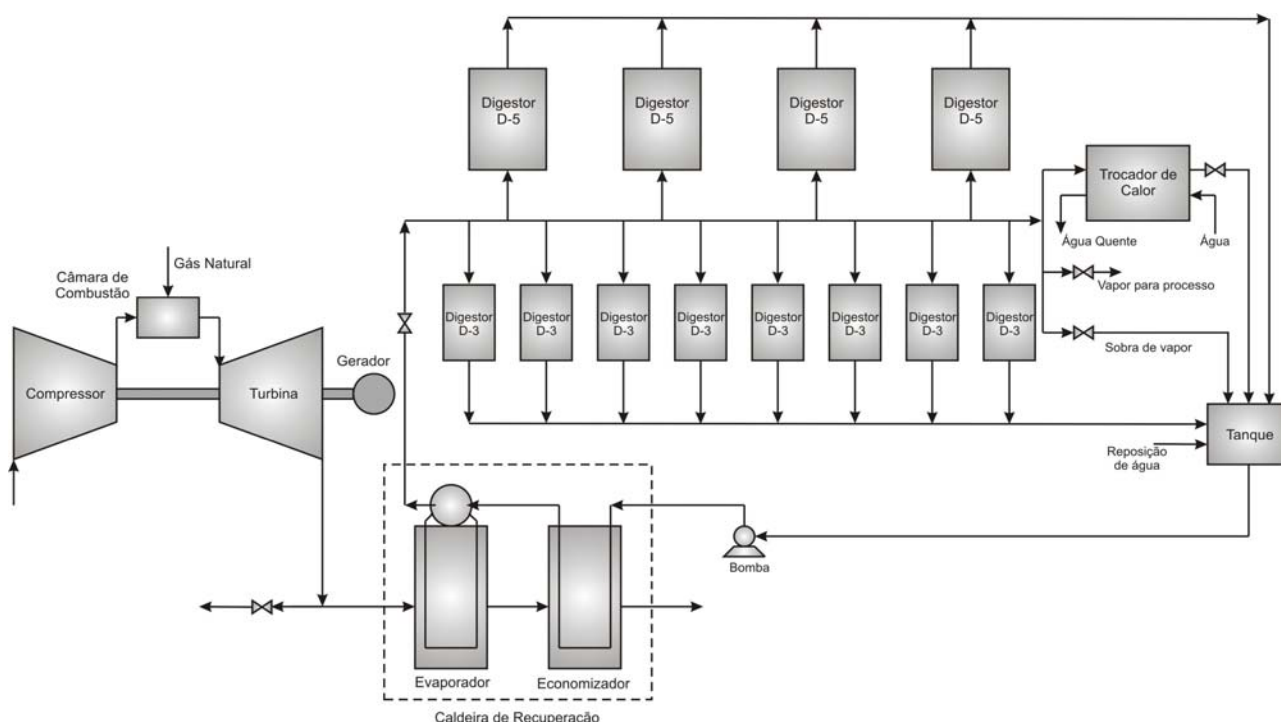


Figura 4: Planta para produção de energia elétrica e vapor do Caso 2.

A planta de refrigeração do Caso 2 é idêntica à do Caso 1 (Figuras 2 e 3), sendo que única diferença está na energia fornecida para o acionamento dos compressores e bombas que, neste caso, é a energia elétrica produzida pela turbina a gás.

Caso 3: Planta com Caldeira a Lenha, Turbina a Gás e Refrigeração por Absorção

No Caso 3 é proposta a instalação de uma turbina a gás para a produção de energia elétrica para suprir a demanda do frigorífico e de dois chillers de absorção de água-amônia, que são alimentados pelos gases de exaustão da turbina, para aumentar a produção de refrigeração, conforme mostra a Figura 5.

Neste caso, foi escolhida uma turbina a gás modelo GT10 do fabricante Hitachi Zosen que tem capacidade de produção de 4.100 kW. Além disso, para a produção do vapor demandado pelo processo, as caldeiras a lenha são mantidas em funcionamento, ou seja, a planta de produção de vapor no Caso 3 é igual a do Caso 1 (Figura 1).

A planta de refrigeração do Caso 3 é composta pela planta de refrigeração atual (Figura 2) e pelos dois chillers de absorção que são instalados para aumentar a capacidade de refrigeração do frigorífico, atendendo assim a demanda de refrigeração para o abate de 2.500 bovinos por dia. Um dos chillers de absorção é instalado para a temperatura de evaporação de -35°C e o outro para a temperatura de evaporação de -10°C.

