



Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Model and energy analysis of an integrated power system consisting of a gasifier and a gas turbine

Recebido em 03.07.2017. Aprovado em 01.12.2017



Matheus Souza de Carvalho; Jorge Recarte Henriquez*; Jarmison de Araújo Silva
Universidade Federal de Pernambuco | * rjorge@ufpe.br

173

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo estudar um sistema de potência formado por uma unidade gaseificadora de biomassa integrada a uma turbina a gás e avaliar o desempenho energético ao se substituir o gás natural por biogás na turbina. O modelo do sistema termodinâmico proposto neste trabalho surge com uma alternativa na geração de energia utilizando fontes renováveis de biomassa, de modo a promover a diversificação da matriz energética e reduzir a dependência de combustíveis fósseis. Os estudos foram conduzidos através de um levantamento de dados coletados a partir de uma modelagem matemática construída através da plataforma do software EES para simular as condições físicas presentes no sistema, formado basicamente por submodelos do processo de gaseificação e da turbina a gás, culminando na avaliação dos seus principais indicadores, tais como a potência fornecida, o consumo de combustível e a eficiência energética alcançada. Uma vez definida a dependência termodinâmica entre os seus componentes, a modelagem analítica mostrou ser uma ferramenta de importância na observação do comportamento geral do sistema e de seu desempenho.

PALAVRAS-CHAVE: Biomassa, Gaseificação, Energia, Termodinâmica.

ABSTRACT

This paper aims to study a power system formed by a gasifier unit integrated biomass to a gas turbine and assess the energy performance when replacing natural gas with gasification gas in the turbine. The model of the thermodynamic system proposed in this paper comes up with an alternative in power generation using renewable biomass, in order to promote the diversification of energy sources and reduce dependence on fossil fuels. The studies were conducted through a survey data collected from a mathematical model constructed by ESS software platform to simulate the physical conditions in the system, consisting mainly of sub-models of the gasification process and the gas turbine, culminating in the evaluation its main indicators, such as delivered power, fuel consumption and energy efficiency achieved. Once defined thermodynamic dependence among its components, the analytical modeling proved to be an important tool in observing the overall system behavior and performance.

KEYWORDS: Biomass, Gasification, Energy, Thermodynamics.

1. INTRODUÇÃO

O cenário energético mundial apresenta uma predominância no uso de fontes fósseis que geram impactos ambientais. Atualmente a comunidade acadêmica vem desenvolvendo tecnologias de energia renovável para diminuir ou substituir as de origem fóssil.

A produção de energia através da biomassa possui um grande potencial de crescimento nos próximos anos seja dentro do mercado nacional ou internacional, sendo considerada uma das principais alternativas para a diversificação da matriz energética e consequente redução da dependência dos combustíveis fósseis.

Neste sentido, a gaseificação de biomassa tem sido amplamente estudada e desenvolvida ao redor do mundo. Segundo Lora et al (2008), essa tecnologia é capaz não só de se tornar viável como também de aumentar o uso de combustíveis renováveis, de maneira a contribuir para um melhor aproveitamento do potencial renovável do país.

As razões práticas na escolha pela utilização da gaseificação de biomassa como fonte alternativa de energia são numerosas e dependem bastante das condições locais. O aproveitamento energético e racional da

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

biomassa, além de ambientalmente favorável, promove o desenvolvimento de regiões menos favorecidas economicamente, minimizando o problema de êxodo rural e reduzindo a dependência às flutuações nos preços dos combustíveis convencionais importados, em função da disponibilidade local de recursos (ANEEL, 2005).

Do ponto de vista técnico-econômico, os principais entraves a um maior uso da biomassa na geração de energia elétrica são a baixa eficiência termodinâmica das plantas e os custos relativamente altos de produção e transporte. Além disso, Fiaschi & Carta (2007) ressalta que um dos grandes problemas tecnológicos em unidades de gaseificação integrada a turbinas a gás está no uso de um combustível com baixo poder calorífico em turbinas originalmente concebidas para combustíveis fósseis de maior poder calorífico.

Apesar das dificuldades, o aproveitamento eficiente da biomassa como combustível apresenta grande potencial, principalmente quando se leva em conta a possibilidade da reutilização de resíduos agrícolas, industriais e domésticos. Fiaschi & Carta (2007) destaca ainda que o estudo da conversão energética da biomassa em gás de síntese através da gaseificação para aplicação prática em turbinas a gás, em complementação com combustíveis fósseis convencionais, pode ser considerado atualmente a opção mais promissora para uma melhoria consistente da utilização de biomassa na produção de energia.

