



ANÁLISE DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA SOBRE O RENDIMENTO DO CICLO COM RECUPERAÇÃO QUÍMICA PARA TURBINAS A GÁS

Lourenço Gobira Alves

Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia
Universidade Estadual de Campinas
Caixa Postal: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
lourenco@fem.unicamp.br

Silvia Azucena Nebra

Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia
Universidade Estadual de Campinas
Caixa Postal: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
sanebra@fem.unicamp.br

Paulo de Barros Correia

Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia
Universidade Estadual de Campinas
Caixa Postal: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
pcorreia@fem.unicamp.br

***Resumo:** Nos últimos anos, a alta demanda por energia associada aos altos preços dos combustíveis têm aumentado a necessidade de baratear a conversão da energia contida em fontes renováveis e não renováveis em energia elétrica. Uma das propostas para aumentar o rendimento das turbinas a gás é utilizar o calor dos gases de exaustão dentro do próprio ciclo. O ciclo de turbina a gás com recuperação química utiliza o calor contido nos gases que saem da turbina para modificar as características do combustível. Uma mistura de metano e vapor de água recebe o calor dos gases da turbina. O metano e o vapor reagem entre si produzindo o gás de síntese, mistura aquecida contendo hidrogênio monóxido e dióxido de carbono e vapor d'água. Neste trabalho foi feita uma análise não linear do ciclo com vistas a investigar a influência da temperatura e dos insumos no rendimento global do ciclo. Assumiu-se a composição química no reformador regida por equações de equilíbrio químico, o que concorda com a literatura. Analisando o lucro bruto como a diferença entre o custo dos insumos e custo dos produtos, o ciclo foi otimizado utilizando-se o software EES® com vistas a obter o maior lucro bruto possível para esta instalação.*

***Palavras-chave:** Otimização, Turbina a Gás, Recuperação Química, Ciclo de Potência.*

1. INTRODUÇÃO

A gestão racional dos recursos energéticos com vistas à melhoria de processos produtivos é procedimento chave para manter a competitividade em mercados globais e acirrados. A busca por eficiência no setor elétrico passa tanto por novos métodos e fontes de produção elétrica como por melhoramentos nos processos atuais.

Turbinas a gás que operem em ciclo simples apresentam baixa eficiência porque os gases de escape da turbina saem muito quentes e este calor é perdido na atmosfera. Melhores desempenhos

são alcançados com os ciclos avançados (Briesch et. Al., 1995), que aproveitam a energia contida nos gases de escape da turbina para melhorar o próprio ciclo ou para transferir calor em ciclos combinados.

Em turbinas a gás que funcionem em ciclo com recuperação química, o calor contido nos gases de exaustão da turbina é absorvido por uma mistura de gás natural (metano) e água. Um reformador é utilizado para este fim. A mistura de gás natural e água entra pelo lado frio e absorve calor gerando o gás de síntese a ser queimado na câmara de combustão.

Ciclos de recuperação química foram estudados sob vários aspectos. Kesser (1994) explorou as relações entre o reformador e a turbina para duas razões de pressão do compressor de ar. Souza-Santos (1997) estudou variantes do ciclo com recuperação química levando em conta a composição química do gás natural. Os aspectos físicos e químicos do reformador podem ser vistos em Adelman et. al., 1995, e Carcasci et. al., 1998. Prieto et. al. (2000) fizeram a análise de 2ª lei da termodinâmica do ciclo determinando sua eficiência exergética.

Este trabalho analisa a influência da injeção de metano e água no reformador e a expansão da turbina no desempenho geral do ciclo. Como parâmetro de otimização foi utilizado o lucro bruto do ciclo, entendido como a diferença entre a venda dos produtos e o custo dos insumos, todos tomados em relação a 1kg de combustível.