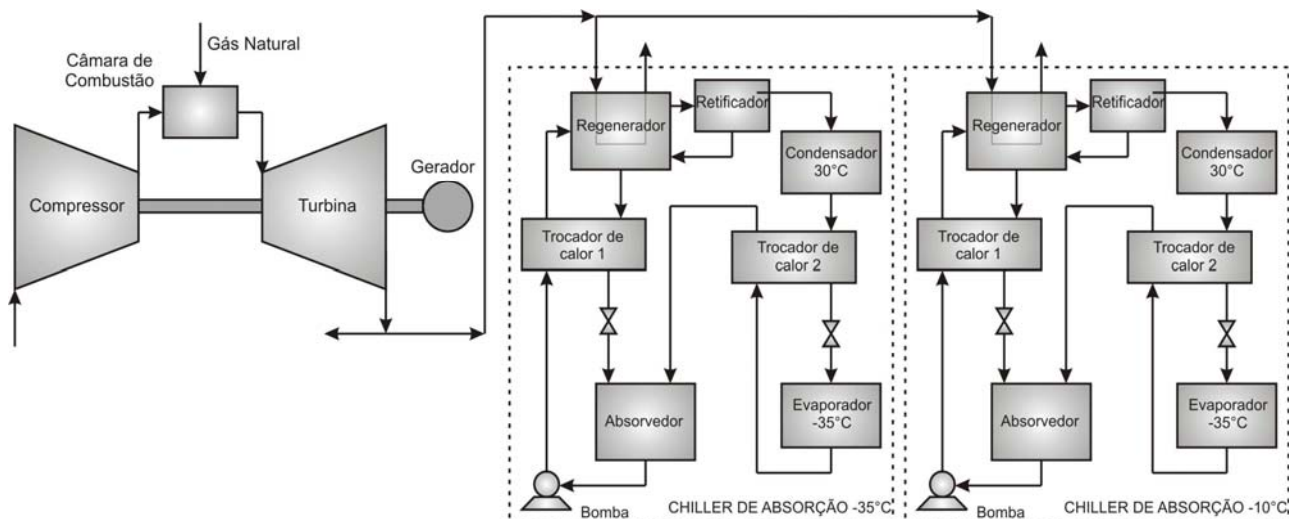


Figura 5: Planta para produção de energia elétrica e parte da refrigeração do Caso 3.

As Tabelas 1 a 5 mostram os dados característicos de operação de todas as plantas propostas para estudo neste trabalho, apresentadas nas Figuras 1 a 5, respectivamente.

Tabela 1: Dados característicos de operação da planta para produção de vapor para processo no Caso 1 (Figura 1).

Eficiência isentrópica da bomba da caldeira	0,7
Poder calorífico inferior da lenha	10.467 kJ/kg
Perda de carga na caldeira	0,15
Eficiência da caldeira 1	0,75
Eficiência da caldeira 2	0,75
Densidade da lenha	280 kg/m ³

Tabela 2: Dados característicos de operação da planta para produção de parte da refrigeração por compressão (planta atual) nos Casos 1, 2 e 3 (Figura 2).

Subresfriamento na saída do condensador	5°C
Perda de temperatura entre separador e compressor	5°C
Temperatura de condensação no condensador	35°C
Eficiência isentrópica da bomba do regime -10/35	0,7
Potência de refrigeração requerida no regime -10/35	1.956 kW
Eficiência isentrópica da bomba do regime -35/-10	0,7
Potência de refrigeração requerida no regime -35/-10	1.025 kW
Potência líquida individual de compressão em C1 a C6	84 kW
Potência líquida individual de compressão em C7	84 kW
Potência líquida individual de compressão em C8	291 kW
Potência líquida individual de compressão em C9	194 kW

Tabela 3: Dados característicos de operação da planta para produção de parte da refrigeração por compressão (planta adicional) nos Casos 1 e 2 (Figura 3).

Subresfriamento na saída do condensador	5°C
Perda de temperatura entre separador e compressor	5°C
Temperatura de condensação no condensador	35°C
Eficiência isentrópica da bomba do regime -10/35	0,7
Potência de refrigeração requerida no regime -10/35	1.304 kW
Eficiência isentrópica da bomba do regime -35/-10	0,7
Potência de refrigeração requerida no regime -35/-10	683,3 kW
Potência líquida individual de compressão em C1	583,2 kW
Potência líquida individual de compressão em C2	129,3 kW

Tabela 4: Dados característicos de operação da planta para produção de energia elétrica e de vapor para processo no Caso 2 (Figura 4).