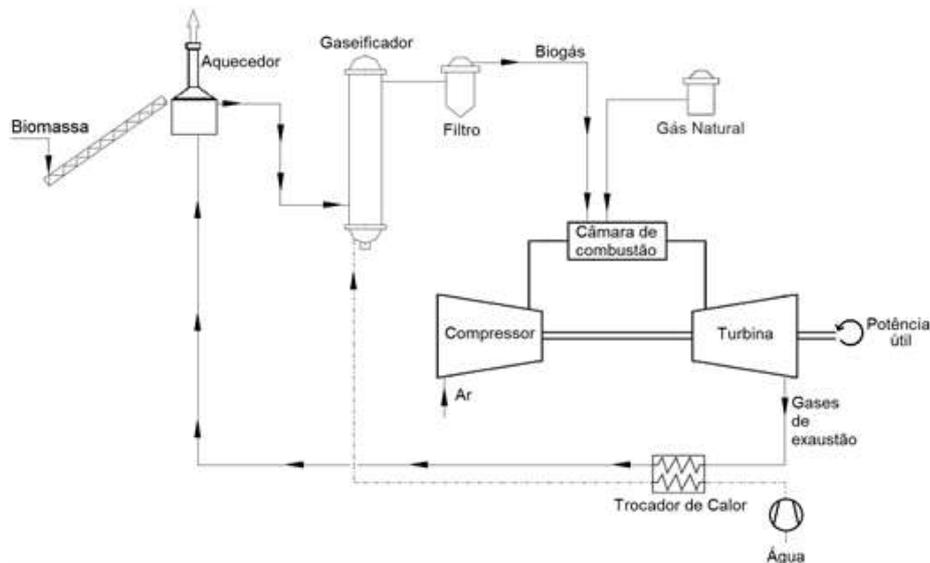
No presente trabalho foram utilizados modelos de equilíbrio termodinâmico para estudar como se comporta um sistema de potência formado por uma unidade gaseificadora de biomassa e uma turbina a gás, e avaliar seu desempenho.

2. MODELO MATEMÁTICO

O sistema em estudo da planta de geração de energia foi baseado em um modelo BIG/GT (*Biomass integrated gasification gas turbine*), conforme esquema na Figura 1. O modelo desenvolvido consiste nos submodelos acoplados do processo de gaseificação e da turbina a gás com seus respectivos equipamentos, quer sejam: o compressor, câmara de combustão e a turbina.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Figura 1. Esquema simplificado do sistema em estudo.

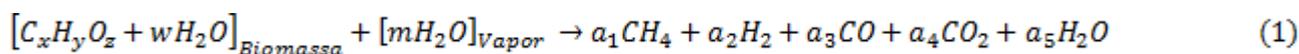


Fonte: o autor.

O processo de gaseificação é realizado com biomassa vegetal e com injeção de vapor de água como agente oxidante, aquecidos à temperatura de gaseificação. O calor dos gases quentes rejeitados da turbina a gás é reaproveitado através de trocadores de calor para aquecimento da biomassa e do vapor de água antes de serem diretamente utilizados no gaseificador.

Para o modelo de equilíbrio termodinâmico é assumido que as reações químicas no processo de gaseificação e na turbina a gás ocorrerão em condição de mistura ideal e em regime permanente. Tais considerações foram feitas para que a simulação das transformações termoquímicas fosse realizada de forma adequada.

A equação genérica que rege o processo de gaseificação da biomassa com injeção de vapor de água, é descrita pela Equação 1.



Para os reagentes desta equação, os coeficientes x , y , z , w e m representam respectivamente as quantidades em mol de carbono, hidrogênio, oxigênio, umidade e vapor de água injetado.

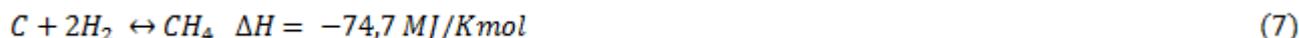
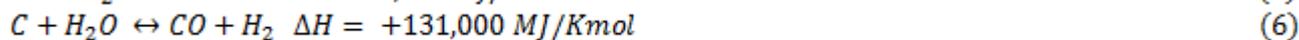
A fim de determinar as quantidades molares a_i dos produtos que compõem o biogás obtidos a partir do processo de gaseificação, foi realizado um balanço químico das espécies químicas envolvidas; balanço do carbono na Equação 2, do hidrogênio (Equação 3), e do oxigênio (Equação 4).

$$a_1 + a_3 + a_4 = x \quad (2)$$

$$4a_1 + 2a_2 + 2a_5 = y + 2w + 2m \quad (3)$$

$$a_3 + 2a_4 + a_5 = z + w + m \quad (4)$$

Para completar o modelo de gaseificação são necessárias mais duas equações correspondentes as reações endotérmicas de redução, indicadas pelas Equações 5 à 7.



As reações representadas pelas equações 5 e 6 quando combinadas, podem ser representadas por uma única equação global indicada pela Equação 8.