2. MODELO DO CICLO

O ciclo apresentado neste trabalho é uma simplificação do ciclo de turbina a gás com recuperação química. Assume-se que os gases tenham comportamento de gases ideais, preservada a variação do calor específico com a temperatura. Esta hipótese é plenamente aceitável para a faixa de pressão e temperatura de trabalho do ciclo. Detalhes do ciclo podem ser vistos na Fig. (1).

Para tornar o caso mais geral, foi tomado o fluxo de ar pelo compressor como referência, todos os fluxos são ponderados pelo fluxo de ar. A relação entre amassa de metano e a massa de ar poderá variar entre 1:40 e 1:75, e a relação entre a massa metano e a de água variará entre 1:3 e 1:7,5. Estas relações serão tomadas como base operacional da turbina, não é possível operar economicamente abaixo deste nível de metano, e também níveis superiores fariam ultrapassar 1400K na câmara de combustão, temperatura máxima admissível na entrada da turbina (Saravanamuttoo et al., 2001). Semelhantemente a quantidade de água injetada precisa ser limitada por questões físicas da turbina.

O gás natural é composto de várias substâncias, sendo a principal o metano, que existe em maior quantidade, por isso será adotado este gás como único componente no lugar da composição detalhada do gás natural, que além do mais, varia conforme a fonte de onde é extraído. Da mesma forma será adotada a composição do ar como sendo 21% oxigênio e 79% nitrogênio.

Depois de absorver calor no reformador o metano reage com o vapor de água de acordo com as equações:

Nomenclatura

Ca - Custo da água de reposição	s_n - Entropia na posição "n" do ciclo
Cc - Custo de aquisição do combustível	T - Temperatura
Ce - Preço de venda da energia elétrica	Wc - Consumo elétrico do compressor
Cv - Preço de venda do vapor saturado	W_{iso} - Consumo isoentrópico
h_n - Entalpia na posição "n" do ciclo	Wv - Energia elétrica disponível para venda
iso - isoentrópico	z - Função objetivo a ser otimizada
K_p - Constante de equilíbrio químico	α - Coeficiente estequiométrico dos reagentes
ma - Quantidade de água de reposição utilizada no processo	β - Coeficiente estequiométrico dos produtos
mc - Quantidade de combustível utilizada	ΔH_r - Entalpia de reação
m_n - Fluxo mássico na posição "n" do ciclo	η_c - Eficiência isoentrópica do compressor
mv - Vapor saturado disponível para venda	η_G - Eficiência do gerador elétrico
N_{tot} - Número total de moles na reação	η_t - Eficiência isoentrópica da turbina
P_X - Pressão parcial da substância "X"	η_T - Eficiência do conjunto turbina gerador elétrico
P_{out} - Pressão na saída do reformador	



A reação de reforma obedece às equações de equilíbrio químico. A razão entre o vapor de água e metano é estimada em torno de 3 a 5 vezes, em reformadores industriais, para prevenir a formação de depósitos de carbono. Esta proporção é amplamente usada para a produção de hidrogênio e para a síntese de amônia e metanol (Carcasci et al., 1998). Estas reações só ocorrem na presença de catalisadores com base em Níquel e em altas temperaturas. Admite-se que o catalisador seja ativo para temperaturas a partir de 800 K.

