



SIMULAÇÃO DA PERFORMANCE DE UMA TERMELÉTRICA PARA DIFERENTES RAZÕES DE EQUIVALÊNCIA

Bárbara Alves Pereira de Carvalho Ferro, barbara_cv_ferro@hotmail.com
André Henrique Ávila de Souza, andrehenriqueavila@gmail.com
Augusto Salomão Bornschlegell, augustosalomao@ufgd.edu.br

Universidade Federal da Grande Dourados, Rodovia Dourados – Itahum, km 12, Dourados–MS,

Resumo. O trabalho tem como objeto desenvolver um estudo teórico de um ciclo a gás aberto em uma unidade termelétrica a fim de avaliar a influência das razões de equivalência 0,8; 1,0 e 1,2 no desempenho da turbina a gás. Para isto, foi implementado no software Scilab um modelo termodinâmico utilizando as equações de equilíbrio químico na câmara de combustão para um cálculo da reação de combustão. Os resultados mostram uma maior eficiência no ciclo quando a razão de equivalência é igual a 1. Além disso, há um aumento considerável na produção de CO quando a razão de equivalência aumenta.

Palavras chave: Ciclo a gás. Razão de equivalência. Simulação computacional.

1. INTRODUÇÃO

A expansão da demanda e da oferta de energia elétrica traz consigo uma preocupação relevante aos órgãos governamentais e à sociedade. Na tentativa de suprir essa diligência, as temáticas ambientais são incumbências de segundo plano. Segundo Lora *et al.*, 2004, as perspectivas de expansão do sistema elétrico brasileiro e em todo o mundo, indicam que a participação dos óleos combustíveis, da hidrelétrica e da energia nuclear devem cair nos próximos 20-25 anos. Em contrapartida, o gás natural e as fontes renováveis tendem a estar em ascensão. Seguindo esse raciocínio, uma das formas de aumentar a produção de energia elétrica é o investimento em usinas termelétricas a gás natural.

Durante o processo de transformação do combustível em energia elétrica, essas centrais têm seu funcionamento semelhante, independente do combustível utilizado. A eficiência das unidades térmicas é baixa, cerca de 30% a 40% (Lora *et al.*, 2004). Por esse motivo, uma forma de aumentar esse percentual é otimizar o ciclo. Para isso, uma das formas é a utilização da cogeração de energia como configuração, ou seja, um ciclo combinado. A principal vantagem desse processo é a redução dos custos e isso só é possível por conta da existência de um máximo de aproveitamento do conteúdo energético da fonte. A eficiência térmica do sistema combinado chega a aumentar até 85%, segundo Lora *et al.*, 2004, além de propiciar uma redução nas emissões gasosas.

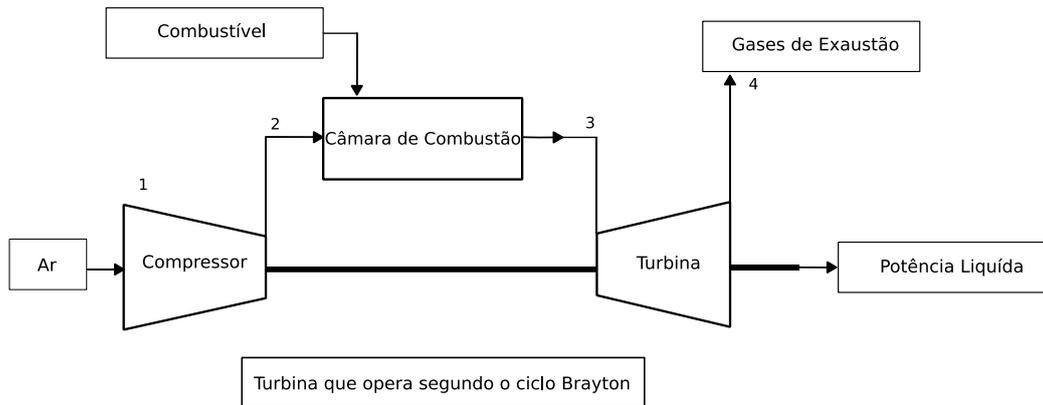
Esse aumento de eficiência acontece por conta do aproveitamento da temperatura dos gases de exaustão, provenientes das turbinas a gás dos ciclos abertos, em caldeiras de recuperação de calor, formando um ciclo combinado. Para fins práticos de simulação, será analisado apenas a turbina a gás em ciclo aberto de uma unidade termelétrica.

