

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DE UM CICLO DE TURBINA A GÁS COM RECUPERAÇÃO QUÍMICA

Laurenço 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

Resumo: Uma das propostas estudadas nos últimos anos para a geração elétrica têm sido o ciclo de turbina a gás com recuperação química. Este ciclo avançado tem como característica principal a utilização do calor dos gases quentes que saem da turbina para promover o gás de síntese através da reação do metano com o vapor d'água. Os gases, depois de gerar eletricidade ao passarem pela turbina, trocam calor no reformador e ainda podem ser aproveitados posteriormente para geração de vapor para venda ou para processo. A integração dos dois processos torna a planta capaz de combinar dois produtos diferentes sem necessitar adquirir equipamentos adicionais. Este trabalho otimiza o ciclo em dois sentidos: maior rendimento exergético e maior lucro bruto operacional, entendido como a diferença entre a receita obtida com a venda dos produtos e o custo dos insumos. A composição química na saída do reformador foi calculada de acordo com equações de equilíbrio químico, o que apresenta boa concordância com dados da literatura. A mistura de gases foi tratada como uma mistura perfeita de gases ideais, onde a variação do calor específico com a temperatura foi levada em consideração nos cálculos, o que resulta numa análise não linear. A otimização mostrou que a maior fonte de irreversibilidades é a câmara de combustão, o que concorda com os dados da literatura. O ponto de maior eficiência exergética é também o ponto de maior lucro bruto operacional.

Palavras-chave: Otimização, Turbina a Gás com Recuperação Química, Análise Exergética.

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 operam em ciclo simples apresentam baixa eficiência porque os gases de escape da turbina saem muito quentes e dissipam esta energia 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 funcionam em ciclo com recuperação química, a energia contida nos gases de exaustão da turbina é absorvida por uma mistura de gás natural (metano) e vapor dentro de um reformador. 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 foram utilizados o máximo rendimento exergético e o lucro bruto operacional do ciclo, entendido como a diferença entre a venda dos produtos e o custo dos insumos, todos os parâmetros foram tomados em relação a 1kg de ar comprimido.

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 a massa de ar e a massa de metano poderá variar entre 40:1 e 75:1, e a relação entre a massa metano e a de água pode variar entre 1:3 e 1:7,5. Estas relações serão tomadas como base operacional da turbina, não é possível operar economicamente abaixo desta relação ar/metano, e também níveis superiores de metano fariam ultrapassar 1400K, temperatura máxima admissível na entrada da turbina sem resfriamento de palhetas (Saravanamuttoo, 2001). Semelhantemente a quantidade de água injetada precisa ser limitada para evitar depósitos de carbono no reformador, ocorre quando há pouco vapor, e por limitações físicas da turbina cujo projeto não suporta grande quantidade de vapor além dos gases de combustão.

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 seco como sendo 21% oxigênio e 79% de nitrogênio, base volumétrica.