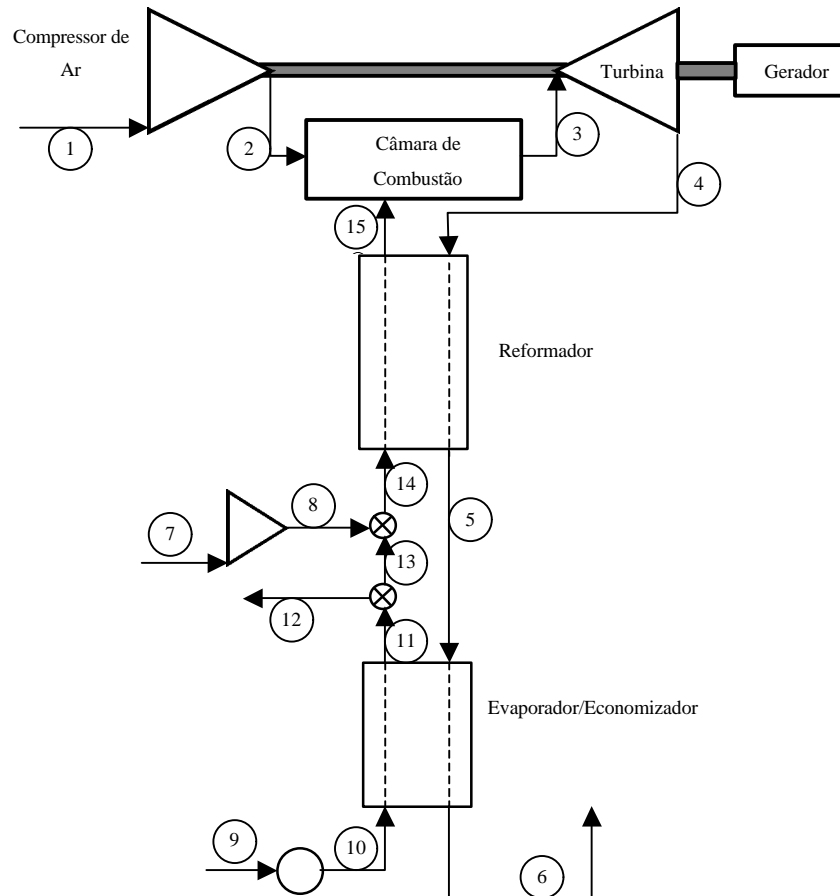
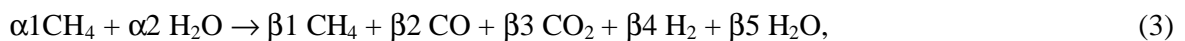


Figura 1. Representação esquemática do ciclo térmico com recuperação química

A reação global, escrita em função do metano e do vapor que entram como produtos, pode ser escrita como:



onde α_1 e α_2 são quantidades conhecidas da alimentação do processo. Para obter a composição da mistura de gases na saída do reformador é necessário determinar as cinco constantes β_1 a β_5 . Através de cálculo estequiométrico pode-se escrever:

$$\text{balanço de carbono:} \quad \alpha_1 = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3; \quad (4)$$

$$\text{balanço de hidrogênio: } 4 \alpha_1 + 2 \alpha_2 = 4 \beta_1 + 2 \beta_4 + 2 \beta_5; \quad (5)$$

$$\text{balanço de oxigênio: } \alpha_2 = \beta_2 + 2 \beta_3 + \beta_5. \quad (6)$$

As outras duas equações são derivadas das constantes de equilíbrio K_p das reações 1 e 2. A constante $K_{p,1}$ pode ser escrita como (Carcasci, 1998):

$$K_{p,1} = \frac{P_{CO} P_{H_2}^3}{P_{CH_4} P_{H_2O} P_0^2} = \frac{\beta_2 \beta_4^3}{\beta_1 \beta_5} \frac{1}{N_{tot}^2} \frac{P_{out,2}^2}{P_0^2}, \quad (7)$$

onde N_{tot} é o número total de moles no equilíbrio ($N_{tot} = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5$) e P_0 é a pressão de referência, usualmente adotada como 1 atm. O valor de $K_{p,1}$ é calculado com base na correlação obtida de Oertel, 1987:

$$K_{p,1} = \exp\left(30,688 - \frac{27463}{T}\right). \quad (8)$$

A segunda constante $K_{p,2}$ pode ser escrita como (Carcasci, 1998):

$$K_{p,2} = \frac{P_{CO_2} P_{H_2}}{P_{CO} P_{H_2O}} = \frac{\beta_3 \beta_4}{\beta_2 \beta_5}, \quad (9)$$

e o valor $K_{p,2}$ a temperatura T é computado de acordo com a equação (Oertel, 1987):

$$K_{p,2} = \exp\left(\frac{4084}{T} - 3,765\right). \quad (10)$$

Todas as propriedades termodinâmicas foram calculadas com base nas tabelas de Janaf, utilizando-se para tal o software EES®.