A turbina a gás é uma máquina térmica que tem como fluido motriz o ar, esse ar passa através da turbina e é acelerado, ou seja, sua energia cinética é expandida. Para que isso seja possível, o ar deve ter sua pressão aumentada e deve ter um aquecimento por meio de uma injeção de calor. Assim, a energia gerada (aumento da entalpia) é transformada em potência no eixo da turbina.

Esse processo é dividido em quatro etapas contínuas do ciclo Brayton:

1. Compressão: o fluido é admitido dentro do compressor, onde sua pressão e temperatura aumentam;
2. Combustão: esse fluido aquecido e pressurizado flui para a câmara de combustão, onde um combustível a alta pressão é injetado e queimado a uma pressão constante;
3. Expansão: os gases em alta temperatura e pressão são expandidos por meio dos vários estágios da turbina a gás, que converte parte dessa energia em potência para o eixo (acionamento do compressor) e o restante em potência para o sistema;
4. Exaustão: os gases são direcionados para a turbina de reação ou potência onde a energia residual da energia gerada é convertida em potência para acionamento do gerador elétrico. Após o processo, os gases fluem no duto de exaustão, onde a energia remanescente é aproveitada pela caldeira de recuperação de calor (HRGS).

Figura 1. Modelagem do ciclo Brayton (Adaptada de Queiroz e Matias, 2003).



“Um dos fatores que podem alterar o desempenho da turbina a gás é o tipo de câmara de combustão” (Lora *et al.*, 2004). Existem dois tipos, as de pressão constante e as de volume constante, sendo essa última, a de maior eficiência térmica, porém apresenta maiores dificuldades mecânicas. Dessa forma, o ciclo analisado será um ciclo de turbina a gás a pressão constante. Dentro da câmara de combustão, existe a queima de combustível com a presença de grandes volumes de ar, da qual deve ser realizada com mínima perda de pressão e com máxima liberação de calor.

1.1. Objetivo

Com base nas informações apresentadas, o objetivo do trabalho é desenvolver um estudo teórico e analítico de um ciclo a gás aberto em uma unidade termelétrica. Para tal, foi implementado um modelo termodinâmico na plataforma de software livre, Scilab, a fim de fazer as devidas ponderações sobre a influência da razão entre a massa do combustível e a massa do ar no desempenho da turbina a gás.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Modelo matemático

A modelagem numérica engloba o compressor, a câmara de combustão e a turbina a gás. Todas as formulações referentes a esses itens foram estabelecidas e os dados de entrada, baseados em valores reais de operação, incluem a eficiência isentrópica do compressor (η_{cp}), razão de compressão (r_{cp}), a taxa de fluxo mássico de ar (\dot{m}_{ar}), a taxa de fluxo mássico de combustível (\dot{m}_{comb}), eficiência da câmara de combustão (η_{cb}) e a eficiência isentrópica da turbina (η_{tg}).

Para iniciar a modelagem termodinâmica, define-se o ar com 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, sendo assim, a cada 1 mol de O_2 , existem 3,76 de mols de N_2 . Por convenção, tem-se os valores definidos de entrada do compressor, a pressão (P_1) e a temperatura (T_1), que são equivalentes a pressão e a temperatura ambiente. A pressão na saída (P_2) pode ser calculada por:

$$P_2 = r_{cp} P_1 \quad (1)$$

Com o estado 1 definido e, sabendo que o processo de compressão é isentrópico, tem-se a relação $s_1 = s_{2s}$. Visto que s_{2s} depende de T_{2s} e P_2 , precisa-se identificar qual é o valor de T_{2s} que leva a s_{2s} tal que $s_{2s} = s_{2s}(P_2, T_{2s})$. A relação não é direta e, deste modo, desenvolveu-se um algoritmo baseado no método (iterativo) de Newton-Raphson para encontrar o valor de T_{2s} , com base em um arbítrio inicial de temperatura. O processo iterativo cessa quando a diferença entre entropias fica menor que uma tolerância preestabelecida.