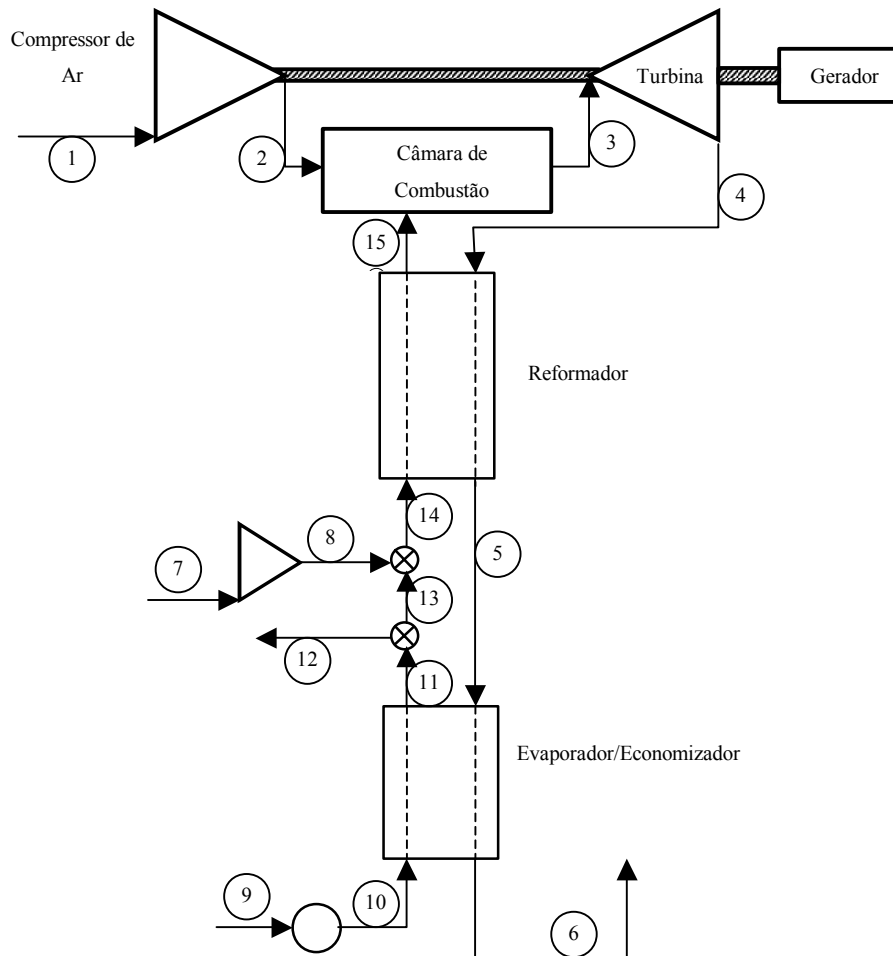


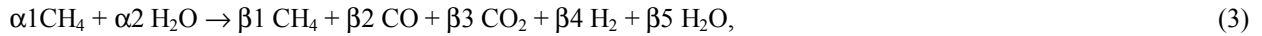
Figura 1. Representação esquemática do ciclo termodinâmico com recuperação química

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



A reação de reforma obedece às equações de equilíbrio químico. A razão entre o vapor de água e metano é estimada em pelo menos 3 a 5 vezes (razão molar), 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).

Para este caso é necessário que o catalisador seja ativo a partir de temperaturas da ordem de 800 K. 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 podemos escrever:

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

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

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

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):

$$K_{p,1} = \frac{P_{\text{CO}} P_{\text{H}_2}^3}{P_{\text{CH}_4} P_{\text{H}_2\text{O}} P_0^2} = \frac{\beta_2 \beta_4^3}{\beta_1 \beta_5} \frac{1}{N_{\text{tot}}^2} \frac{P_{\text{out},2}^2}{P_0^2}, \quad (7)$$

onde N_{tot} é o número total de moles no equilíbrio ($\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5$) 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):

$$K_{p,2} = \frac{P_{\text{CO}_2} P_{\text{H}_2}}{P_{\text{CO}} P_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{\beta_3 \beta_4}{\beta_2 \beta_5}, \quad (9)$$

e o valor $K_{p,2}$ a temperatura T é também 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 elemento do ciclo fornece as equações que regem o sistema:

Compressor:

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

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

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

Turbina:

$$m_3 (h_3 - h_4) \eta_t - W_e / \eta_G - W_c - W_{cm} - W_{ba} = 0, \quad (13)$$

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

onde $\eta_t = \frac{W_t}{W_{t,\text{iso}}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,\text{iso}}} = 0,9$ é a eficiência isentrópica da turbina, $\eta_G = 0,98$ é a eficiência do gerador elétrico,

W_e é a energia elétrica gerada, W_{cm} é a energia requerida pelo compressor de metano e W_{ba} pela bomba de água.

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:

$$m_3(h_4 - h_5) + m_{15}(h_{15} - h_{14}) + \Delta H_{r,r} = 0, \quad (17)$$

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

$$m_{14} - m_8 - m_{13} = 0 \quad (18)$$

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

Evaporador / Economizador:

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

Compressor de metano:

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

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

Bomba de água:

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

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

3. Análise Exergética

A importância da análise exergética é diagnosticar o quanto o sistema pode realizar de trabalho em relação ao que efetivamente realiza. O método de análise exergética empregado consiste em avaliar cada portador de energia ao longo do sistema identificando sua composição química, estado físico e fluxo.