Aplicado a definição de equilíbrio químico, as constantes de equilíbrio K para as reações 7 e 8 são respectivamente calculadas através das Equações 9 e 10.

$$K_1 = \frac{[CH_4]^1}{[H_2]^2} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{1-(2)} = \frac{a_1 n_{total} \left(\frac{P_0}{P}\right)}{(a_2)^2} \quad (9)$$

$$K_2 = \frac{[CO_2]^1 [H_2]^1}{[CO]^1 [H_2O]^1} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{1+1-(1+1)} = \frac{(a_4 a_2)}{(a_3 a_5)} \quad (10)$$

$$n_{total} = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 \quad (11)$$

Na Equação 11, n_{total} representa a soma do número de moles dos produtos formados pela gaseificação. P_0 corresponde à pressão ambiente e P à pressão que está acontecendo a dissociação.

Por definição as constantes de equilíbrio podem ser definidas através da função de Gibbs, Equações 12 e 13.

$$\ln(K_1) = -\frac{\Delta G_1^\circ}{RT} \quad (12)$$

$$\ln(K_2) = -\frac{\Delta G_2^\circ}{RT} \quad (13)$$

A variação da energia livre de Gibbs das reações de redução ΔG_1° e ΔG_2° pode ser obtida de uma expressão em função das propriedades dos elementos participantes das reações, através da entalpia de formação ($\bar{h}^\circ f$) mais a variação de entalpia (Δh), menos a multiplicação da temperatura de referência (T_0) pela variação de entropia (ΔS), como apresentado pelas Equações 14 e 15.

$$\Delta G_1^\circ = [\bar{h}^\circ f_{CH_4} + \Delta h_{CH_4} - T_0 \Delta S_{CH_4}]_P - [2(\bar{h}^\circ f_{H_2} + \Delta h_{H_2} - T_0 \Delta S_{H_2})]_R \quad (14)$$

$$\Delta G_2^\circ = [(\bar{h}^\circ f_{CO_2} + \Delta h_{CO_2} - T_0 \Delta S_{CO_2}) + (\bar{h}^\circ f_{H_2} + \Delta h_{H_2} - T_0 \Delta S_{H_2})]_P - [(\bar{h}^\circ f_{CO} + \Delta h_{CO} - T_0 \Delta S_{CO}) + (\bar{h}^\circ f_{H_2O} + \Delta h_{H_2O} - T_0 \Delta S_{H_2O})]_R \quad (15)$$

Uma vez conhecida as concentrações molares do gás de síntese, o poder calorífico inferior do biogás (PCI_{BG}), Equação 16, pode ser calculado através da razão entre o calor de reação ($Q_{reação}$) obtido estequiometricamente através de um processo isotérmico, Equação 17, pela massa molecular do gás ($M_{biogás}$), Equação 18.

$$PCI_{BG} = \frac{Q_{reação}}{M_{biogás}} \quad (16)$$

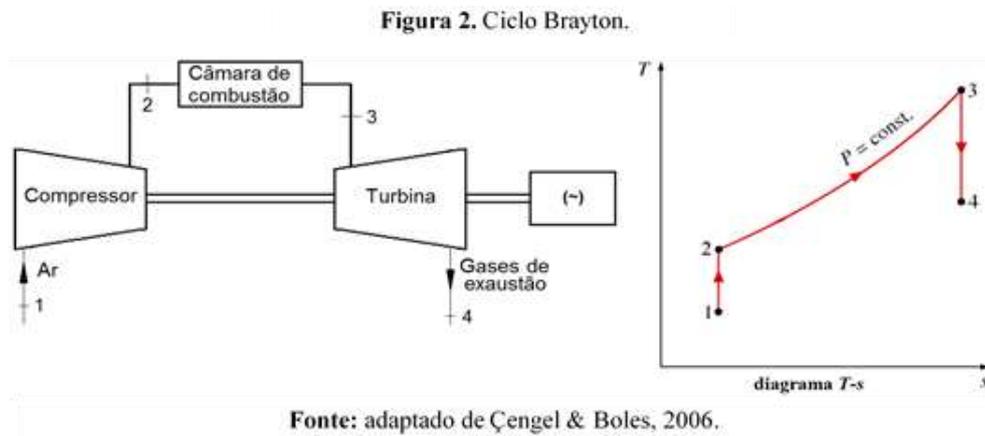
Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

$$Q_{\text{reação}} = \left[(x_{CO} + x_{CO_2} + x_{CH_4}) \bar{h}^{\circ} f_{CO_2} + \left(\frac{2x_{H_2} + 4x_{CH_4}}{2} \right) \bar{h}^{\circ} f_{H_2O} \right]_P - \left[x_{H_2} \bar{h}^{\circ} f_{H_2} + x_{CO} \bar{h}^{\circ} f_{CO} + x_{CO_2} \bar{h}^{\circ} f_{CO_2} + x_{CH_4} \bar{h}^{\circ} f_{CH_4} \right]_R \quad (17)$$

$$M_{\text{biogás}} = (x_{H_2} M_{H_2} + x_{CO} M_{CO} + x_{CO_2} M_{CO_2} + x_{H_2O} M_{H_2O} + x_{CH_4} M_{CH_4}) \quad (18)$$

Onde x_{CO} , x_{CO_2} , x_{CH_4} , x_{H_2} e x_{H_2O} são as frações molares do monóxido de carbono, dióxido de carbono, metano, hidrogênio e água respectivamente.