A análise de cada equipamento do ciclo fornece as equações que regem o sistema:

Compressor:

$$m_1 (h_1 - h_2) - W_c = 0, \quad (11)$$

$$s_1 = s_{2,iso}, \quad (12)$$

onde $\eta_c = \frac{W_{iso}}{W_c} = \frac{h_{2,iso} - h_1}{h_2 - h_1} \approx 0,85$ é o rendimento isoentrópico do compressor, e W_c é o consumo do compressor.

Turbina:

$$m_3 (h_3 - h_{4,iso}) \eta_t - W_c - (W_e + W_{ba} + W_{cm}) / \eta_G = 0, \quad (13)$$

onde $\eta_t = \frac{W_t}{W_{iso}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,iso}} \approx 0,9$ é a eficiência isoentrópica da turbina, $\eta_G = 0,98$ é a eficiência do gerador elétrico, W_e é a energia elétrica gerada, W_{ba} é o consumo da bomba de água e W_{cm} é o consumo do compressor de metano.

$$s_3 = s_{4,iso} \quad (14)$$

Câmara de Combustão:

$$m_1 h_2 + m_{15} h_{15} - m_3 h_3 + \Delta H_{r,c} = 0 \text{ e} \quad (15)$$

$$m_2 + m_{15} - m_3 = 0, \quad (16)$$

onde $\Delta H_{r,c}$ é a entalpia de reação da combustão a 25°C. As entalpias dos gases foram calculadas adotando-se 25°C como referência.

Reformador:

$$m_3(h_4 - h_5) + m_{15} h_{15} - m_8 h_8 - m_{13} h_{13} + \Delta H_{r,r} = 0, \quad (17)$$

onde $\Delta H_{r,r}$ é a entalpia de reação da reforma.

$$m_{15} - m_8 - m_{13} = 0 \quad (18)$$

$$m_{11} - m_{12} - m_{13} = 0 \quad (19)$$

Evaporador / Economizador:

$$m_{11}(h_{11} - h_{10}) = m_3(h_5 - h_6) \quad (20)$$

Compressor de metano:

$$m_9 (h_8 - h_7) - W_{cm} = 0, \quad (21)$$

$$s_8 = s_{7,iso} \quad (22)$$

Bomba de água:

$$m_{11} (h_{10} - h_9) - W_{ba} = 0, \quad (23)$$

$$s_{10} = s_{9,iso} \quad (24)$$

3. OTIMIZAÇÃO

A função objetivo será o lucro bruto, entendido como a receita da venda de energia elétrica e vapor saturado menos o custo dos insumos, água de alimentação e gás natural:

$$z = C_e W_v + C_v m_v - C_c m_c - C_a m_a$$

onde,

C_e : custo de venda da energia elétrica gerada. (US\$/kWh)

C_v : custo de venda do vapor saturado. (US\$/kg)

C_c : custo de aquisição do combustível (gás natural). (US\$/kg)

Ca: custo da água de reposição (US\$/kg)
Wv: energia elétrica disponível para venda. (KWh)
mc: massa de combustível utilizada. (kg)
mv: massa de vapor disponível para venda (kg/s)
ma: massa de água de reposição (kg/s)

Os valores dos custos são dados por:

- Energia elétrica: $C_e = 44,87$ US\$/MWh, Aneel (2001)
- Gás natural: $C_c = 0,0778$ US\$/kg, Gazeta Mercantil (2000)
- Vapor para venda: $C_v = 0,009$ US\$/kg, Guarinello Jr et. al. (2000)
- Água de reposição: $C_a = 0,00022$ US\$/kg, Guarinello Jr et. al. (2000)