A partir dessa temperatura, encontra-se o valor da entalpia teórica do processo (h_{2s}). Apoiado na eficiência isentrópica do compressor, é possível determinar a entalpia real do processo pela Eq. (2).

$$\eta_{cp} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (2)$$

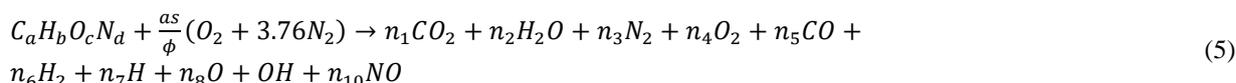
O valor dessa entalpia permite encontrar a temperatura real de saída do compressor (T_2) e todas as propriedades do estado 2 são calculadas. A modelagem da câmara de combustão exige um balanço energético que correlaciona todos os fluxos de energia nela existentes. As perdas durante o processo de combustão foram contabilizadas pela eficiência da câmara (η_{cb}). E a energia química do combustível (CH_4) é dado pela Eq (3).

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI \quad (3)$$

Onde, PCI é referente ao poder calorífico inferior do combustível (50.019,93 kJ/kg). O balanço energético da câmara de combustão pode ser escrito conforme a Eq. (4) descrito por Ziólkowski *et al.*, 2013. Sendo \dot{m}_{ex} a vazão mássica dos gases de exaustão que deixam a câmara de combustão.

$$h_{3i} = \frac{\eta_{cb}(\dot{Q}_{comb} + \dot{m}_{ar}h_2 + \dot{m}_{comb}h_{comb})}{\dot{m}_{ex}} \quad (4)$$

A metodologia utilizada para definição das propriedades dos produtos da combustão, é baseada no método de constantes de equilíbrio aplicado por (Olikara e Borman, 1975) e descritas no livro de (Ferguson e Kirkpatrick, 2015) aos produtos da fase gasosa da combustão de hidrocarbonetos. Para a modelagem da reação de combustão (Eq. 5), são consideradas 10 espécies referentes aos produtos de combustão.



Sendo “as” a razão estequiométrica ar – combustível, e $\phi = AF/AF_s$, a razão de equivalência definida como a relação ar – combustível real pela relação ar – combustível estequiométrica. O balanço de massa é definido pelas seguintes equações:

$$C: a = (y_1 + y_5)N \quad (6)$$

$$H: b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (7)$$

$$O: c + 2\frac{as}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \quad (8)$$

$$N: d + 7.52\frac{as}{\phi} = (2y_3 + y_{10})N \quad (9)$$

Como serão implementadas 10 espécies de produtos, isto é, 10 incógnitas, são necessárias 6 equações adicionais. Elas são obtidas pelas relações de equilíbrio químico dos produtos da Eq. (5), são elas a dissociação do hidrogênio, oxigênio, água, dióxido de carbono e a formação de OH e NO (Ferguson e Kirkpatrick, 2015).

$$\frac{1}{2} H_2 \rightleftharpoons H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{1/2}}{y_6^{1/2}} \quad (10)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{1/2}}{y_4^{1/2}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}} \quad (12)$$

$$\frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_3^{1/2}} \quad (13)$$

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6^{1/2} P^{1/2}} \quad (14)$$

$$CO + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_4^{1/2} y_5^{1/2} P^{1/2}} \quad (15)$$

A unidade para a pressão nas equações de equilíbrio acima é em atmosferas [atm]. E y é referente as frações molares de cada produto. Olikara e Borman (1975) desenvolveram a curva de ajuste das constantes de equilíbrio $K_i(T)$ para a tabela de dados da JANAF na faixa de temperatura $600 < T < 4000$ K. As expressões são da forma:

$$\log_{10} K_i(T) = A_i \ln(T/1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (16)$$

Feito isso, encontra-se as frações molares dos produtos de combustão e assim as propriedades termodinâmicas dos mesmos, o calor específico, entalpia, entropia, volume específico e energia interna, respectivamente.

$$\bar{c}_p = R_u(a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4) \quad (17)$$

$$c_p = \sum \bar{c}_p y_i \quad (18)$$

$$\bar{h} = R_u T \left(a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \right) \quad (19)$$

$$h = \sum \frac{\bar{h} y_i}{M} \quad (20)$$

$$\bar{s}_i^\circ = R_u \left(a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \right) \quad (21)$$

$$\bar{s}_i = \bar{s}_i^\circ - R_u \log(p_i/p_o) \quad (22)$$

$$s = \sum \frac{\bar{s}_i y_i}{M} \quad (23)$$

$$v = \frac{R_u T}{P M} \quad (24)$$

$$u = h - P v \quad (25)$$

Implementado as equações de equilíbrio e de conservação de massa e, levando em conta que a pressão é constante na câmara de combustão, utiliza-se o algoritmo de Newton-Raphson novamente para comparar os valores de entalpia obtidos através de uma temperatura inicial com a entalpia de referência determinada pela Eq. (4). Em seguida, encontra-se T_3 e as propriedades do estado 3 são calculadas.

