146 - USO DO BIOGÁS DE ETE'S EM CICLOS DE GERAÇÃO TERMOELÉTRICA

Bruno Fernandes de Holanda
Engº Mecânico
Alef Douglas de Carvalho
Engº Mecânico
Alisson Santos Silva
Engº Mecânico
Thayna Blum Zattar Galati
Engº Mecânica

Endereço: Rua Dorval José Svizzero, 20 – São Miguel Paulista – São Paulo - SP - CEP: 08071-163 - Brasil - Tel: +55 (11) 98332-3804 - e-mail: bholanda@sabesp.com.br.

RESUMO

Atualmente, a necessidade do desenvolvimento de novas tecnologias voltadas para a produção de energias renováveis se intensifica. Na mesma direção, nota-se um significativo aumento das quantidades de efluentes que chegam às Estações de Tratamento de Esgoto (ETE's), e consequente elevação da demanda energética no setor.

Uma das etapas do processo de tratamento é a biodigestão anaeróbia, responsável pela fermentação do lodo, gerando biogás através de suas reações. Este gás possui alto potencial energético, podendo ser utilizado como combustível em ciclos de geração termoelétrica.

Os ciclos termoelétricos consistem na geração de calor na queima de combustíveis, proporcionando a passagem de fluidos que sejam capazes de movimentar turbinas a gás (Brayton) ou a vapor (Rankine), capazes de gerar energia elétrica.

Diante disso, foi adotada como modelo a ETE São Miguel e simulada uma unidade local de geração, procurando-se analisar de forma preliminar a viabilidade de uso desse biogás como combustível.

Com base nesse estudo, nota-se que esta aplicação do biogás traria resultados satisfatórios quanto a sua capacidade energética. Assim, a proposta desenvolvida poderá ser aplicada a casos similares e estimular a busca por esta e outras tecnologias visando eficiência energética e o gerenciamento de subprodutos provenientes do tratamento de esgotos no Brasil.

PALAVRAS-CHAVE: Biogás, Geração Termoelétrica, Estação de Tratamento de Esgoto.

INTRODUÇÃO

Desde a Conferência de Estocolmo, organizada pelas Nações Unidas em 1972, aborda-se as dimensões de desenvolvimento sob o quadro socioambiental contemporâneo, uma vez que os impactos humanos ao meio ambiente não se referem especificamente a um problema de adequação ecológica de um processo social, mas a uma mudança substancial deste desenvolvimento.

Questões ambientais juntamente com as recentes tecnologias, transformaram prioritariamente a expansão da capacidade de geração de energia no Brasil e no mundo, visando propor alternativas no que se refere à eficiência energética e fontes renováveis, através do uso adequado de recursos naturais disponíveis, otimização do processo de tratamento de esgoto e redução de custos operacionais, possibilitando assim, a valorização ambiental e o desenvolvimento sustentável.

De acordo com Rosa (2017), o que de fato impede o aproveitamento do biogás de ETE's no Brasil, é o conservadorismo do setor de saneamento, e não a viabilidade técnica ou econômica. Diante de tal realidade, o papel dos profissionais da área de engenharia como parte da sociedade, é propor soluções tecnológicas de forma a demonstrar os possíveis benefícios obtidos e quebrar esse estereótipo, já que o custo com energia elétrica é um dos principais custos operacionais de uma ETE.

- Tratamento de Esgotos e o Biogás

A função das Estações de Tratamento de Esgoto (ETE) consiste em reproduzir, através de processos físicos, químicos e/ou biológicos, em curto período, condições necessárias e suficientes, normalmente encontradas na natureza (em corpos hídricos receptores tais como rios, lagos e banhados), para promover a decomposição da matéria orgânica presente nos esgotos. Ao final do processo, tanto a fase líquida quanto a sólida devem estar aptas, segundo legislação ambiental impostos pelo padrão de saúde da Resolução CONAMA nº 357/2005.

A Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo - Sabesp, adota diferentes processos para tratamento dos esgotos, que variam em função do tipo e situação do efluente. Desta forma, o esgoto bruto pode ser submetido à diferentes níveis de tratamento: preliminar, primário, secundário e terciário. No Brasil, a maioria das ETE's realiza o tratamento até o nível secundário, sendo raros os casos onde é adotado o terciário. (ReCESA, 2013).

A ETE tomada como modelo para o estudo é a ETE São Miguel, que utiliza o processo de lodo ativado:

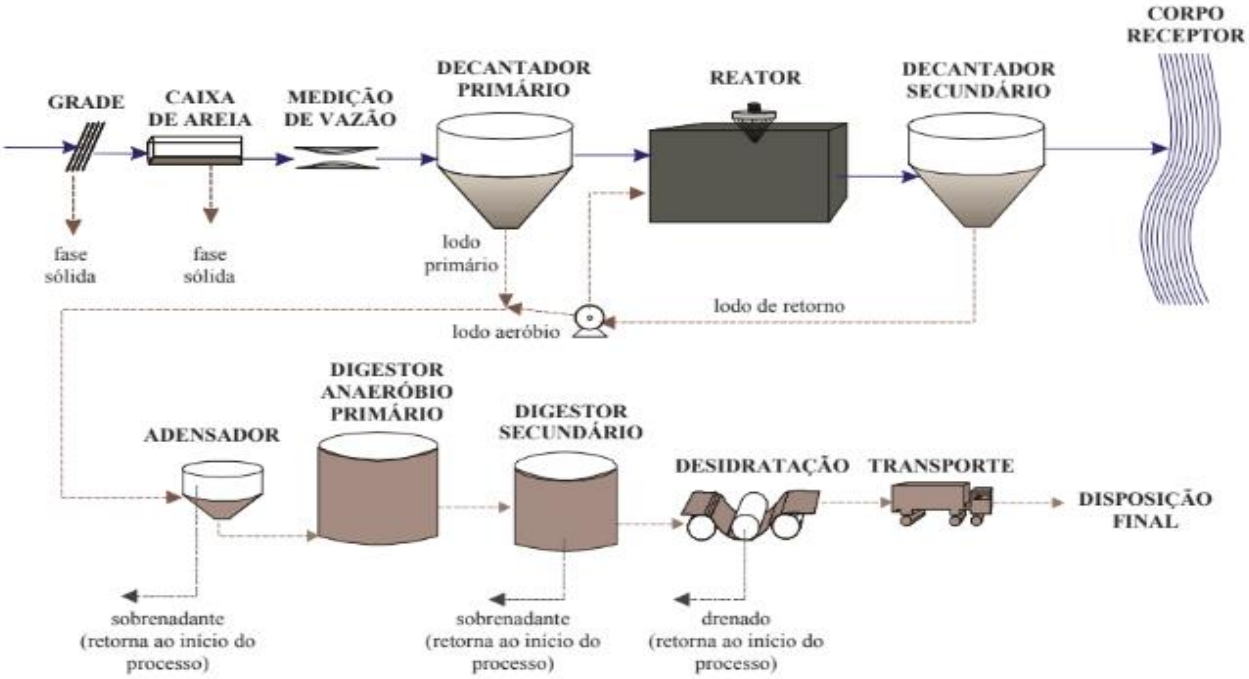


Figura 1: Fluxograma do sistema de lodos ativados convencional.
Fonte: ReCESA (2013)

O processo de biodigestão anaeróbica é desenvolvido por uma sequência de ações realizadas por vários tipos de bactérias responsáveis pela remoção de matéria orgânica, no qual se podem distinguir quatro fases subsequentes: hidrólise, etapa de quebra das moléculas mais complexas em carboidratos mais simples, aminoácidos e ácidos graxos (reação com a água). A acidogênese, onde é feita a conversão dos compostos solúveis produzidos na hidrólise para ácidos graxos voláteis. Depois a acetogênese, onde bactérias acetogênicas oxidam os ácidos graxos de cadeia longa para acetato, CO_2 e H_2. E por fim a metanogênese, onde bactérias metanogênicas produzem gás metano.