Eficiência isentrópica do compressor da turbina a gás	0,87
Fluxo de massa dos gases de exaustão na turbina a gás	19,54 kg/s
Razão de compressão do compressor da turbina a gás	14,7
Potência líquida produzida pela turbina a gás	5.044 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expensor	1.110°C
Eficiência de combustão na turbina a gás	0,8
Perda de carga na câmara de combustão da turbina a gás	2%
Eficiência do gerador elétrico	0,95
<i>Approach / Pinch point</i> na caldeira de recuperação	15°C / 25°C
Eficiência de troca de calor do evaporador da caldeira	0,75
Perda de pressão dos gases de exaustão no evaporador da caldeira	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador na caldeira	2%
Eficiência de troca de calor do economizador da caldeira	0,75
Perda de pressão dos gases de exaustão no economizador da caldeira	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador da caldeira	2%
Eficiência da bomba de alimentação da caldeira de recuperação	0,7

Tabela 5: Dados característicos de operação da planta para produção de energia elétrica e vapor para refrigeração adicional por chiller de absorção no Caso 3 (Figura 5).

Eficiência isentrópica do compressor da turbina a gás	0,87
Fluxo de gases de exaustão na turbina a gás	16,3 kg/s
Razão de compressão do compressor da turbina a gás	10,2
Potência líquida produzida pela turbina a gás	4.100 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expensor	1.053°C
Eficiência de combustão na turbina a gás	0,8
Perda de carga na câmara de combustão da turbina a gás	2%
Eficiência do gerador elétrico	0,95
Eficiência isentrópica das bombas	0,70
Efetividade dos trocadores de calor	0,85
Temperatura de condensação	30°C
Potência de refrigeração do chiller de -35°C	683,3 kW
Potência de refrigeração do chiller de -10°C	1.304 kW

3. Metodologia

Primeiramente deve ser feita uma análise energética e exergética das plantas, considerando um volume de controle (VC) para de cada um dos equipamentos. De uma forma geral, para processos em regime permanente e desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, temos as seguintes equações de balanço de massa, energia e exergia:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e h_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e ex_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s ex_s = \dot{I}_{vc} \quad (3)$$

onde:

$\dot{m}_e$: Fluxo de massa que entra no VC (kg/s);

$\dot{m}_s$: Fluxo de massa que sai do VC (kg/s);

h_e : Entalpia específica na entrada do VC (kJ/kg);

h_s : Entalpia específica na saída do VC (kJ/kg);

ex_e : Exergia específica na entrada do VC (kJ/kg);

ex_s : Exergia específica na saída do VC (kJ/kg);

T_i : Temperatura superficial do VC (K);

T_0 : Temperatura no estado de referência (K);

$\dot{I}_{vc}$: Taxa de irreversibilidade no VC (kW);

$\dot{Q}_{vc}$: Fluxo de calor no VC (kW);

$\dot{W}_{vc}$: Potência referente ao VC (kW).

As exergias específicas na entrada e saída de cada equipamento são calculadas, respectivamente, por:

$$ex_e = (h - h_o)_e - T_o (s - s_o)_e \quad (4)$$

$$ex_s = (h - h_o)_s - T_o (s - s_o)_s \quad (5)$$

onde:

h : Entalpia específica do vapor (kJ/kg);

s : Entropia específica do vapor (kJ/kg K);

h_o : Entalpia da água para o estado de referência (104.86 kJ/kg);

s_o : Entropia da água para o estado de referência (0.367 kJ/kg K).

As eficiências pela primeira lei e segunda lei da termodinâmica (η e ψ) são calculadas para cada equipamento através das seguintes equações termodinâmicas clássicas:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \Delta h_{iso}} \quad (6)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_{real}}{ex_e - ex_s} \quad (7)$$

onde:

Δh_{iso} : Diferença entre as entalpias de entrada e saída do equipamento, para processo isoentrópico (kJ/kg);

Δh_{real} : Diferença entre as entalpias de entrada e saída do equipamento (kJ/kg);

$\dot{m}$: Fluxo de massa (líquido ou vapor) no equipamento (kg/s).

A exergia específica do gás natural (ex_{gn}) é calculada pela seguinte equação:

$$ex_{gn} = ex_f + ex_q \quad (8)$$

A exergia física (ex_f) e exergia química (ex_q) do gás natural (tomado como gás ideal) podem ser calculadas, respectivamente, por:

$$ex_f = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (9)$$

$$ex_q = \sum_{i=n} x_i Ex_i^o + \bar{R} T_o \sum_{i=n} x_i \ln x_i \quad (10)$$

onde:

x_i : Fração molar de cada componente do combustível;

Ex_i^o : Exergia química *standard* de cada componente do combustível (kJ/kmol).