Para implementar a análise, o ciclo foi dividido em sete volumes de controle de modo a identificar o desempenho de cada um em relação a sua proposição. Foram assumidas as seguintes considerações:

Ambiente padrão para o cálculo das exergias físicas: $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $P_0 = 101.3 \text{ kPa}$ e umidade relativa do ar 70%.

Determinação das eficiências de cada volume de controle de acordo com o conceito de insumo, produto e perdas (Kotas, 1985)

Cálculo das exergias física, e_{ph} , química, e_{ch} , e total, ex , de acordo com as formulações apresentadas por Szargut (1988):

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (25)$$

$$ex = e_{ph} + e_{ch} \quad (26)$$

onde o componente da e_{ch} se refere às tabelas reportadas por Szargut (1988).

As misturas de gases a partir da saída do reformador foram admitidas como misturas de gases ideais. As composições dos gases ao longo do ciclo foram feitas com base em balanços de massa, e considerada a hipótese de combustão completa na câmara de combustão.

Os valores de eficiência, ε , e da irreversibilidade, I ; em cada componente será calculado segundo:

$$\varepsilon = \frac{P}{F}. \quad (27)$$

Onde P é o produto e F o insumo, considerado em cada equipamento.

$$I = F - P \quad (28)$$

Aplicando as considerações anteriores em cada equipamento é possível calcular para cada equipamento sua irreversibilidade e eficiência exergética. Um resumo é mostrado na Tab. (1):

Tabela 1 – Insumo e produto em cada equipamento

Equipamento	F	P
Compressor de ar	W_c	$EX_2 - EX_1$
Câmara de combustão	EX_{15}	$EX_3 - EX_2$
Turbina	$EX_3 - EX_4$	W_t
Reformador	$EX_4 - EX_5$	$EX_{15} - EX_8 - EX_{13}$
Compressor de metano	W_{cm}	$EX_8 - EX_7$
Evaporador / Economizador	$EX_5 - EX_6$	$EX_{11} - EX_{10}$
Bomba de água	W_b	$EX_{10} - EX_9$
Ciclo	$EX_1 + EX_7 + EX_9$	$W_e + EX_{12}$

4. Otimização

Os objetivos da otimização serão a maior eficiência exergética do ciclo e o maior lucro bruto operacional da instalação. O lucro bruto operacional da instalação será calculado como a diferença entre o lucro dos produtos da venda e o preço dos insumos. O custo dos equipamentos e sua depreciação não fazem parte do escopo deste trabalho.

O lucro bruto operacional será então calculado da seguinte forma:

$$L = C_e W_v + C_v m_v - C_c m_c - C_a m_a, \quad (29)$$

onde:

- C_e : custo de venda da energia elétrica. (US\$/kWh)
- C_v : custo de venda do vapor saturado. (US\$/kg)
- C_c : custo de aquisição do combustível (gás natural). (US\$/kg)
- C_a : custo da água de reposição (US\$/kg)
- W_v : energia elétrica disponível para venda. (kWh)
- m_c : massa de combustível utilizada. (kg)
- m_v : massa de vapor disponível para venda (kg)
- m_a : massa de água de reposição (kg)

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:

$T_3 \leq 1400$ K (1127 °C) A turbina não suporta temperaturas superiores sob risco de comprometer sua vida útil.

$h_4 = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s})$. 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.

$T_6 \geq 413$ 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.

$m_{12} \geq 0$. Indica que o sistema precisa prover pelo menos o vapor necessário ao próprio ciclo.

650 K $\leq T_{15} \leq 923$ K. A temperatura da reforma deverá estar entre estes dois limites. 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.

$T_4 - T_{15} = 20$. Condição imposta de transferência de calor no reformador (Pinch Point).

$0,1 \leq m_{15} \leq 0,25$. Condições operacionais da turbina que regula a vazão e o excesso de ar

$0,3 \leq m_{13} \leq 0,16$. Condições operacionais da turbina.