O modelo termodinâmico para a turbina a gás foi desenvolvido analisando separadamente as principais partes que a constituem, considerando uma turbina simples operando segundo um ciclo Brayton com três estágios, Figura 2, sejam eles, compressão do ar, combustão da mistura ar-combustível e expansão na turbina.



Analisando isoladamente o compressor, e considerando as ineficiências sobre o ciclo, é possível determinar a eficiência isentrópica de compressão através da razão entre o trabalho ideal e o trabalho real, como expresso na Equação 19.

$$\eta_{\text{Comp}} = \frac{\dot{m}_{ar} C_{p,ar} (T_{2s} - T_1)}{\dot{m}_{ar} C_{p,ar} (T_2 - T_1)} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (19)$$

Para um processo adiabático e reversível, a razão de pressão (r_p) do equipamento pode ser definida através da Equação 20.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{k_{ar}}{k_{ar}-1}} \quad (20)$$

$$k_{ar} = \frac{C_{p,ar}}{C_{v,ar}} \quad (21)$$

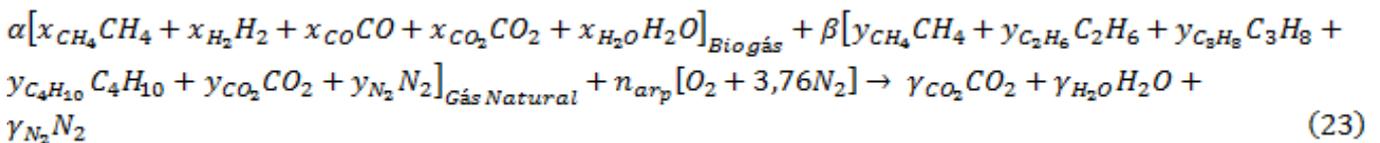
Onde, k_{ar} é a constante politrópica do ar para um processo isentrópico representada pela Equação 21.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Finalmente, as equações 19 e 20 podem ser combinadas em uma única equação que fornece a temperatura de saída do compressor (T_2) em função dos principais parâmetros de entrada, demonstrado pela Equação 22.

$$\Delta T_{(compressor)} = (T_2 - T_1) = \frac{T_1}{\eta_{comp}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} - 1 \right] \quad (22)$$

A combustão em uma turbina a gás é um processo contínuo realizado a pressão constante. A equação de balanceamento químico que rege a reação de combustão entre o ar e as frações de combustíveis envolvidos, está representada pela Equação 23.



Nesta equação, os coeficientes x_i e y_i representam respectivamente as frações molares de cada substância presente nos combustíveis de biogás e gás natural, enquanto α e β correspondem nessa ordem às quantidades total em mol de biogás e gás natural na mistura de combustível. A parcela molar de ar primário deve ser suficiente para que a reação ocorra e é representada por n_{ar_p} na equação.

Os coeficientes γ_i , por sua vez, correspondem as quantidades molares dos produtos da combustão desenvolvidos na câmara, e foram obtidos através de um balanço de massa entre as espécies químicas envolvidas para uma combustão estequiométrica, assim como a taxa molar de ar primário da reação; balanço do carbono, Equação 24, do hidrogênio, Equação 25, do oxigênio, Equação 26, e do nitrogênio, Equação 27.

$$\gamma_{CO_2} = \alpha(x_{CH_4} + x_{CO} + x_{CO_2}) + \beta(y_{CH_4} + 2y_{C_2H_6} + 3y_{C_3H_8} + 4y_{C_4H_{10}} + y_{CO_2}) \quad (24)$$

$$\gamma_{H_2O} = \frac{\alpha(4x_{CH_4} + 2x_{H_2} + 2x_{H_2O}) + \beta(4y_{CH_4} + 6y_{C_2H_6} + 8y_{C_3H_8} + 10y_{C_4H_{10}})}{2} \quad (25)$$

$$n_{ar_p} = \frac{(2\gamma_{CO_2} + \gamma_{H_2O}) - [\alpha(x_{CO} + 2x_{CO_2} + x_{H_2O}) + \beta(2y_{CO_2})]}{2} \quad (26)$$

$$\gamma_{N_2} = \beta(y_{N_2}) + 3,76n_{ar_p} \quad (27)$$

Para efeito de análise do modelo em estudo, a câmara de combustão foi dividida em duas zonas de operação distintas. Para a primeira zona, onde ocorre a combustão, o ar utilizado deve ser suficiente para formar com o combustível injetado uma mistura estequiométrica.

Para a segunda zona de análise, o excesso de ar não participa do processo de combustão, e deve ser suficiente para resfriar os gases de exaustão provenientes do processo de combustão estequiométrica a uma temperatura adequada de projeto para a entrada na turbina, parâmetro este que geralmente é limitado pelo material utilizado no equipamento.