Por simplicidade, assume-se que o processo na turbina é isentrópico e sua expansão é ideal, assim tem-se $s_3 = s_{4s}$. Usando o mesmo raciocínio para o cálculo da temperatura teórica na saída do compressor, compara-se a entropia no estado 3 com uma entropia baseada em uma temperatura inicial até que estas sejam iguais e assim a temperatura teórica de saída da turbina é determinada.

Essa temperatura permitirá encontrar o valor da entalpia teórica do processo (h_{4s}). Apoiado na eficiência isentrópica da turbina, é possível determinar a entalpia real do processo pela Eq. (26). Usando ela como referência para comparação semelhante ao estado 2, encontra-se a temperatura real e assim as demais propriedades do estado 4 são calculadas.

$$\eta_{tg} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (26)$$

O trabalho produzido na turbina será:

$$W_t = \eta_{tg}(h_3 - h_{4s}) \quad (27)$$

Já o trabalho realizado pelo compressor sobre o ar é definido pela Eq. (28).

$$W_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{cp}} \quad (28)$$

Em posse dos dados acima determina-se a eficiência térmica do ciclo:

$$\eta_t = \frac{W_t \dot{m}_{ex} - W_c \dot{m}_{ar}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (29)$$

Enquanto a razão do trabalho reverso para o ciclo é dada pela Eq. (30).

$$bwr = \frac{\dot{W}_c / \dot{m}_{ar}}{\dot{W}_t / \dot{m}_{ex}} \quad (30)$$

Os dados de entrada para a simulação podem ser conferidos na Tab. 1, sendo a pressão e temperatura no estado 1 considerados como pressão atmosférica $P_1 = 101,325 \text{ kPa}$ e temperatura ambiente a $T_1 = 300 \text{ K}$ (Moran *et al.*, 2000).

Tabela 1. Dados de entrada (Branco, 2005).

Parâmetros	Valores
η_{cp}	0,87 %
η_{cb}	0,90 %
η_{tg}	0,92 %
r_{cp}	14,5
\dot{m}_{ar}	197,5 kg/s
\dot{m}_{comb}	4,71 kg/s
\dot{m}_{ex}	202,21 kg/s
PCI_{CH_4}	50019,92 kJ/kg

3. RESULTADOS

O ciclo a gás foi simulado no software Scilab para as seguintes razões de equivalência 0,8; 1 e 1,2. E as frações molares para cada um dos 10 produtos nos três casos analisados são mostrados na Tab. 2.

Tabela 2. Fração molar dos produtos de combustão.

Fração Molar dos Produtos	Caso A: $\varphi = 0,8$	Caso B: $\varphi = 1$	Caso C: $\varphi = 1,2$
y_{CO_2}	0,0738652	0,0809266	0,0596703
y_{H_2O}	0,1505664	0,1801775	0,1864118
y_{N_2}	0,7227036	0,7054724	0,6733991
y_{O_2}	0,0363880	0,0065617	0,0004876
y_{CO}	0,0033376	0,0130782	0,0478548
y_{H_2}	0,0012650	0,0052197	0,0261120
y_H	0,0002709	0,0007768	0,0022300
y_O	0,0007218	0,0004513	0,0001628
y_{OH}	0,0048772	0,0044477	0,0028227
y_{NO}	0,0060042	0,0028881	0,0008491

Pode ser observado que as composições dos produtos de combustão podem variar significativamente em virtude da razão de equivalência. No caso do O_2 , por exemplo, tem-se uma composição de 3,63% para uma mistura pobre (excesso de ar) e este valor reduz para menos de 0,05% no caso da mistura rica como é de se esperar. Enquanto no caso da água, este valor fica bem próximo para o caso estequiométrico e caso C (18%).

Ainda em relação aos quatro primeiros e mais importantes produtos de combustão tem-se pouca variação para N_2 e CO_2 . No caso dos produtos em menores concentrações nota-se que a produção de monóxido de carbono supera a produção de O_2 no caso B e C, assim como para o H_2 no último caso.