Figura 2: Digestores anaeróbios na ETE São Miguel.

Através da decomposição anaeróbia da matéria orgânica, dentro do biodigestor, a quantidade de oxigênio decai e as reações anaeróbias se desenvolvem. Com a continuidade da queda do potencial de óxido-redução os microrganismos responsáveis pela conversão do material orgânico em metano e dióxido de carbono iniciam a transformação do material orgânico complexo em ácidos orgânicos e outros produtos intermediários.

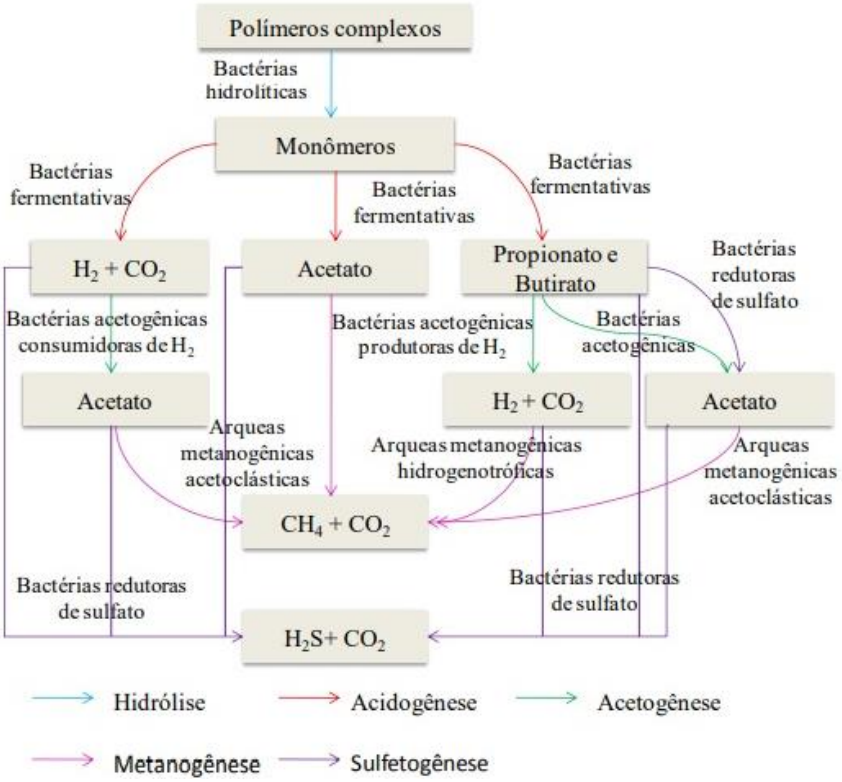


Figura 3: Fluxograma de formação do biogás.
Fonte: Caixeta (2017)

Deublein e Steinhauser (2008) apresentam como composição do biogás uma mistura gasosa composta por:

- 55 a 70% de Metano (CH_4);
- 30 a 45% de Dióxido de Carbono (CO_2);
- Outros gases em pequenas quantidades
    - Ácido Sulfídrico (H_2S);
    - Monóxido de Carbono (CO);
    - Amônia (NH_3);
    - Hidrogênio (H_2);
    - Nitrogênio (N_2);
    - Oxigênio (O_2);

Tendo como base sua composição, os projetos de recuperação do biogás têm como finalidade o aproveitamento de sua energia, visto que seu poder calorífico se encontra entre 5000 e 7000 Kcal/m³ (aproximadamente 21000 a 29000 kJ/kg). (Oliver et al., 2008)

Desta forma, é possível comparar o poder calorífico do biogás com outros combustíveis:

Tabela 1: Parâmetros e Técnicas Analíticas Utilizadas.
Fonte: Oliver (2008)

Equivalência energética para 1 m³ de Biogás	Fonte Energética
2,50 kg	*Lenha*
1,50 m³	*GLP*
1,34 kWh	*Energia Elétrica*
0,79 L	*Álcool Combustível*
0,66 L	*Gasolina*
0,58 L	*Querosene*
0,55 L	*Óleo Diesel*

- <u>Ciclos Termodinâmicos de Geração</u>

Genericamente, a termodinâmica é a ciência que descreve as transformações de energia térmica em suas diferentes formas e interações. Deste modo, um ciclo termodinâmico se constitui de qualquer série de processos energéticos tais que, ao percurso de todos eles, o sistema regresse a seu estado inicial, ou seja, que a variação das grandezas termodinâmicas próprias do sistema seja nula.

Sendo assim, os ciclos termodinâmicos mais comumente aplicados em sistemas de geração termoelétrica são Brayton e Rankine, que podem ter seus rendimentos norteados pelo princípio da máquina de Carnot.

Analisando-se esta condição, para demonstrar que não seria possível a construção de uma máquina térmica ideal, o engenheiro francês Nicolas Carnot (1796-1832) propôs uma máquina térmica teórica, operante em um ciclo ideal reversível entre dois reservatórios térmicos comportando-se como uma máquina de rendimento total, estabelecendo um ciclo de rendimento máximo. Deste modo, o princípio de Carnot afirma que a razão entre o trabalho realizado e o calor recebido por um sistema depende somente das temperaturas dos reservatórios. Esse princípio é universal sendo, portanto, independente da substância de que é composto o sistema.

Numa máquina de Carnot, a quantidade de calor que é fornecida pela fonte de aquecimento e a quantidade cedida à fonte de resfriamento são proporcionais às suas temperaturas absolutas.

$$\frac{|Q_F|}{|Q_Q|} = \frac{T_F}{T_Q} \qquad \text{Equação (1)}$$

Assim, o rendimento de uma máquina de Carnot pode ser descrito como:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_F|}{|Q_Q|} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \qquad \text{Equação (2)}$$

Onde:
T_F = temperatura absoluta da fonte de resfriamento
T_Q = temperatura absoluta da fonte de aquecimento

Com isto conclui-se que (Carnot, 1824) "nenhuma máquina térmica que opere entre duas dadas fontes, às temperaturas T_Q e T_F, podem ter maior rendimento que uma máquina de Carnot operando entre estas mesmas fontes", visto que para que haja 100% de rendimento, todo o calor vindo da fonte de aquecimento deverá ser transformado em trabalho.

Em física, a lei ou princípio da conservação de energia estabelece que a quantidade total de energia em um sistema isolado permanece constante.

$$E_E = E_s = \Sigma Q + \Sigma W + \Sigma m.h \qquad \text{Equação (3)}$$

Devemos ressaltar que, na análise dos ciclos ideais, as variações de energia cinética e potencial de um ponto do ciclo a outro serão desprezados. Em geral, isso é uma hipótese razoável para ciclos reais, o que possibilita aplicar a lei da conservação de energia de modo que se obtenha uma equação geral para

$$\Sigma Q_e + \Sigma W_e + \Sigma m.h_e = \Sigma Q_s + \Sigma W_s + \Sigma m.h_s \qquad \text{Equação (4)}$$

O ciclo Brayton vem se tornando um método cada vez mais utilizado na geração de energia. Neste tipo de máquina, ilustrada na Figura 4, o ar atmosférico é continuamente succionado pelo compressor, onde é comprimido até altas pressões. O ar comprimido entra em uma câmara de combustão, onde é misturado ao combustível criando condições para que ocorra a combustão, que têm como resultado uma violenta expansão dos gases devido às altas temperaturas atingidas durante o processo. Os gases provenientes da combustão se expandem através da turbina, gerando trabalho no eixo e são descarregados na atmosfera. Parte do trabalho devolvido pela turbina é usada para acionar o compressor, sendo o restante utilizado para acionar geradores elétricos.