Uma vez supondo um isolamento perfeito do equipamento com relação ao meio externo, a câmara de combustão pode ser aproximada para uma situação ideal na qual não há perdas de calor para a vizinhança.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Desse modo, a energia liberada pelos reagentes na combustão é integralmente convertida para os produtos gerados do processo, Equação 28.

$$\sum_{\text{produtos}} n_p(\bar{h}^{\circ}f + \Delta\bar{h})_p = \sum_{\text{reagentes}} n_r(\bar{h}^{\circ}f + \Delta\bar{h})_r \quad (28)$$

Considerando as quantidades molares das espécies químicas envolvidas na reação de combustão e a quantidade molar total de ar empregado (n_{ar}), a equação 28 pode ser reescrita e expressa conforme a Equação 29.

$$\sum [\alpha x_i(\bar{h}^{\circ}f_i + \Delta\bar{h}_i)_{\text{BG}} + \beta y_i(\bar{h}^{\circ}f_i + \Delta\bar{h}_i)_{\text{GN}}] + n_{\text{ar}}(\bar{h}^{\circ}f + \Delta\bar{h})_{\text{ar}} = \sum [\gamma_i(\bar{h}^{\circ}f_i + \Delta\bar{h}_i)] \quad (29)$$

Analisando isoladamente a turbina, e considerando as ineficiências sobre o ciclo, é possível determinar a eficiência isentrópica de expansão através da razão entre o trabalho ideal e o trabalho real, como expresso na Equação 30.

$$\eta_{\text{Turb}} = \frac{\dot{m}_{\text{gases}} C_{p\text{gases}} (T_3 - T_4)}{\dot{m}_{\text{gases}} C_{p\text{gases}} (T_3 - T_{4s})} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (30)$$

De modo análogo ao processo de compressão, tratando-se de uma expansão adiabática e reversível, é possível reescrever a equação 30 de maneira a obter a temperatura de saída isentrópica dos gases de exaustão (T_4) em função de parâmetros já conhecidos no modelo, como formulado na Equação 31.

$$\Delta T_{(\text{turbina})} = (T_3 - T_4) = T_3 \eta_{\text{Turb}} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_{\text{gases}} - 1}{k_{\text{gases}}}} \right] \quad (31)$$

$$k_{\text{gases}} = \frac{C_{p\text{gases}}}{C_{v\text{gases}}} \quad (32)$$

Onde k_{gases} é a constante politrópica dos gases quentes de exaustão, calculado através da razão do calor específico à pressão constante pelo calor específico à volume constante dos gases de exaustão (Equação 32).

Por definição, a eficiência energética da turbina a gás inserida no sistema é igual a razão entre a energia útil e a energia fornecida à turbina, conforme Equação 33.

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_{liq})}{(\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN} + \dot{m}_{BG} \cdot PCI_{BG})} \quad (33)$$

Onde a potência útil gerada (\dot{W}_{liq}) também pode ser referida como sendo a diferença entre a potência gerada pela turbina e a potência consumida pelo compressor.

A energia fornecida à turbina a gás na forma de biogás e gás natural compõe as parcelas energéticas de entrada, e pode ser calculada segundo o produto de suas vazões (\dot{m}_{GN} e \dot{m}_{BG}) por seus respectivos poderes caloríficos inferior (PCI_{GN} e PCI_{BG}).

Semelhantemente, a eficiência global do sistema em análise, η_G , é calculada pela razão entre a energia útil e a energia disponibilizada como definido pela Equação 34.

$$\eta_G = \frac{(\dot{W}_{liq})}{(\dot{Q}_{for} + \dot{Q}_{biom} + \dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN})} \quad (34)$$

A quantidade total fornecida como energia de entrada no sistema é formada pelas parcelas energéticas de combustível, em forma de biomassa (\dot{Q}_{biom}), entregue diretamente ao gaseificador para geração de biogás, na forma de gás natural ($\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}$), inserido como combustível complementar ao biogás na turbina, e pela taxa de calor excedente fornecida para aquecer o vapor de água e a biomassa até a temperatura de processo no gaseificador (\dot{Q}_{for}).

A fração excedente de energia para aquecer o vapor de água e a biomassa (\dot{Q}_{for}) é indispensável, uma vez que o calor aproveitado dos gases de exaustão na turbina a gás não é suficiente para elevar a temperatura dos insumos à temperatura de processo no gaseificador.

Através das equações termodinâmicas definidas do sistema, um programa foi desenvolvido para simular e observar teoricamente seu comportamento. O fluxograma representado na Figura 3 mostra o algoritmo numérico simplificado do programa.

Figura 3. Fluxograma do algoritmo numérico.



Fonte: adaptado de SILVA, 2016).

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Os dados de entrada são baseados nos principais parâmetros e condições de projeto dos equipamentos em condições normais de operação. A Tabela 1 apresenta estes parâmetros de entrada utilizados no modelo numérico.

Tabela 1. Parâmetros assumidos no modelo.