Calculadas as frações molares, os parâmetros de eficiência para os três casos são apresentados na Tab. 3.

Tabela 3. Parâmetros de rendimento do ciclo.

Parâmetros	Caso A: $\varphi = 0,8$	Caso B: $\varphi = 1$	Caso C: $\varphi = 1,2$
η_t	58,94%	83,07%	69,57%
W_{ciclo}	681,39 kJ/kg	962,45 kJ/kg	805,28 kJ/kg
bwr	25,39%	19,42%	22,36%

A eficiência térmica do ciclo irá variar para diferentes razões de equivalência se aproximando da máxima eficiência (no caso B) conforme a razão de equivalência se aproxima da razão estequiométrica ($\varphi = 1$). Isso acontece, pois, observa-

se que a entalpia na saída da turbina aumenta sempre que afasta da razão de equivalência igual a 1 (sendo $h_{4s} = 163,69$ kJ/kg para o caso A e $h_{4s} = 29,027$ kJ/kg no caso C).

Como a entalpia de referência no Estado 3, obtida através do balanço de energia da câmara de combustão, não varia em função da razão de equivalência, quanto maior a entalpia no Estado 4, menor será o trabalho produzido na turbina, o que pode ser observado na Eq. (27). Sabendo que o trabalho de compressão será constante para o presente estudo de caso, assim como o calor fornecido ao ciclo (Eq. 3), a eficiência térmica diminuirá.

Observa-se que para uma mistura rica, caso C, a eficiência térmica (69,57%) é maior que para uma mistura pobre (58,94%) já que o trabalho líquido do ciclo é maior em função da produção de trabalho na turbina como pode ser visto na Tab. 3. Enquanto a eficiência no caso B apresenta valores acima de 80%, uma performance 13,5% superior ao caso C e quase 25% superior ao caso A.

Outro fator a ser notado é a razão de trabalho reverso, isto é, a fração de trabalho produzida na turbina necessária para acionar o compressor. Em um ciclo de potência a gás uma parte importante do trabalho produzido pela turbina é requerido para manter o compressor funcionando, razões típicas para turbinas a gás variam de 40 a 80%, enquanto as razões de trabalho reverso para instalações de potência a vapor são de 1 a 2% conforme descrito por Moran *et al.* (2000).

Quando a razão de equivalência é $\varphi = 1$, a razão de trabalho reverso é a menor sendo necessário apenas 19,42% do trabalho produzido pela turbina para alimentar o compressor enquanto para o caso A este valor chega a 25%, ficando um pouco abaixo disso, o caso C, com 22%.

4. CONCLUSÃO

Ao analisar a influência da razão de equivalência em um ciclo a gás aberto em uma unidade termelétrica nota-se que a melhor performance será para uma razão de equivalência ($\varphi = 1$). Esta, apresenta a maior eficiência térmica do ciclo e uma melhor razão de trabalho reverso, já que é necessário apenas 19,42% do trabalho produzido na turbina para acionar o compressor.

Outro fator importante a ser considerado ao se instalar uma unidade termelétrica é o impacto ambiental causado por emissões de poluentes. Neste caso, observa-se que há um ligeiro aumento de CO₂ para $\varphi = 1$ e um aumento considerável na produção de CO quando se aumenta a razão de equivalência, sendo 4 vezes maior para o caso B (1,3%) em relação ao caso A e chegando a quase 5% para o caso C.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a UFGD por viabilizar a publicação deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Branco, F. P., 2005. Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado. Ilha Solteira, São Paulo: Universidade Estadual Paulista. Dissertação (Mestrado Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista.
- Ferguson, C. R. e Kirkpatrick, A. T., 2015. Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons.
- Lora, E. E. S., Nascimento, M. A. R. d., *et al.*, 2004. Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, vol. 1, p. 2.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., e Boettner, D. D., 2000. Princípios de termodinâmica para engenharia. Grupo Gen-LTC.
- Olikara, C. e Borman, G. L., 1975. A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to ic engines. Technical report, SAE Technical Paper.
- Queiroz, M. e Matias, J. A., 2003. Básico de Turbinas a Gás – Petrobras.
- Ziółkowski, P., Zakrzewski, W., Kaczmarczyk, O. e Badur, J., 2013. Thermodynamic analysis of the double Brayton cycle with the use of oxy combustion and capture of CO₂. Archives of thermodynamics, vol. 34, n. 2, p. 23–38.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.