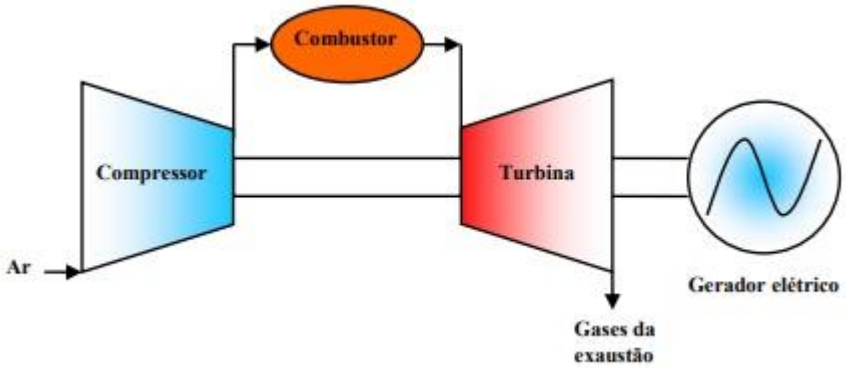


Figura 4: Ciclo Brayton.
Fonte: Kalatalo (2004)

O ciclo Rankine utiliza-se do calor proveniente da queima de combustíveis para a geração de vapor numa caldeira. A energia térmica gerada é utilizada à geração de energia elétrica em um gerador acionado por uma turbina a vapor, conforme figura 5 que ilustra o ciclo Rankine convencional.

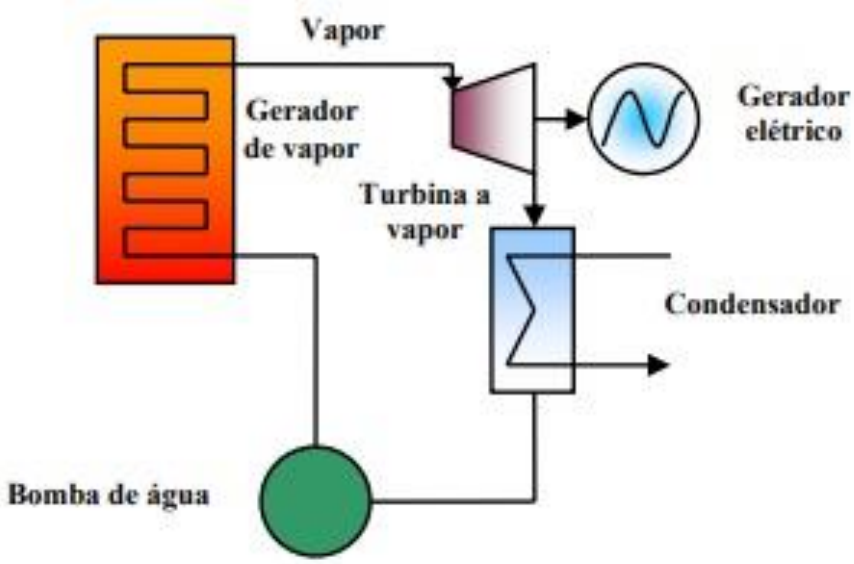


Figura 5: Ciclo Rankine.
Fonte: Kalatalo (2004)

É útil considerar que o rendimento térmico do ciclo Rankine depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Qualquer variação que aumente a temperatura média fornecida, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo.

Ainda é possível conceber um ciclo combinado de geração, visando aumentar o potencial energético usando a mesma carga de combustível. Neste arranjo, o calor liberado pelo ciclo Brayton é usado parcial ou totalmente como

entrada de calor para o ciclo Rankine, visto que os gases de exaustão da turbina a gás estão em uma temperatura que favorecem condições de emprego na geração de vapor que alimenta o ciclo Rankine, conforme ilustrado na Figura 6.

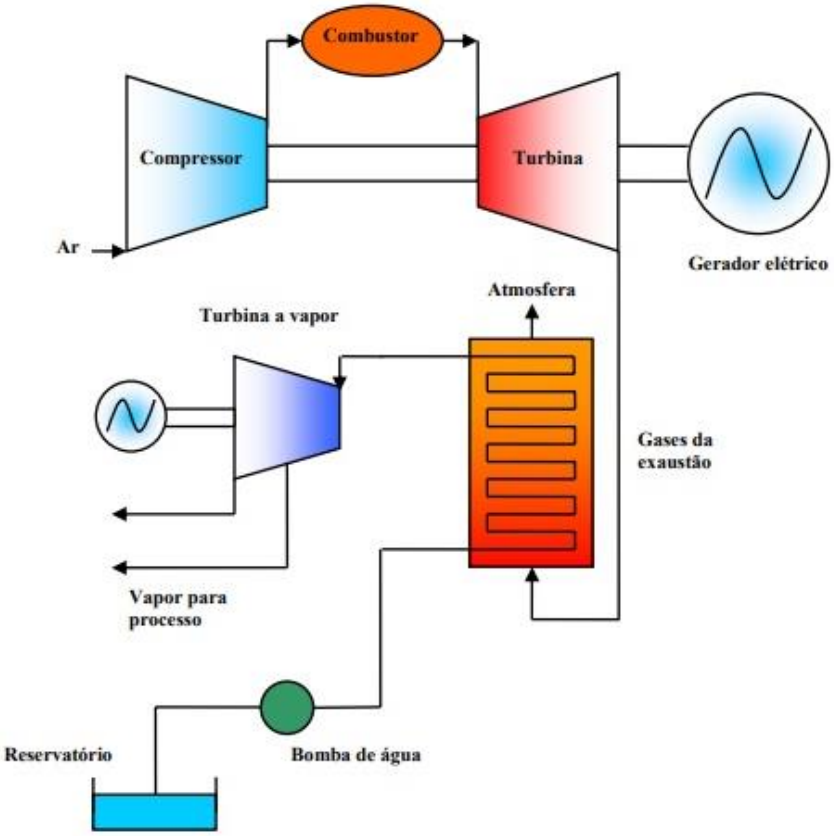


Figura 6: Ciclo Combinado Brayton-Rankine.
Fonte: Kalatalo (2004)

Deste modo, o fluxo de gás quente pode ser utilizado numa caldeira de recuperação de calor para geração de vapor. Portanto, o ciclo combinado possui uma eficiência térmica maior que a dos ciclos Brayton e Rankine separadamente. Este tipo de processo de cogeração é a melhor opção para as aplicações nas quais a demanda de eletricidade é superior à demanda de vapor.

OBJETIVO

O objetivo do presente estudo é demonstrar a possibilidade da aplicação de ciclos de geração termoelétrica para o aproveitamento do potencial energético do biogás gerado em digestores anaeróbios, utilizados para a fermentação de lodo em ETE's, buscando ampliar oportunidades quanto a eficiência energética e uso de recursos.

METODOLOGIA

Adotou-se uma metodologia baseada em uma pesquisa exploratória, descritiva, quantitativa e qualitativa operacionalizada através de um estudo de caso, baseado na Estação de Tratamento de Esgotos São Miguel, operada pela Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo - Sabesp.

Vale ressaltar que os dados utilizados para o presente trabalho foram obtidos exclusivamente através de planilhas de controle operacionais da ETE. Com base nestas informações, foi possível sumarizar graficamente, apresentando a seguir, as frações de cada componente do esgoto durante o processo.

- Consumo de Energia Elétrica

Os indicadores de consumo de eletricidade e volume de esgoto tratado são os norteadores para caracterização inicial dos estudos de viabilidade desta iniciativa.

Para a obtenção dos dados ora apresentados, foram tabuladas as informações contidas nos relatórios operacionais de Controle de Consumos da ETE São Miguel - Energia elétrica e insumos, no período de janeiro a dezembro de 2015, considerando como referência a vazão média de esgoto tratado e o consumo em Quilowatts hora (kWh) por metro cúbico (m^3).