Dados de entrada assumidos	
Temperatura ambiente:	298 K (25 °C)
Pressão ambiente:	101,3 kPa
Temperatura de gaseificação:	1073 K (800 °C)
Pressão de gaseificação:	101,3 kPa
Eficiência isentrópica da turbina:	0,85
Eficiência isentrópica do compressor:	0,85
Razão de pressão	18
Efetividade do trocador de calor de aquecimento do vapor de água:	0,8
Efetividade do trocador de calor de aquecimento da biomassa:	0,8

Fonte: o autor.

A biomassa escolhida para realização dos estudos numéricos foi a baraúna, biomassa de origem vegetal nativa da região nordeste do Brasil e presente em toda a extensão da caatinga. A Tabela 2 apresenta os percentuais em massa de carbono, hidrogênio, umidade e cinzas obtidos através de uma análise elementar desse combustível sólido, além do seu poder calorífico inferior (PCI_{biom}) calculado.

Tabela 2. Análise elementar da baraúna.

Amostra	Carbono	Hidrogênio	Oxigênio	Umidade	Cinzas	PCI_{biom} (kJ/kg)
Baraúna	37,80 %	3,71 %	45,47 %	11,07 %	1,95 %	17304

Fonte: Figueiredo et al., 2014.

Dados do gás natural também foram coletados da literatura para integrar o modelo numérico. Segundo a ABEGÁS (2012), o gás natural como combustível possui tipicamente em sua composição química 89% de metano, 6% de etano, 1,8% de propano, 1% de butano e hidrocarbonetos mais pesados, 1,5% de dióxido de carbono e 0,7% de nitrogênio. De acordo com o relatório de Nogueira et al (2005), o poder calorífico inferior do gás natural atinge tipicamente um valor na ordem de 8800 kcal/m³, o que corresponde a aproximadamente 48400 kJ/kg de combustível.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com o intuito de integrar o modelo numérico às condições de operação de uma turbina real, dados coletados da turbina LM 2500 da GE foram adotados como referência no modelo para a realização dos posteriores estudos de caso deste trabalho (GE, 2016). As informações operacionais e de desempenho da turbina estão relacionadas na Tabela 3 abaixo.

Tabela 3. Informações operacionais da turbina LM 2500.

Marca:		GE
Modelo:		LM-2500
Especificações		Unidade
Potência	25060	KW
Temperatura de exaustão	566	°C
Vazão dos gases de exaustão	70,5	kg/s
Razão de pressão	18	-
Rotação	3600	rpm
Eficiência	36	%

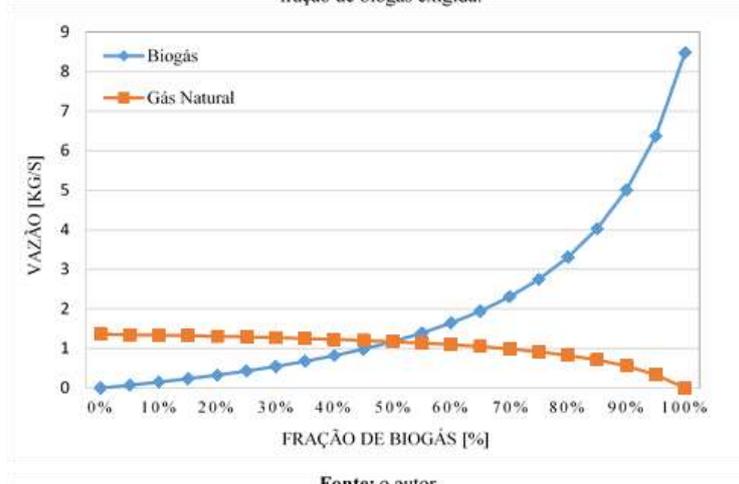
Fonte: GE, 2016.

Em uma primeira análise é observado o comportamento do consumo dos combustíveis na turbina em função do percentual de biogás presente na mistura, como mostra a Figura 4.

O estudo é realizado fixando uma potência útil de projeto a 25060 KW, mantendo a temperatura de entrada na turbina a 1200°C e utilizando uma quantidade de massa fixa de vapor de água em relação à biomassa na gaseificação a 100%.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Figura 4. Consumo parcial de biogás e gás natural na mistura de combustível em função da fração de biogás exigida.



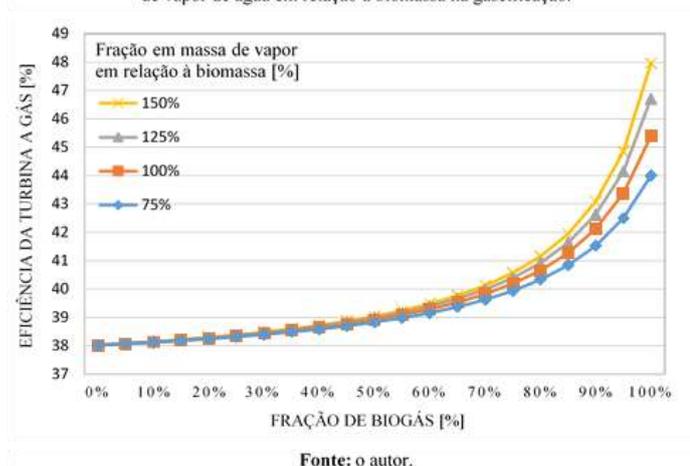
Os dados apontam um consumo aproximadamente seis vezes maior de combustível ao substituir completamente o gás natural por biogás na turbina a uma fração de 100% de vapor de água em relação à biomassa na gaseificação para uma dada potência útil.