5. Resultados e Discussões

A comparação entre as soluções ótimas mostrou que as duas funções objetivo convergem para as mesmas condições operacionais. A menor geração de irreversibilidade ocorre com a maior temperatura possível na câmara de combustão associada à maior compressão possível. Isto foi fator preponderante para o melhor desempenho em termos exergéticos, o que acabou refletindo também no maior lucro operacional. A razão disto é que ao mesmo tempo em que diminui a geração de irreversibilidade pelo aumento da temperatura na câmara de combustão diminui o consumo de combustível. Fato notório na otimização é a ausência de vapor saturado como produto, se concentrando, a planta, somente na produção elétrica. Este fato se explica por dois motivos diferentes. Na otimização exergética a geração de vapor requer muito calor no evaporador. Parte deste calor não pode ser aproveitado e é rejeitado pela chaminé, o que provoca muita

perda de exergia após o reformador e penaliza o desempenho termodinâmico da planta. Por outro lado os níveis de preço praticados para o vapor saturado e para a energia elétrica tornam mais atraente a produção elétrica em detrimento da produção de vapor para venda.

A seguir, a Tab. (2) apresenta os valores termodinâmicos para cada ponto discriminado na figura 1, na condição ótima. A composição química dos fluxos está apresentada na Tab. (3).

Tabela 2 - Parâmetros operacionais do ciclo

Substância	Operação ótima		
	T (K)	m (kg)	P (kPa)
1 (ar atmosférico)	298	1	101.3
2 (ar comprimido)	689	1	1500
3 (gases quentes)	1400	1.166	1500
4 (gases)	826	1.166	105.4
5 (gases)	688	1.166	103.4
6 (gases)	413	1.166	101.3
7 (metano)	298	0.0204	499.5
8 (metano)	415	0,0204	2138
9 (água)	298	0.145	199,6
10 (água)	298	0.145	2074
11 (vapor saturado)	484	0.145	1972
12 (vapor saturado)	-	0	-
13 (vapor saturado)	484	0.145	1972
15 (gás reformado)	806	0,166	1950

O resultado da otimização aponta a venda de energia elétrica de 0,1388 kWh por kg de ar comprimido. O consumo de metano de 0,02041 kg e de água de alimentação foi de 0,1452 kg. A razão Ar/Metano foi de 49,0 e uma razão água/Metano foi de 7,1.

A função objetivo apontou para o lucro bruto operacional de 0,004606 \$/kg (ar comprimido). A otimização mostrou que, para os níveis atuais de preço praticados no Brasil, é mais lucrativa a produção elétrica do que na venda de vapor.

Tabela 3 - Fração molar dos fluxos no ciclo

Substância	Operação ótima			
	Fluxo 1	Fluxo 3	Fluxo 14	Fluxo 15
CH ₄		-	0,1363	0,0891
CO ₂		0,02873	-	0,0352
CO		-	-	0,0019
O ₂	0,2054	0,1047	-	-
N ₂	0,7727	0,6099	-	-
H ₂ O	0,0219	0,2567	0,8637	0,7274
H ₂		-	-	0,1464

A Tab. (4) apresenta a análise de acordo com as primeira e segunda leis feita em cada equipamento. A exergia dos gases de escape, fluxo 15, que são perdidos para a atmosfera foram calculados a parte, por isso não são computados na análise da eficiência exergética do evaporador/economizador, o que penalizaria demais o equipamento.

Tabela 4 - Avaliação de primeira e segunda lei do desempenho dos equipamentos

Equipamento	Operação ótima			
	η (%)	ε (%)	I (kW)	I (%)
Compressor de ar	85	93	27,8	4,9
Câmara de combustão	100	74	335,6	58,8
Turbina	90	95	49,1	8,6
Reformador	100	80	26,1	4,6
Compressor de metano	94,6	96	0,2	0,0
Evaporador	100	74	45,5	8,0
Bomba de água	90	90	0,0	0,0
Chaminé	0	0	86,6	15,1
Ciclo	47,0	46,7	570,9	100

Conforme o esperado a maior fonte de irreversibilidades foi a câmara de combustão. Este efeito é devido principalmente às altas temperaturas de troca ocorridas durante a combustão. A diferença entre a temperatura adiabática de chama e a temperatura de saída dos gases, juntamente com o excesso de ar na combustão são fatores que contribuem para esta alta irreversibilidade. Outro fator que contribui para a alta irreversibilidade na câmara de combustão é a queda de pressão que o combustível sofre.