As exergia química *standard* para os componentes do gás natural a $T_o = 298,15$ °C e $P_o = 1$ atm foram obtidas em Szargut *et al.* (1988).

Após a análise termodinâmica, realiza-se a análise termoeconômica para a determinação dos custos de produção. A teoria do custo exergético (Lozano & Valero, 1993) foi a metodologia empregada para determinação dos custos dos principais fluxos dos sistemas considerados.

A análise de custo exergético envolve os balanços de custos usualmente formulados para cada componente separadamente. Um balanço de custo aplicado para o k-ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais a soma ($\dot{Z}_k$) do investimento de capital e das despesas de operação e manutenção. Assim, para um componente que recebe calor e gera potência, resulta a seguinte equação:

$$\sum_s (c \dot{Ex})_s + c_{w_k} \dot{W}_k = c_{Q_k} \dot{Ex}_{Q_k} + \sum_e (c \dot{Ex})_e + \dot{Z}_k \quad (11)$$

onde:

c : Custo (US\$/kJ);

$\dot{Ex}$: Taxa de exergia (kW);

$\dot{W}_k$: Geração de potência (kW);
 $\dot{Z}_k$: Custo dos equipamentos (US\$/s);
 s : Referente à saída;
 e : Referente à entrada;
 Q : Referente ao calor recebido (kW).

Para a definição dos custos de capital investido nos equipamentos e para a análise econômica foi considerada uma taxa de juros de 12 % ao ano e vida útil de 20 anos; custos de operação e manutenção da ordem de 10 % do capital investido e um número de horas de operação anuais igual a 7000 horas.

Os custos dos equipamentos a serem instalados foram definidos com base nas informações existentes na literatura (Modesto, 2004 e Word Gas Turbine Handbook, 2001-2002) e, também, com base nas informações de fabricantes e/ou revendedores.

Os custos devem ser amortizados durante o período de vida útil da planta. Assim, o valor a ser amortizado pode ser calculado pela formulação proposta por Bejan *et al.* (1996):

$$A = VI \left[\frac{j(1+j)^N}{(1+j)^N - 1} \right] \quad (12)$$

onde:

A : Valor da amortização;
 VI : Valor do investimento (custo);
 j : Taxa de juros anual;
 N : Período de amortização.

Com o período de amortização, a taxa de juros e o período de operação adotados, calculam-se a taxa de amortização anual ($\dot{Z}$), de cada um dos equipamentos para as configurações adotadas.

O custo exerético específico do combustível (c_{comb}) é calculado por:

$$c_{comb} = \frac{C_{comb}}{Ex_{comb}} \quad (13)$$

onde:

C_{comb} : Custo do combustível (US\$/kJ);
 Ex_{comb} : Exergia do combustível (kJ/kg).

A resolução do sistema de equações resultante é efetuada utilizando-se o programa EES® (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein & Alvarado (1995), que permite a determinação das propriedades termodinâmicas do sistema, como entalpia e entropia, possibilitando a realização de cálculos de uma maneira simples e eficiente, sem a necessidade de se recorrer a tabelas termodinâmicas. Vale ressaltar que foi adotado como estado de referência o definido pela temperatura de 25 °C e pressão de 101,3 kPa.

4. Resultados

A Tabela 6 mostra os custos específicos do vapor, da refrigeração e da energia elétrica para cada um dos casos e a Figuras 6 apresenta os custos anuais do vapor, da refrigeração e da eletricidade, respectivamente, para cada um dos casos.

Na Tabela 7 estão os investimentos anuais para cada um dos casos, que são compostos pelos custos de insumos, de operação e manutenção e de amortizações dos equipamentos adquiridos.

Tabela 6: Custos do vapor, da refrigeração e da eletricidade para cada um dos casos.

Custos	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Custo do vapor (R\$/ton)	25,90	46,38	25,87
Custo da refrigeração (R\$/MWh)	106,90	70,63	300,20
Custo da energia elétrica (R\$/MWh)	240,00	139,10	139,70