Restrições do sistema:

1. $T_3 < 1500$ K (1227 °C) A turbina não suporta temperaturas superiores sob risco de fadiga térmica.
2. $h_4 = h_3 - \eta_i(h_3 - h_{4,iso})$. A expansão adiabática vincula a variação da temperatura com a pressão. Esta relação fornece o menor valor possível para a temperatura T_4 . Quanto menor for a temperatura no ponto 4 maior será a geração elétrica, por outro lado menor será a capacidade de gerar vapor para venda.
3. $T_6 > 413$ K (130 °C). A razão deste valor é evitar condensação na tubulação de descarga, o que ocasiona liquefação de vapores ácidos nas paredes da chaminé.
4. $m_{12} > 0$. Indica que o sistema precisa prover pelo menos o vapor necessário ao próprio ciclo.
5. 650 K $< T_{15} < 923$ K. A temperatura da reforma deverá estar entre estes dois limites (Carcasci, 1998). Abaixo de 650 não acontece a reforma e acima de 923 K as hipóteses utilizadas para prever a composição do gás de síntese não são válidas.
6. $T_4 - T_{15} = 20$. Condição imposta de transferência de calor no reformador (Pinch Point).
7. $40 < m_1 < 75$. Condições operacionais da turbina que regula a vazão e o excesso de ar
8. $3 < m_{13} < 7,5$. Condições operacionais da turbina.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O resultado da otimização aponta a venda de energia elétrica de 6,79 kWh por kg de combustível sem produção de vapor saturado para venda. O consumo de água foi de 7,1 kg para cada quilograma de combustível. A função objetivo apontou para o lucro bruto de 0,2248 \$/kg (combustível).

A seguir, na Tab. (1) são apresentados os valores termodinâmicos para cada ponto discriminado na Fig. (1).

A solução ótima mostrou que o maior lucro é obtido com a maior temperatura possível na entrada da turbina associada à máxima compressão possível no compressor de ar. Esta solução mostra que neste ciclo, para os níveis adotados de preço da energia elétrica e do vapor, a produção elétrica é mais rentável do que a produção de vapor, o que faz com que a otimização priorize a produção elétrica.

Como a prioridade do ciclo foi produzir potência elétrica, o calor aproveitável dos gases que saem da turbina é consumido inteiramente na reação de reforma e na geração do vapor necessário ao próprio ciclo, sem excedentes para venda.

A produção de vapor poderá ser atraente se a planta necessitar de vapor em pequena escala, já que é possível produzi-lo sem necessidade de equipamentos adicionais. Outra situação atraente para produção de vapor seria num cenário com preço da energia elétrica menor comparativamente ao do vapor.

Como sugestão futura aponta-se para o estudo de cenários onde os preços do combustível e do vapor saturado sejam ambos variáveis, para analisar o comportamento ótimo deste sistema. Também como sugestão está a análise do ciclo do ponto de vista exergético.

Tabela 1 - Parâmetros do ciclo

Substância	Operação ótima		
	T (K)	m (kg)	P (kPa)
1 (ar atmosférico)	298	49	101.3
2 (ar comprimido)	689	49	1500
3 (gases quentes)	1400	57.2	1500
4 (gases)	826	57.2	105.4
5 (gases)	688	57.2	103.4
6 (gases)	413	57.2	101.3
7 (metano)	298	1	499.5
8 (metano)	415	1	2138
9 (água)	298	7.1	199,6
10 (água)	298	7,1	2074
11 (vapor saturado)	484	7,1	1972
12 (vapor saturado)	-	0	-
13 (vapor saturado)	484	7,1	1972
15 (gás reformado)	806	8,1	1950