O baixo poder calorífico do biogás frente ao do gás natural (cerca de 9 a 22% do poder calorífico do gás natural, a depender da composição química do biogás gerado) justifica o alto consumo em vazão de biogás em comparação ao consumo de gás natural, no fornecimento de uma mesma taxa de potência útil.

A quantidade em massa de vapor de água usada na gaseificação é também um fator que influencia diretamente no consumo total de combustível.

A Figura 5 mostra a tendência da eficiência da turbina a gás inserida no sistema em função da fração de biogás presente na mistura de combustível, para diferentes frações em massa de vapor de água em relação à biomassa, a 75, 100, 125 e 150%. Os dados foram gerados para as mesmas condições de operação e parâmetros de entrada previamente definidos a uma potência útil fixa de 25060 KW.

Figura 5. Eficiência da turbina a gás em função da fração de biogás para diferentes frações de vapor de água em relação à biomassa na gaseificação.



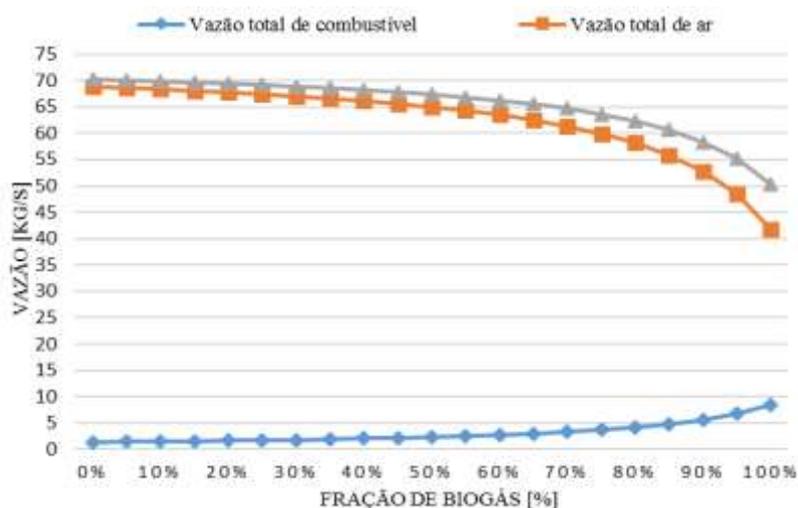
Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

A substituição gradual de gás natural por biogás na mistura de combustível mostra ser uma opção termodinamicamente mais eficiente para a turbina a gás como apresenta a Figura 5. Uma turbina operando exclusivamente a base de biogás, para 100% de massa de vapor de água em relação à biomassa na gaseificação, chega a ser aproximadamente 7,4% mais eficiente que a mesma turbina funcionando a 100% de gás natural.

Dados mostram que o aumento da parcela de biogás na mistura de combustível requer menos ar primário e secundário para atingir a temperatura de projeto dos gases de combustão na entrada da turbina, e consequentemente, reduz a potência consumida no compressor ao diminuir a vazão de ar neste equipamento. Naturalmente também ocorrerá uma diminuição da vazão dos gases quentes na saída da câmara de combustão e entrada da turbina.

A Figura 6 evidencia a tendência da vazão dos gases quentes de exaustão em função da fração de biogás utilizada na mistura de combustível sob as mesmas condições anteriores de operação.

Figura 6. Vazão dos gases quentes de exaustão em função da fração de biogás na mistura de combustível.



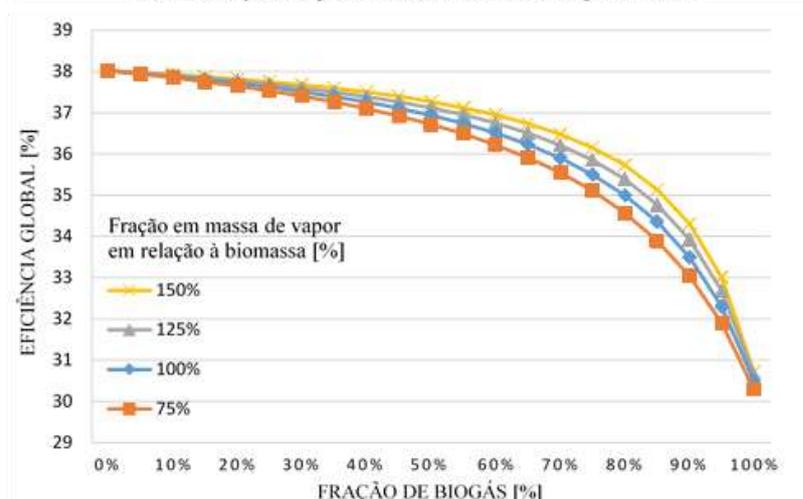
Dados apanhados do modelo e apresentados na Figura 7 mostram o comportamento da eficiência