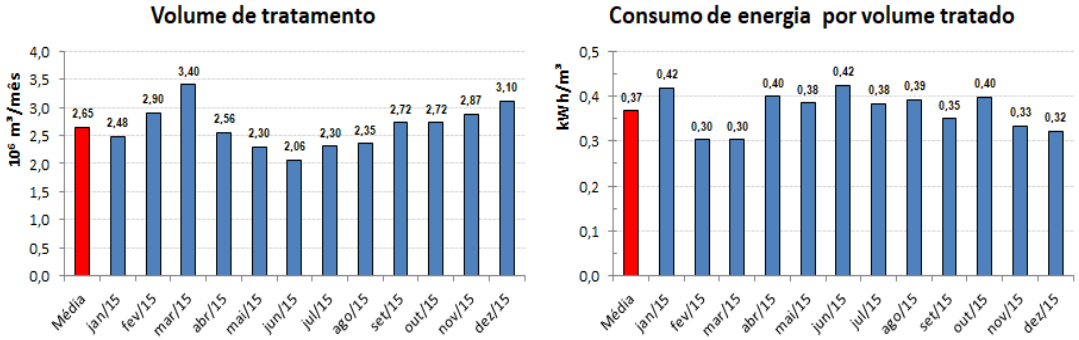


Figura 7: Gráficos: Consumo de energia x Volume Tratado.
Fonte: Planilhas de controle operacionais da ETE (2015)

Analisando e comparando os gráficos acima, podemos observar que o comportamento do volume de efluente tratado ao longo do ano reflete, conforme detalhado no Boletim Climatológico Anual da Estação Meteorológica do IAG/USP de 2015, os meses mais chuvosos do período.

O consumo de energia elétrica por volume tradado para os meses de maior vazão volumétrica de efluente apresentaram um consumo de energia por metro cúbico tratado, menor quando comparado com períodos de estiagem.

Com base nestas informações, o consumo de energia elétrica média mensal pode ser determinado pelo equacionamento 19, sintetizado graficamente a seguir:

$$C_M = C_E . V_T \qquad \text{Equação (5)}$$

Onde: CM - Consumo Mensal [kWh/mês]
CE - Consumo de Eletricidade [kWh/m^3]
VT - Volume de esgoto Tratado [m^3/mês]

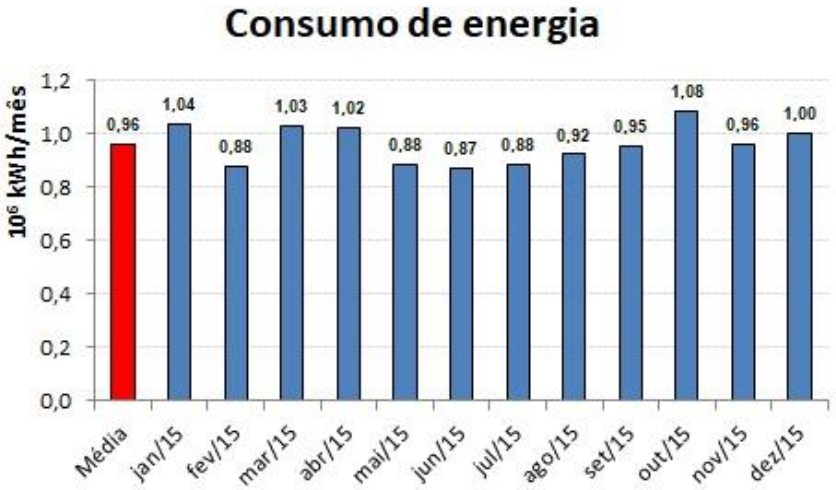


Figura 8: Gráfico: Consumo de energia mensal.
Fonte: Planilhas de controle operacionais da ETE (2015)

Uma vez conhecido o consumo mensal médio de energia consumida pela ETE, em conformidade com a Resolução Normativa nº 800 de 19 de dezembro de 2017, que classifica para fins de aplicação tarifária, as unidades consumidoras de acordo com a atividade comprovadamente exercida. Desta forma, aplicam-se as tarifas homologadas no subgrupo B3 (Demais Classes) as unidades consumidoras destinadas exclusivamente para a prestação do serviço público, exclusivamente, à tração elétrica, água, esgoto e saneamento.

Tabela 2: Tarifas Aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B).
Fonte: ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica (2016)

MODALIDADE TARIFÁRIA CONVENCIONAL		
SUBGRUPO / CLASSE / SUBCLASSE (R$/kWh)	Tarifa do Uso do Sistema de Distribuição (TUSD) (R$/kWh)	Tarifa de Energia TE (R$/kWh))
B1 - RESIDENCIAL	0,21276	0,27087
B1 - RESIDENCIAL - BAIXA RENDA		
Consumo mensal até 30kWh	0,05870	0,09481
Consumo mensal entre 31 e 100kWh	0,10064	0,16252
Consumo mensal entre 101 e 220kWh	0,15095	0,24378
Consumo mensal superior a 220kWh	0,16772	0,27087
B2 - RURAL	0,14893	0,18961
B2 - COOPERATIVA DE ELETRIFICAÇÃO RURAL	0,14893	0,18961
B2 - SERVIÇO PÚBLICO DE IRRIGAÇÃO	0,12766	0,16252
B3 - DEMAIS CLASSES	0,21276	0,27087
B4 - ILUMINAÇÃO PÚBLICA		
Iluminação Pública (B4a)	0,11702	0,14898
Iluminação Pública (B4b)	0,12766	0,16252

Portanto, conforme a tabela de tarifas aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B), de acordo com o Sistema de Bandeiras Tarifárias com as premissas da REN ANEEL nº 626 de 30 de setembro de 2014, é possível calcular o custo com energia elétrica mensal da estação por intermédio da equação:

$$C_{EM} = C_M.(TSUD + TE) \qquad \text{Equação (6)}$$

Onde: CEM - Custo Energético Mensal [R$/mês]
CM - Consumo Mensal [kWh/mês]
TUSD - Tarifa de Uso dos Sistemas Elétricos de Distribuição [R$/kWh]
TE - Tarifa Energética [R$/kWh]

Entretanto, a TUSD não deve compor o valor final da operação para efeitos do cálculo e cobrança do imposto, conforme concluído pelo desembargador Ministro Olindo Menezes sob a análise do Recurso Especial nº 1.163.020 do Supremo Tribunal de Justiça, uma vez que o ICMS incidente sobre a energia elétrica não deve incidir sobre tarifas relativas à estrutura física correlata, devendo se restringir à energia consumida, sem as tarifas de uso pelo sistema de transmissão e de distribuição de energia elétrica, afastando a incidência do ICMS sobre os valores relativos à tarifa de uso do sistema de distribuição - TUSD, sem honorários. Conforme apresentado pelos Ministros Eliana Calmon e Humberto Martins.

Deste modo, em razão das suas destinações e atribuições as tarifas de uso do sistema de transmissão e de uso do sistema de distribuição não são geradores do imposto, não podem incidir sobre um valor pago pelo consumidor para custear a cobertura de despesas operacionais e administrativas das agências de energia elétrica, não podendo o consumidor ser o responsável tributário pela operação que ocorre entre a concessionária da mercadoria e os que fornecem. Deste modo, o custo com energia elétrica mensal da estação é obtido pelo equacionamento 21 e tendo como referência a tabela de tarifas aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B) da REN ANEEL nº 626 de 30 de setembro de 2014.

$$C_{EM} = C_M.TE \qquad \text{Equação (7)}$$

Onde: CEM - Custo Energético Mensal [R$/mês]
CM - Consumo Mensal [kWh/mês]
TE - Tarifa Energética [R$/kWh]

Logo:

$$C_{EM} = 0,96 * 10^6.0,27087\ [R\$/mês]$$
$$C_{EM} = 260035,20[R\$/mês]$$

- Produção de biogás

A produção de lodo é função essencial dos sistemas de tratamento utilizados para a fase líquida (decantadores primários e na etapa biológica de tratamento). Deste modo, é possível quantificar a produção de biogás gerado no processo através da Lei da Conservação das Massas de Lavoisier. Para isso, é necessário estimar previamente a vazão mássica de produção de lodo nos processos que antecedem a biodigestão.
Desta forma, o equacionamento para a determinação da vazão mássica de matéria orgânica retirada no decantador primário, pode ser descrito como:

$$\dot{m}_p = \frac{Q.SST.\alpha}{10^3} \qquad \text{Equação (8)}$$

Onde:

$\dot{m}_p$= Vazão mássica de matéria orgânica média removida no tratamento primário [kg/h]
Q = Vazão volumétrica média de esgoto [m³/h]
SST = Solução de sólidos totais média retirada do tratamento primário [mg/L]
α = Taxa de remoção da carga poluidora média no tratamento primário [%]

Partindo deste mesmo raciocínio, também podemos inferir a quantidade de matéria orgânica retirada no tratamento secundário pela expressão:

$$\dot{m}_s = \frac{Q.DBO.\beta}{10^3 \frac{SSV}{SST}} \qquad \text{Equação (9)}$$

Onde:

$\dot{m}_s$= Vazão mássica de matéria orgânica média removida no tratamento secundário [kg/h]
Q= Vazão volumétrica de esgoto média [m³/h]
DBO = Demanda bioquímica de oxigênio média [mg/L]
SSV = Solução de sólidos voláteis média retirada do tratamento secundário [mg/L]
SST = Solução de sólidos totais média retirada do tratamento secundário [mg/L]
β= Taxa de remoção média da carga poluidora no tratamento secundário [%]

Diferente do que ocorre nas unidades de decantação, o adensamento por gravidade é dado por sedimentação impedida e por compactação, fenômenos estes que ocorrem quando a concentração de sólidos é mais elevada. Por este motivo, o balanço de massa nesta etapa pode ser descrito como:

$$\dot{m}_{ad} = SV(\dot{m}_p + \dot{m}_s) \qquad \text{Equação (10)}$$

Onde:

$\dot{m}_{ad}$ = Vazão mássica média de lodo adensado [kg/h]
SV = Taxa de remoção média de sólidos voláteis [%]

Uma vez ciente que a produção de biogás nos digestores depende da quantidade de matéria orgânica biodegradada anaerobicamente, é possível determinar a formação de biogás através do equacionamento dada por:

$$\dot{m}_{gás} = \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{ad}.(1 - SV) \qquad \text{Equação (11)}$$

Onde:

$\dot{m}_{gas}$ = Vazão mássica média de biogás formado [kg/h]
$\dot{m}_{comb}$= Vazão mássica média de combustível formado (biogás) [kg/h]
$\dot{m}_{ad}$ = Vazão mássica média de lodo adensado [kg/h]
SV = Taxa de remoção média de sólidos voláteis [%]

- Modelagem dos componentes

O sistema pode ser montado a partir de seus elementos básicos, conforme identificados na Figura 9, tornando-se possível análise a serem utilizados em cada componente, pois cada um possui características bastante peculiares e finalidade específica dentro do sistema analisado.

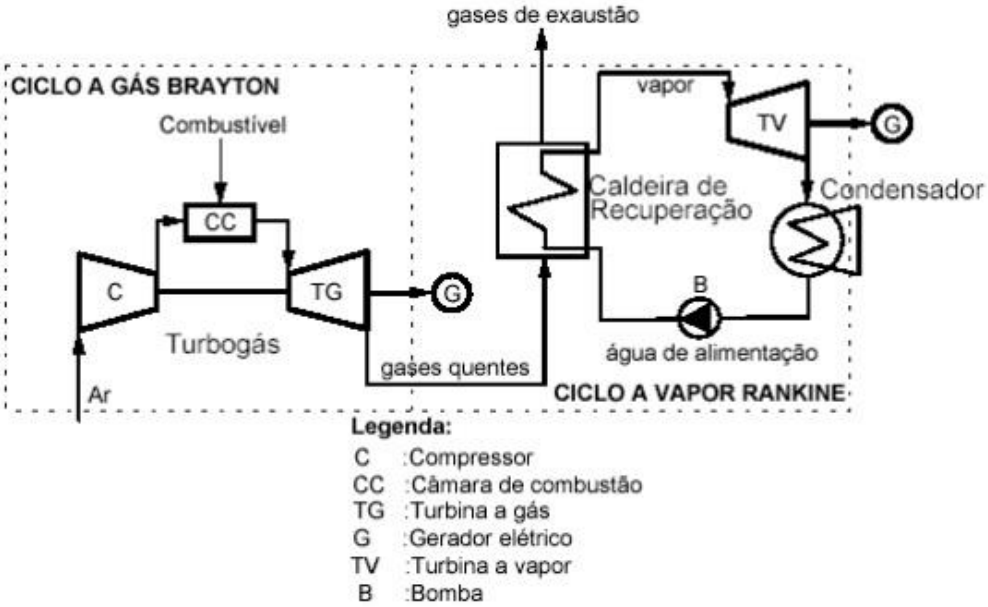


Figura 9: Composição de um ciclo gás-vapor.
Fonte: Kalatalo (2004)

Compressor

A finalidade do compressor é fornecer ar a alta pressão para que o mesmo seja utilizado no processo de combustão na turbina a gás e então seja expandido através da mesma. Desta forma, o compressor admite um fluxo de ar ($\dot{m}_{ar}$) sob temperatura T_e e pressão P_e e recebe uma quantidade de trabalho W_{cp} fornecendo como produto ar a uma pressão P_s e temperatura T_s.

Admitindo um fluxo em regime permanente, que é o regime normal de operação de todos os ciclos, têm que a vazão de admissão é necessariamente igual à vazão de descarga. Logo se pode expressar o processo de compressão adiabática como:

$$W_{cp} = \dot{m}_{ar}(h_s - h_e) = Cp.(T_s - T_e) \qquad \text{Equação (12)}$$

A razão de pressões, r_{cp}, é o quociente entre a pressão de ar na descarga, P_s, e na admissão, P_e, do compressor. Assim a razão é dada por:

$$r_{cp} = \frac{P_s}{P_e} \qquad \text{Equação (13)}$$

Para a determinação da temperatura do ar na descarga do compressor usa-se o conceito de eficiência isentrópica, η, que compara o ganho de energia do fluido que ocorre no compressor com o ganho que ocorreria em um processo isoentrópico. A equação que expressa este rendimento é dada por:

$$\eta_{cp} = \frac{W_{teórico}}{W_{real}} = \frac{h_{sT} - h_e}{h_{sR} - h_e} \qquad \text{Equação (14)}$$

A temperatura de saída do compressor ainda pode ser caracterizada pela relação entre o calor específico à pressão e volume constantes no fluido de trabalho, k, deste modo, podemos deduzir a temperatura como:

$$T_s = T_e\left[\frac{T_s}{T_e}\right]^{\frac{k-1}{k}} \qquad \text{Equação (15)}$$

Combustor

O combustor é o componente de maior importância em sistemas de turbinas a gás. Neste componente ocorre a queima do combustível que resulta na conversão de energia química do combustível em energia térmica. A este processo de conversão estão associados às maiores irreversibilidades e, portanto, as maiores perdas presentes na instalação de geração de energia (BRUNETTI, 2012).

Durante a reação de combustão são formados diversos produtos resultantes da combinação dos átomos dos reagentes. No caso da queima em ar de compostos orgânicos (metano, propano, gasolina, etanol, diesel, etc.) são formados centenas de compostos, por exemplo, CO_2, CO, H_2O, H_2, CH_4, NO_x, SO_x, fuligem, etc.

Conforme BRUNETTI, a relação combustível-ar quimicamente, isto é, supondo uma combustão completa que servirá como referência à uma reação estequiométrica ideal, pode ser descrito como a relação entre a massa, ou vazão em massa de combustível e ar, que formam a mistura:

$$\mathbf{F_e} = \frac{m_{comb}}{m_{ar}} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} \qquad \text{Equação (16)}$$

Onde: F_e - Relação combustível-ar

$\dot{m}_{comb}$ - Massa, ou vazão em massa de combustível.