Com relação a reforma química a maior fonte de irreversibilidade é o conjunto evaporador/economizador. Isto se deve ao fato de neste equipamento ocorrer as maiores diferenças de temperatura. Se comparado com o evaporador/economizador, o reformador apresenta baixa irreversibilidade. Isto se deve à otimização do reformador, onde se encontram pequenas diferenças de temperaturas na saída. Esta conclusão está de acordo com as conclusões obtidas por Harvey e Kane (1997) e Prieto et al. (2000).

6. CONCLUSÕES

Este trabalho visou a otimização e análise exergética de um ciclo simplificado de turbina a gás com recuperação química. Onde não foram contemplados as possibilidades de vários níveis de expansão na turbina, ou o reaquecimento e intercooling, que podem melhorar a performance do ciclo.

A diferença entre os preços praticados da energia elétrica vendida e do vapor saturado torna economicamente mais vantajosa a produção de energia elétrica, em detrimento total da produção de vapor saturado tanto na otimização do lucro operacional bruto quanto na otimização exergética.

O desenvolvimento dos equipamentos deve se concentrar nos equipamentos que apresentam as maiores perdas exergéticas, principalmente a câmara de combustão cujo funcionamento está ligado aos limites físicos da turbina e da reforma. Outro ponto importante a ser tratado é o escape para a atmosfera que ainda contém calor e que não é aproveitado.

Como sugestão futura aponta-se para o aperfeiçoamento do ciclo com a implementação de resfriamento de palheta e intercooling e seu posterior estudo termoeconômico. Também como sugestão, sugere-se a análise de cenários onde os preços do combustível e do vapor saturado sejam ambos variáveis analisando o comportamento ótimo deste sistema.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FAPESP e ao CNPQ, pelo suporte financeiro indispensáveis para a realização deste trabalho.

8. REFERÊNCIAS

- Adelman, S. T., Hoffman, M. A., Baughn, J. W., 1995, "A Methane-Steam Reformer for a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine", Transactions of the ASME, vol. 17, pp. 16-23, jan.
- Aneel 2001 – Agência Nacional de Energia Elétrica, 2001, <http://www.aneel.gov.br/defaultinf.htm>, 19 de agosto de 2001
- Briesch, M., S., Banister, R., L., Diakunchak, I., S., Huber, D., J., 1995, "A combined cycle designed to achieve greater than 60 percent efficiency", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 117, pp. 734-741.
- Carcasci, C., Facchini, B., Harvey, S.; 1998, "Design Issues and Performance of a Chemically Recuperated Aeroderivative Gas Turbine", Proc Instn Mech Engrs, vol. 212, part. A, pp. 315-329.
- Gazeta Mercantil – Caderno de Economia – 22/05/2000
- Guarinello Jr, F. F., Cerqueira, S. A. A. G., Nebra, S. A., 2000, "Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System", Energy Conversion & Management, vol. 41, pp. 1191-1200.
- Harvey, S., and Kane, N., D., 1997, "Analysis of a reheat gas turbine cycle with chemical recuperation using ASPEN", Energy Conversion, Vol. 38, nº 15-17, pp. 1671-1679.
- Kesser, K. F., Hoffman M. A., Baughn, J. W., 1994, "Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 116, pp. 227-284, apr.
- Kotas, T. J., 1985, "The exergy Method of Thermal Plant Analysis", Anchor Brandon LTD, Tiptree, Essex. Great Britain.
- Oertel, M., Schmitz, J., Weirich, W., Jendrysek-Newmann, D and Schulten, R., 1987, "Steam Reforming of Natural Gas with Integrated Hydrogen Separation for Hydrogen Production", Chem. Eng. Technol., 10, 248.
- Prieto, M. G. S., Nebra, S. A., Gallo, W. L. R., 2000, "Exergetic Analysis of a Gas Turbine Plant with Chemical Recuperation", Proc. ENCIT - 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, paper s09p07.
- Saravanamuttoo, H. I. H.; Rogers, G. F. C.; Cohen, H., 2001, "Gas Turbine Theory", 5th ed., Pearson Education – Prentice Hall.
- Souza-Santos, Marcio L. , 1997, "A study of thermochemically recuperative power generation systems using natural gas", Fuel, Elsevier Science Ltd., vol 76, nº 7, pp. 593-601.
- Szargut, J., Morris, D., R. and Steward, F., R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes". Hemisphere Publishing Corporation.