Outra sugestão para trabalhos futuros é o estudo termo-econômico deste ciclo levando em consideração os custos dos equipamentos.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a FAPESP e ao CNPQ, pelo suporte financeiro, sem o qual este trabalho não teria sido realizado.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adelman, S. T., Hoffman, M. A., Baughn, J. W., “A Methane-Steam Reformer for a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine”, Transactions of the ASME, vol. 17, pp. 16-23, jan., 1995.
- Aneel 2001 – Agência Nacional de Energia Elétrica, disponível na internet–
<http://www.aneel.gov.br/defaultinf.htm>, 19 de agosto de 2001
- Briesch, M., S., Banister, R., L., Diakunchak, I., S., Huber, D., J., “A combined cycle designed to achieve greater than 60 percent efficiency”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 117, pp. 734-741, 1995.
- Carcasci, C., Facchini, B., Harvey, S., “Design Issues and Performance of a Chemically Recuperated Aeroderivative Gas Turbine”, Proc Instn Mech Engrs, vol. 212, part. A, pp. 315-329, 1998.
- Gazeta Mercantil – Caderno de Economia – 22/05/2000
- Guarinello Jr, F. F. et al., “Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System”, Energy Conversion & Management, vol. 41, pp. 1191-1200, 2000.
- Kesser, K. F., Hoffman M. A., Baughn, J. W., “Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 116, pp. 227-284, april 1994
- Oertel, M., Schmitz, J., Weirich, W., Jendrysek-Newmann, D and Schulten, R., “Steam Reforming of Natural Gas with Integrated Hydrogen Separation for Hydrogen Production”, Chem. Eng. Technol., vol. 10, pp. 248-255, 1987.

Sanchez Prieto, M. G., Nebra, S. A., Gallo, W. L. R., “Exergetic Analysis of a Gas Turbine Plant with Chemical Recuperation”, Proc. ENCIT - 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, pp. 1-10, oct. 2000.

Saravanamuttoo, H.H.; Rogers, G.F.C.; Cohen, H; “Gas Turbine Theory”, 5th ed., Pearson Education – Prentice Hall, 2001

Souza-Santos, Marcio L., “A study of thermochemically recuperative power generation systems using natural gas”, Fuel, Elsevier Science Ltd., vol. 76, n° 7, pp. 593-601, 1997.

ANALYSIS OF THE TEMPERATURE VARIATION OVER THE CHEMICALLY RECUPERATED GAS TURBINE CYCLE

Luourenço Gobira Alves

Energy Department – Mechanical Faculty
State University of Campinas
Post Office Box: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
lourenco@fem.unicamp.br

Silvia Azucena Nebra

Energy Department – Mechanical Faculty
State University of Campinas
Post Office Box: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
sanebra@fem.unicamp.br

Paulo de Barros Correia

Energy Department – Mechanical Faculty
State University of Campinas
Post Office Box: 6122, CEP 13083-970 – Campinas - SP
pcorreia@fem.unicamp.br

Abstract: In the last years, the high demand for energy associated with the high fuels prices has increased the necessity to convert, at a low price, the energy contained in sources renewed and not renewed in electrical energy. One of the proposals to increase the performance of the gas turbines is to improve chemical recuperated cycle for the gas turbines, where the heat in the turbine exhaust gases is used to heat and modify the chemical characteristics of the fuel. A mixture of natural gas and steam receives the heat from the turbine exhaust gases; the mixture components react between themselves producing a hot synthesis gas. In this work it was made a thermodynamic simulation and nonlinear optimization of the cycle in order to investigate the temperature influence on the global cycle performance. It was assumed the chemical composition in the reformer according to chemical equilibrium equations balance, which presented good agreement with data of literature. The mixture of the gases was shaped taking in consideration the variation of the specific heat with the temperature, what it results in a nonlinear analysis. Inside of the restrictions of the system, the best solution is presented, corresponding to the highest operational net profit.

Keywords: *Optimization, Chemical Recovery, Gas Turbine, Power Plant.*