$\dot{m}_{ar}$ - Massa de ar, ou vazão em massa de ar.

De uma forma geral, o comportamento da mistura não depende apenas da sua composição média, mas principalmente de sua homogeneização do vapor de combustível, desta forma, quando o quociente desta razão for um, a queima da mistura denomina-se estequiométrica.

Turbina a gás

Considera-se que os gases aquecidos e os de resfriamento misturam-se antes da entrada da turbina. A mistura é então expandida adiabaticamente até a pressão de descarga. Durante a expansão não há mistura de fluxos, de forma que a composição e a vazão dos gases não se alteram entre a entrada e saída da turbina.

Adotando-se essas condições, o balanço de energia pode ser expresso pela através da equação 12, onde se considera uma expansão adiabática.

$$\mathbf{W}_{TBgás} = \dot{m}_{ar+comb}(\mathbf{h}_e - h_s) \qquad \text{Equação (17)}$$

Caldeira de recuperação de calor

A função básica deste componente é aproveitar o conteúdo de um fluxo de gases a alta temperatura para gerar vapor. Assim, este componente recebe uma vazão de gás a uma pressão especificada e deve aquecer o líquido de forma a obter vapor superaquecido.

Neste componente não existe processos reativos ou misturas de fluxos, dessa forma a composição dos fluidos não se altera. A caldeira será considerada como sendo um trocador de calor onde a energia é transferida de um fluido quente (gases aquecidos) e um fluido frio (água). O balanço deste componente é dado por:

$$\Sigma\dot{m}.\mathbf{h}_e = \Sigma\dot{m}.\mathbf{h}_s \qquad \text{Equação (18)}$$

Turbina a vapor

Para a simplificação do equacionamento, aplicando o princípio da continuidade ao considerar a turbina a vapor como adiabática, o balanço de energia para este componente é expresso pela equação:

$$W_{TBvap} = \dot{m}_{H_2O}.(\mathbf{h}_e - \mathbf{h}_s) \qquad \text{Equação (19)}$$

O conceito de rendimento isentrópico para determinar a condição de descarga da turbina, é dado pela equação 15.

$$\eta_{TBvap} = \frac{\mathrm{W}_{real}}{\mathrm{W}_{teórico}} = \frac{\mathrm{h}_e - \mathrm{h}_{sR}}{\mathrm{h}_e - \mathrm{h}_{sT}} \qquad \text{Equação (20)}$$

Condensador

Este componente converte o vapor expandido na turbina em líquido para que possa ser novamente comprimido. No caso do trocador de calor não há mistura de massa envolvida, assim, não existem reações ou misturas de fluxo de forma que a composição dos fluidos não se altera.

Deste modo, o balanço de energia para o condensador ideal é dado por:

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_s - h_e) \qquad \text{Equação (21)}$$

Bomba de água

Tem como função elevar a pressão da água antes que esta seja inserida na caldeira de recuperação. Para este componente utiliza-se conceito de eficiência juntamente com o balanço de energia de forma que estes dois conceitos se apresentam em uma única equação, visto que a modelagem termodinâmica deste componente é considerada isotérmica. O equacionamento que relaciona a quantidade de energia transferida para o fluido com aquela consumida pela bomba é dado como:

$$\eta_{bom} = \frac{W_{teórico}}{W_{real}} = \frac{h_{sT} - h_e}{h_{sR} - h_e} \qquad \text{Equação (22)}$$

Além disso, como as pressões de entrada e de saída são determinadas por fatores externos, é possível relacionar o balanço energético na bomba como:

$$h_s = h_e + 0,001 \cdot (P_s - P_e) \qquad \text{Equação (23)}$$

- <u>Dimensionamento da instalação</u>

Para descrever os parâmetros e hipóteses utilizados na modelagem do ciclo proposto, durante o desenvolvimento a Figura 10 norteará os estados termodinâmicos.

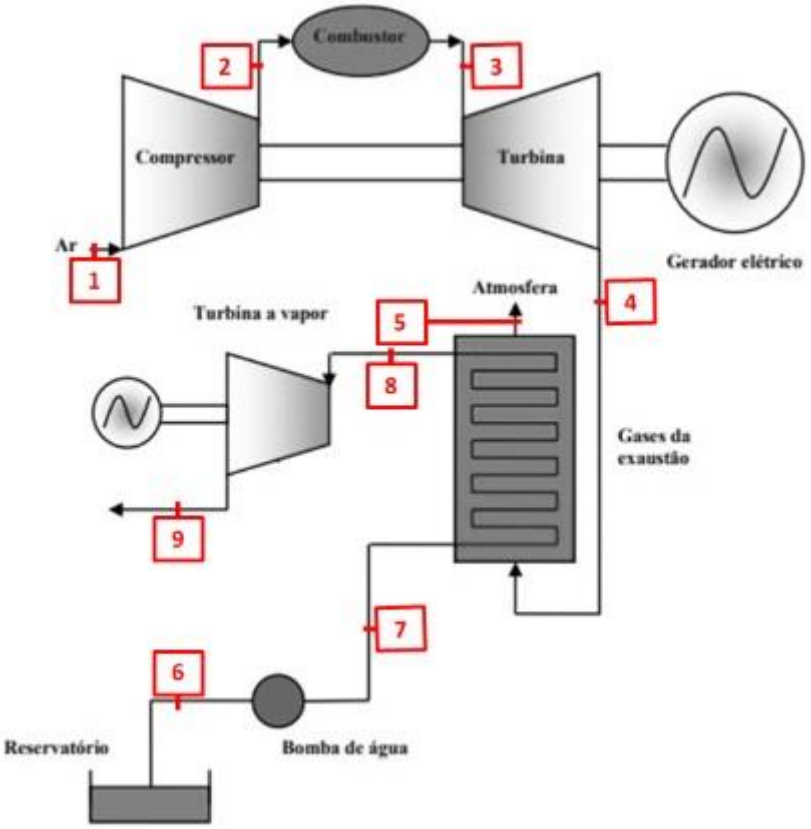


Figura 10: Indicação dos estados termodinâmicos.

Foi feita a escolha da estrutura combinada Brayton-Rankine com o objetivo de melhorar a eficiência térmica do ciclo, visto que esta combinação permite uma geração de energia elétrica em quantidades expressivamente superiores aos ciclos tradicionais.

Além disso, os recursos disponíveis possibilitam seu uso. O gás-combustível, é aplicado no primeiro ciclo e sua temperatura residual pode aquecer uma caldeira a vapor que é alimentada por água de reuso, produzida pela própria estação.

Para tanto, serão utilizados como premissas e variáveis assumidas no modelo:

- Temperatura $T_1 = T_6 \rightarrow 298{,}15K$
- Pressões $P_1 = P_5 = P_6 \rightarrow 100{,}00$ kPa
- Pressão cedida pela bomba $P_{Bomb} \rightarrow 4.104$ kPa
- Cp_{ar} (25°C) → 1,013 kJ/kg. K
- $Cp_{água}$ (25°C) → 4,178 kJ/kg. K
- Constante adiabática k → 1,4
- Vazão em massa de água $m_{água} \rightarrow 0{,}25$ kg/s
- Ar como gás termicamente perfeito;
- Combustão estequiométrica na câmara de combustão;
- Escoamento simples, sem perdas de carga na câmara de combustão e nas tubulações;
- Processo em regime permanente;
- Variações de energia cinética e potencial desprezível;

Para a determinação da estequiometria da combustão do biogás, o valor de referência para a relação de quantidade de ar teórica necessária para uma combustão completa, pode ser estimado considerando o peso molecular das unidades de combustível e comburente que podem ser obtidas a partir da reação química indicada:

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2 \qquad \text{Equação (23)}$$

Onde teoricamente, este seria a razão da mistura com o qual a turbina apresentaria a sua máxima potência. Deste modo, uma vez calculado o peso molecular dos reagentes (metano e ar), conforme o peso atômico indicado na Tabela 3, conclui-se que a massa combustível-comburente corresponde respectivamente a 16,05 g/mol e 137,28 g/mol. Desta forma, a relação entre as massas é dada por:

$$F_e = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{16{,}05}{137{,}28} \rightarrow F_e = 0{,}1169$$

Tabela 3: Peso atômico dos elementos que compõem a mistura ar-combustível.