Nomenclatura

Ca - Custo da água de reposição (US\$/kg)	P_{out} - Pressão na saída do reformador (kPa)
Cc - Custo de aquisição do combustível (US\$/kg)	P_X - Pressão parcial da substância "X" (kPa)
Ce - Preço de venda da energia elétrica (US\$/kWh)	s_n - Entropia do fluxo na posição "n" do ciclo (kJ/kg-K)
Cv - Preço de venda do vapor saturado (US\$/kg)	T - Temperatura (K)
e_{ch} - Exergia química (kJ/kg)	T_0 - Temperatura ambiente (K)
e_{ph} - Exergia física (kJ/kg)	Wba - Consumo elétrico da bomba de água (kJ)
ex - Exergia específica total (kJ/kg)	Wc - Consumo do compressor (kJ)
Ex - Exergia total (kJ)	Wcm - Consumo do compressor de metano (kJ)
F - Insumo exergetico (kJ)	We - Potência elétrica gerada (kJ)
h_n - Entalpia do fluxo na posição "n" do ciclo (kJ/kg)	Wt - Consumo da turbina (kJ)
I - Irreversibilidade gerada (kJ)	Wv - Energia elétrica disponível para venda (kWh)
iso - isoentrópico	α - Coeficiente estequiométrico dos reagentes
K_p - Constante de equilíbrio químico	β - Coeficiente estequiométrico dos produtos
L - Função objetivo a ser otimizada (US\$)	$\Delta H_{r,c}$ - Entalpia de reação de combustão (kJ/kg)
ma - Quantidade de água de reposição utilizada no processo (kg)	$\Delta H_{r,r}$ - Entalpia de reação de reforma (kJ/kg)
mc - Quantidade de combustível utilizada (kg)	η_c - Eficiência isoentrópica do compressor
m_n - Fluxo mássico na posição "n" do ciclo (kg)	η_G - Eficiência do gerador elétrico
mv - Vapor saturado disponível para venda (kg)	η_t - Eficiência isoentrópica da turbina
N_{tot} - Número total de moles na reação (kmol)	
P - Produto exergetico (kJ)	
P_0 - Pressão ambiente (kPa)	

OPTIMIZATION AND EXERGETIC ANALYSIS IN A CHEMICALLY RECUPERATED GAS TURBINE CYCLE

Laurenço Gobira Alves

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

Silvia Azucena Nebra

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

Abstract: One of the proposals studied in the last years for the electric generation has been the Chemical Recuperated Gas Turbine Cycle. The main characteristic of this cycle is the use of the hot gases that leave the turbine to promote the synthesis gas through the reaction of the methane with the steam. The exhaust gases that leave the turbine exchange heat in the reformer and are still able to generate steam for sale or for process. The integration of the two processes makes the plant capable to combine two different products without the need of acquiring additional equipment. This work optimizes the cycle in two objectives, higher exergetic perform and higher operational net profit, assumed as the difference between the products sale and the cost of the inputs. It was assumed the chemical composition in the reformer according to chemical equilibrium equations balance, what it presents good agreement with data of literature. The mixture of gases was treated as a perfect mixture of ideal gases, 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. The optimization has shown the combustion chamber like the main source of irreversibility, that agree if the literature. The optimal performance parameters are at the same parameters of the higher operational net profit.

Keyword: Optimization, Chemical Recuperated Gas Turbine, Exergetic Analysis.