Fonte: o autor.

global do sistema ao variar a fração de biogás na mistura para diferentes frações em massa de vapor de água em relação à biomassa, a 75, 100, 125 e 150%. Os dados foram gerados para as mesmas condições de operação e parâmetros de entrada previamente definidos a uma potência útil fixa de 25060 KW.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Figura 7. Eficiência global do sistema em função da fração de biogás para diferentes frações de vapor de água em relação à biomassa na gaseificação.



Fonte: o autor.

Apesar de um maior reaproveitamento energético a partir dos gases quentes de exaustão na saída da turbina para aquecimento dos insumos de gaseificação, a eficiência termodinâmica global do sistema em estudo se mostra cada vez menor ao se substituir o gás natural por biogás na turbina para fornecer uma mesma carga de potência útil, como aponta o gráfico acima.

Devido a uma necessidade de consumo de biomassa cada vez maior para suprir energeticamente o sistema ao se substituir o gás natural pelo biogás, é previsto um aumento da energia total disponível diretamente ligado a um consumo energético mais alto de biomassa.

4. CONCLUSÕES

O principal objetivo deste trabalho foi analisar o sistema de gaseificação integrado a uma turbina a gás, utilizando o biogás como combustível complementar ao gás natural. Para isso, o sistema foi modelado e simulado na plataforma do software EES.

Os dados levantados indicam que a vazão total de combustível composto exclusivamente por biogás gerado a uma taxa de 100% de vapor de água em relação à biomassa deve ser aproximadamente seis vezes maior que a vazão de gás natural necessária para suprir a mesma potência útil sob as mesmas condições de operação.

Apesar de um maior consumo em biogás e biomassa, a substituição do gás natural por biogás apresenta ser uma opção termodinamicamente mais eficiente para a turbina a gás. O aumento da fração de biogás na mistura gera uma menor necessidade no consumo de ar para os processos de combustão e resfriamento dos gases quentes, e consequentemente demanda menos trabalho do compressor sob as mesmas condições de operação da turbina.

De outro modo, verifica-se através dos resultados que o biogás é capaz de fornecer uma mesma taxa de energia útil à turbina a partir de uma menor parcela de energia de entrada quando comparado ao uso do gás natural.

Modelo e análise energética de um sistema integrado de potência formado por um gaseificador e uma turbina a gás

Segundo os resultados obtidos, a eficiência para o sistema do modelo global em estudo a partir da geração e utilização do biogás como combustível apresenta ser menor que a eficiência de uma turbina a gás simples operando individualmente apenas a base de gás natural. Apesar do reaproveitamento energético a partir dos gases de exaustão da turbina para aquecimento dos insumos de gaseificação, um aumento da energia total disponível é previsto devido a um mais alto consumo energético dispendido com a biomassa.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 2. ed. Brasília: ANEEL, 2005. 243p. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/>>. 28 Dez. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DAS EMPRESAS DISTRIBUIDORAS DE GÁS CANALIZADO (ABEGÁS). **O combustível**. 2012. Disponível em: <http://www.abegas.org.br/Site/?page_id=11>. 15 Mar. 2016.

ÇENGEL, Y. A.; Boles, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Mcgrawhill; 2006. 881p.

FIASCHI, D.; CARTA, R. CO₂ abatement by co-firing of natural gas and biomass-derived gas in a gas turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 32, n. 4, p. 549-67, 2007.

FIGUEIREDO, R. A.; HENRIQUEZ, J. R.; FIGUEIREDO, F. A. B.; MENEZES, R. S. C.; MICHALEWICZ, J. S. Caracterização das biomassas da região nordeste para fins energéticos: resultados preliminares. **Associação brasileira de engenharia e ciências mecânicas, Congresso**, Uberlândia, Ago. 2014.

GENERAL ELECTRIC (GE). LM 2500 Marine gas turbine. **GE: catálogo**. 2016. Disponível em: <<http://www.geaviation.com/engines/docs/marine/datasheet-lm2500.pdf>>. 21 Abr. 2016.

LORA, E. E. S.; ANDRADE, R. V.; SÁNCHEZ, C. G.; GÓMES, E. O.; SALES, C. V. B. **Biomassa para energia**. Campinas: Editora da Unicamp, 2008. 732p.

NOGUEIRA, L. A. H.; ROCHA, C. R.; NOGUEIRA, F. J. **Eficiência energética no uso de vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 196p.

SILVA, J. de A. **Análise paramétrica da transformação termoquímica de biomassa via processo de gaseificação: uma abordagem numérica**. 2016. Recife: Universidade Federal de Pernambuco, 2016. 104p. Dissertação Mestrado.