Fonte: Fogaça, Jennifer - Mundo Educação (2018)

Elemento	Descrição	Peso atômico
C	Carbono	12,01 g/mol
H	Hidrogênio	1,01 g/mol
O	Oxigênio	8,00 g/mol
N	Nitrogênio	7,00 g/mol

O que representa uma fração ar-combustível aproximado de ⅛, relação esta correspondente ao inverso da relação combustível-ar. Portanto, para que ocorra a combustão em 1 kg de metano (biogás) são necessários 8 kg de ar atmosférico.

Todavia, uma vez conhecido o potencial de geração média de biogás no processo de tratamento, é possível calcular a vazão em massa de ar que respeite a proporção estequiométrica de combustão, onde:

$$F_e = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{1}{8}$$

Onde:

$$\dot{m}_{ar} = 8.\dot{m}_{comb} = 8.9,04.10^{-2} \rightarrow \dot{m}_{ar} = 0,7232\ [\frac{kg}{s}]$$

A razão de compressão, r_{cp}, foi obtida através de simulações expostas no gráfico 9, onde, para um processo isoentrópico, buscou-se uma melhor relação entre o trabalho útil gerado pela turbina a gás e a taxa de compressão para o ciclo Brayton.

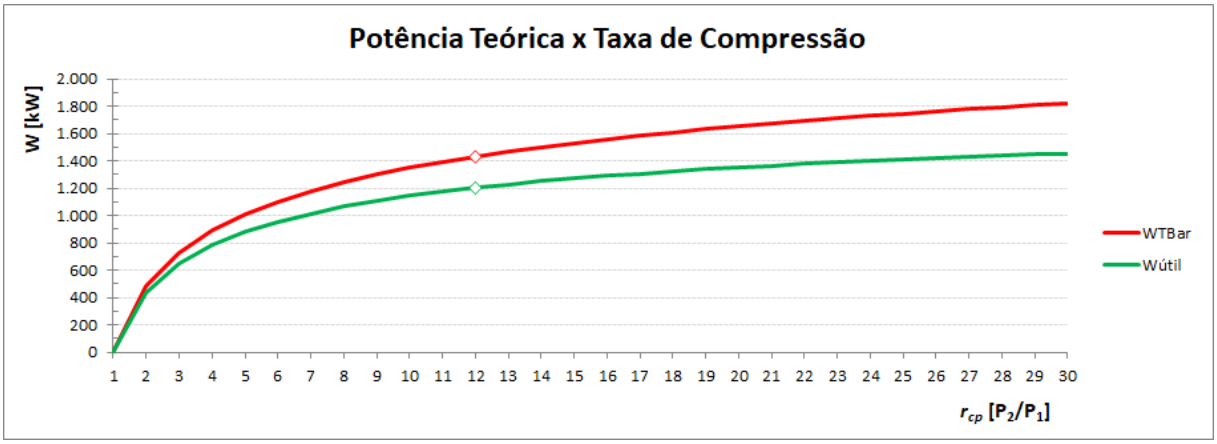


Figura 11: Dimensionamento da razão de compressão.

Inicialmente, com a razão de compressão igual a 1, a potência do ciclo de Brayton é nula. Isso ocorre porque, uma vez respeitando a lei de conservação de energia, teremos para os estados 1 e 2 os mesmos valores de pressão parcial e assim, os mesmos valores para as suas entalpias. Não havendo diferença entre elas, a potência se anula.

Com o aumento de taxa de compressão, a potência do ciclo de Brayton tende aumentar de forma neperiana. Tal aumento é notório, mas ocorre de forma gradual, de modo que considerando a busca por maiores valores de potência, é possível admitir uma taxa de compressão de 12:1 como bons resultados.

Dimensionamento da Instalação

O equacionamento do ciclo combinado se inicia no ciclo de Brayton e tem como finalidade o cálculo da potência gerada e temperatura de saída da turbina a gás. Assim, a condição de entrada no trocador de calor é encontrada, possibilitando a alimentação do ciclo de Rankine.

Baseado nos apêndices A e B do livro "Fundamentos da Termodinâmica" da Série de Van Wylen, foram utilizadas as sub-rotinas e tabelas de propriedades termodinâmicas dedicadas a Brayton e Rankine respectivamente.

Primeiramente, com o estado 1 (entrada) muito bem definidos (Pressão e Temperatura) é possível obter a entalpia h_1, e considerando o compressor como isoentrópico, pode-se utilizar sua razão de compressão para obtenção da temperatura relativa ao estado 2, onde:

$$Para\ [T_1 = 298,15\ K; P_1 = 100\ kPa] \rightarrow h_1 = 298,62\ [\frac{kJ}{kg}]$$

$$T_2 = T_1\ [\frac{P_2}{P_1}]^{[\frac{k-1}{k}]} = 298,15[\frac{12}{1}]^{[\frac{1,4-1}{1,4}]} \rightarrow T_2 = 606,42\ K \rightarrow h_1 = 298,62\ [\frac{kJ}{kg}]$$

Considerando uma combustão completa a pressão constante dentro da câmara, temos que sua pressão de entrada, P_2 é igual a sua pressão de saída, P_3. Uma vez definindo a temperatura T_3, define-se o estado 3. Aplicando a primeira lei da termodinâmica na câmara de combustão, temos:

$$Q_{cc} + \dot{m}_{ar}.h_2 = \dot{m}_{ar}.h_3$$

$$h_3 = \frac{Q_{cc}}{\dot{m}_{ar}} + h_2$$

Onde:

$$Q_{cc} = \mathrm{PCI}_{comb} \cdot \dot{m}_{comb}$$

Logo:

$$h_3 = \frac{\mathrm{PCI}_{comb} \cdot \dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} + h_2 = h_3 = \frac{22712,13 \,.\, 9,04 \,.\, 10^{-2}}{0,7232} + 614,08 \rightarrow h_3 = 3453,1 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

A partir da entalpia h_3, é possível determinar a temperatura em que os gases deixam a câmara de combustão, deste modo, interpolando a entalpia encontrada no apêndice A das tabelas termodinâmicas, concluímos que T_3 é de aproximadamente 2945 K. Uma vez que máquinas térmicas reais apresentam rendimento usualmente inferior ao rendimento da máquina de Carnot operando entre as mesmas temperaturas extremas da máquina real, ao conhecer a temperatura máxima de trabalho do ciclo, é possível avaliar se este possui bom rendimento, para assim verificar a viabilidade de seu custo de implantação. Deste modo, o rendimento Carnot da instalação será:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} = 1 - \frac{298,15}{2945} \rightarrow \eta_{carnot} = 0,8988$$

Dando continuidade ao desenvolvimento do dimensionamento dos estados termodinâmicos do ciclo, considerando a turbina como isentrópico a temperatura T_4 e a pressão P_4 também podem ser encontrados pelo equacionamento da razão de descompressão, sendo:

$$T_4 = T_3 \left[\frac{P_4}{P_3}\right]^{\left[\frac{k-1}{k}\right]} = 2945.\left[\frac{1}{12}\right]^{\left[\frac{1,4-1}{1,4}\right]} \rightarrow T_4 = 1447,93\ K \rightarrow h_4 = 1572,91 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

A quantidade de calor trocada entre os ciclos é utilizada para definir os estados que o compõe, visto que, este volume de controle opera em regime permanente. Aplicando a lei de conservação de energia no permutador de calor, temos:

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_4 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_7 = \dot{m}_{ar} \cdot h_5 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_8 \qquad \text{Equação (24)}$$

Considerando o estado 6 (entrada da bomba) como líquido saturado, visto que este vem do reservatório de água de reuso, pode-se utilizar a temperatura T_6 e pressão P_6 para encontrar a entalpia h_6.