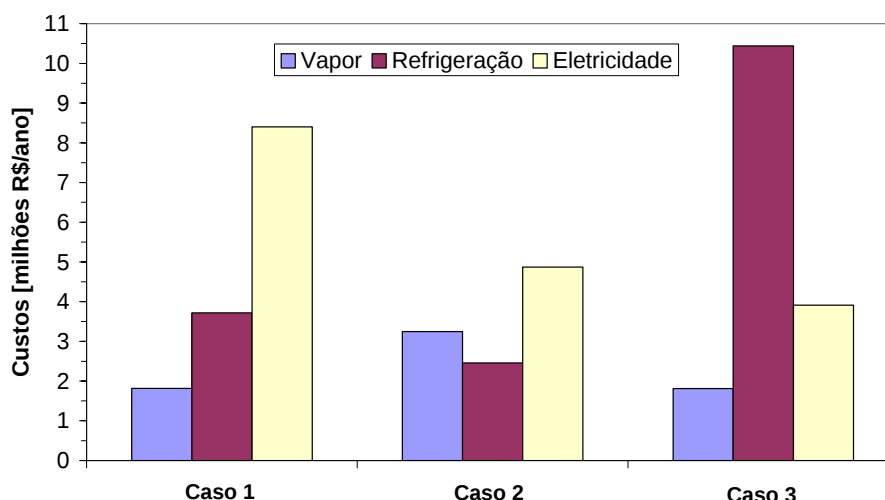


Figura 6: Custos anuais das utilidades para cada um dos casos.

Tabela 7: Investimentos anuais para cada um dos casos.

Investimento	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Lenha	1.731.667,72	-	1.731.667,72
Eletricidade	8.400.000,00	-	-
Gás Natural	-	6.137.117,07	5.109.927,73
Operação e manutenção	277.272,7	451.731,00	722.256,00
Amortizações dos equipamentos	584.819,00	3.002.055,00	4.852.085,00
Investimento total	10.993.759,42	9.590.903,07	12.415.936,45

5. Conclusões

Analizando os resultados da Tabela 7 e tendo como base o Caso 1 que utiliza equipamentos tradicionais para o setor frigorífico verifica-se que o Caso 2 apresenta uma pequena economia anual, R\$ 1.402.856,35. Assim, neste caso verifica-se que existe viabilidade para a utilização do gás natural no frigorífico com a simples instalação de uma turbina a gás acoplada a uma caldeira de recuperação. Já para a instalação do Caso 3, que utiliza uma turbina a gás e chillers de absorção, os investimentos anuais superam o da planta do Caso 1, inviabilizando a sua implantação.

Acredita-se que novos projetos visando a utilização de gás natural e equipamentos como turbina a gás e chillers possam ser viáveis, uma vez que podem se beneficiar de tecnologias mais modernas e serem instalados o mais próximo possível do gasoduto, minimizando os custos da interligação, que não foram levados em conta no presente trabalho.

6. Referências Bibliográficas

1. Bejan, A., Tsatsaronis, G. & Moran, M., Thermal design & optimization, John Wiley & Sons, Inc., NY, 542 p., 1996.
2. Bruno, J.C., Miquel, J. & Castells, F., Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, No. 12, pp. 1297-1328, 1999.
3. Calva, E.T., Núñez, M.P. & Toral, M.A.R., Thermal integration of trigeneration systems, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 7, pp. 973-984, 2005.
4. Colonna, P. & Gabrielli, S., Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR), Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 381-396, 2003.
5. Horlock, J.H., Cogeneration – Combined heat and power (CHP): Thermodynamics and economics, Krieger Publishing Co., Florida, USA, 226 p., 1997.
6. Klein, S.A. & Alvarado, F.L., EES - Engineering Equation Solver, F-Chart Software, Middleton, WI, 1995.
7. Kotas, T.J., The exergy method of thermal plant analysis, Ed. Krieger, Florida, 328 p., 1985.
8. Leite, M.A.H., Análise econômica de um sistema de trigerção a gás natural, Anais do IX Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro, 2002.
9. Lozano, M.A. & Valero, A., Theory of the exergetic cost, Energy, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960, 1993.
10. Maidment, G.G & Tozer, R.M., Combined cooling heat and power in supermarkets, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 6, pp. 653-665, 2002.
11. Minciuc, E., Le Corre, O., Athanasovici, V., Tazerout, M. & Bitir, I., Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 11, pp. 1391-1405, 2003.
12. Modesto, M., Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando análise termoeconômica, Tese de Doutorado, UNICAMP, 246 p., Campinas, 2004.
13. Szargut, J., Morris, D.R. & Steward, F.R., Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process, Hemisphere Publishing Corporation, NY, 332 p., 1988.
14. Takeshita, K., Amano, Y. & Hashizume, T., Experimental study of advanced cogeneration system with ammonia-water mixture cycles at bottoming, Energy, Vol. 30, pp. 247-260, 2005.
15. Temir, G. and Bilge, D., Thermoeconomic analysis of a trigeneration system, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2689-2699, 2004.
16. Word Gas Turbine Handbook, 2001-2002.