Onde:

$$\textit{Para água saturada}\ [T_6 = 25°C; P_6 = 100\ kPa] \rightarrow h_6 = 417,44 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Adotando-se a bomba como um processo isoentrópico, é possível relacionar o balanço energético nesta, uma vez que:

$$h_7 = h_6 + 0,001.(P_7 - P_6) = 417,44 + 0,001.(4000 - 100) \rightarrow h_7 = 457,34 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Ciente que a eficiência do ciclo Rankine é limitada pelo alto calor de vaporização do fluido de trabalho, a pressão e a temperatura deste dependem de vários fatores, incluindo a necessidade de se acomodar às condições exigidas, logo:

$$\textit{Para vapor d'água superaquecido}$$
$$[T_8 = 800°C; P_8 = 4000\ kPa] \rightarrow h_8 = 3978,80 \left[\frac{kJ}{kg}\right]; s_8 = 6,662 \left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$$

Uma vez conhecido os estados termodinâmicos que compõem o trocador de calor, ao manipularmos algebricamente a equação de conservação de energia no permutador, conclui-se que:

$$h_5 = h_4 - \frac{\dot{m}_{H_2O}.(h_8 - h_7)}{\dot{m}_{ar}} = 1572,91 - \frac{0,25.(3978,8 - 457,34)}{0,7232} \rightarrow h_5 = 355,60\ [\frac{kJ}{kg}]$$

Considerando o estado 8 (entrada da turbina a vapor) como vapor d'água superaquecido, pode-se utilizar a entalpia, h_8 e a entropia, s_8 para quantificar o estado 9 (saída da turbina a vapor), já que o processo de expansão na turbina pode ser simplificado como sendo isentrópico.

Diante disso, tem-se como o estado ideal de expansão s_8 igual a s_9, possibilitando obter o título x_9 necessário aos cálculos relacionados ao ciclo a vapor. Para tanto, temos:

$$s_8 = s_9 = s_l + x.s_{lv} \qquad \text{Equação (25)}$$

Em que:

$$Para\ água\ saturada\ [P_9 = 100\ kPa] \rightarrow s_l = 1,3025\ \left[\frac{kJ}{kg.K}\right]; s_{lv} = 6,0568\ \left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$$

Temos:

$$x = \frac{(s_9 - s_l)}{s_{lv}} = \frac{(6,6662 - 1,3025)}{6,0568} \rightarrow x = 0,8856$$

Uma vez conhecido o título e a pressão do fluido de saída da turbina a vapor, podemos executar o mesmo raciocínio para a obtenção da entalpia h_9, onde:

$$Para\ água\ saturada\ [P_9 = 100\ kPa] \rightarrow h_l = 417,44\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]; h_{lv} = 2258,02\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Logo:

$$h_9 = h_l + x.h_{lv} = 417,44 + 0,8856.2258,02 \rightarrow h_9 = 2417,14\ [\frac{kJ}{kg}]$$

Uma vez caracterizado todos os estados indicados ao longo do ciclo, e considerando adiabática a análise ideal para os processos de conservação de energia por unidade de massa, em que as mudanças de energia cinética e potencial dos fluidos de trabalho são negligenciadas, ao aplicar o equacionamento simplificado da primeira lei da termodinâmica nos geradores de potência, temos:

$$\dot{m}.h_e = W + \dot{m}.h_s \qquad \text{Equação (26)}$$

De modo que:

$$W = \dot{m}.(h_e - h_s)$$

Onde:
W - Trabalho [kW]
$\dot{m}$ - Vazão mássica [kg/s]
h_e - Entalpia de entrada [kJ/kg]
h_s - Entalpia de saída [kJ/kg]

Portanto:

$$W_{Cp} = 0,7232.(298,62 - 614,08) \rightarrow W_{Cp} = -228,14\ [kW]$$
$$W_{TBgás} = 0,7232.(3453,10 - 1572,91) \rightarrow W_{TBgás} = +1359,75\ [kW]$$
$$W_{TBvap} = 0,25.(3798,80 - 2417,14) \rightarrow W_{TBvap} = +390,42\ [kW]$$
$$W_{Bom} = 0,25.(417,44 - 457,34) \rightarrow W_{Bom} = -9,98\ [kW]$$

A eficiência do ciclo representa a relação entre a energia fornecida ao sistema (calor) e a energia produzida por este (trabalho útil), desta forma pode-se equacionar a eficiência do processo como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{útil}}{Q_{CC}}$$ Equação (27)

Onde:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\Sigma W_{útil}}{PCI_{comb} \cdot \dot{m}_{comb}} = \frac{1512,05}{22712,13 \,.\, 9,04 \,.\, 10^{-2}} \rightarrow \eta_{ciclo} = 0,7364$$

Segundo NETO e TOLMASQUIM da Sociedade Brasileira de Planejamento Energético - SBPE, as usinas termoelétricas apresentam eficiências teóricas para ciclos combinados, η_{ciclo} varia entre 55 e 60% em bancadas de testes em condições ambientais perfeitas e com auxiliares externos.

Viabilidade Econômica

Segundo Vicente NETO e Mauricio TOLMASQUIM da Sociedade Brasileira de Planejamento Energético - SBPE, apesar das elevadas eficiências projetadas para os ciclos combinados baseados em combustíveis gaseificados, os aspectos tecnológicos e a confiabilidade dos sistemas são ainda um o ponto crítico do seu desenvolvimento. Com este pensamento, o programa norte americano de desenvolvimento de energia a partir da biomassa do Departamento de Energia dos EUA (US DOE Biomass Power Program), em cooperação com o Instituto de Pesquisa de Energia Elétrica (EPRI), o Laboratório Nacional Oak Ridge (ORNL) e agências estaduais de energia realizaram um acordo para financiar estudos de caso (CRAIG et al., 1995). A análise econômica dos sistemas em desenvolvimento é elaborada em função de uma planta ideal que representa o desempenho econômico definitivo para a tecnologia em questão.

Um investidor ou analista de política energética pode usar uma variedade de indicadores para avaliar a atratividade financeira de um projeto de geração de energia elétrica. A escolha depende frequentemente do propósito da análise, porém, a maioria começa com estimativas do custo de capital do projeto, produção de energia elétrica projetada, rendas anuais, despesas e deduções (GEORGE, SCHWEIZER, 1997).

Uma vez conhecida a potência útil disponibilizada pelo ciclo termodinâmico apresentado, é possível quantificar a produção de energia elétrica produzida, visto que a potência elétrica e a capacidade de quantificar o trabalho disponibilizado por uma unidade de tempo, podendo ser equacionada como:

$$E_{gerada} = W_{útil} \,.\, t$$ Equação (28)

Onde: E - Energia elétrica [kWh]
t - Tempo [1 h]

Portanto:

$$E_{gerada} = 1512,05\ [kW.h]$$

Deste modo, aplicando o cálculo de custo com energia elétrica mensal recuperada como base na tabela de tarifas aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B) da REN ANEEL nº 626 de 30 de setembro de 2014, para um mês de 30 dias (720 horas), a instalação possui capacidade média para gerar 1.088.676,0 kWh/mês. Portanto, o custo médio de energia gerado pela estação será:

$$C_{EM} = C_M . TE = 1088676 \,.\, 0,27087 \rightarrow C_{EMgerado} = 294889,67\ [\frac{R\$}{mês}]$$

Ainda segundo NETO e TOLMASQUIM, a equação econômica da oferta de energia elétrica de origem termoelétrica passa por três termos principais: os investimentos e os custos de capital, os juros dos financiamentos concedidos e a tributação e o custo de combustível. Deste modo, o investimento inicial relacionado ao gaseificador e seus sistemas auxiliares é considerável, da ordem de 1.300,00 US$/kW ($W_{útil}$).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

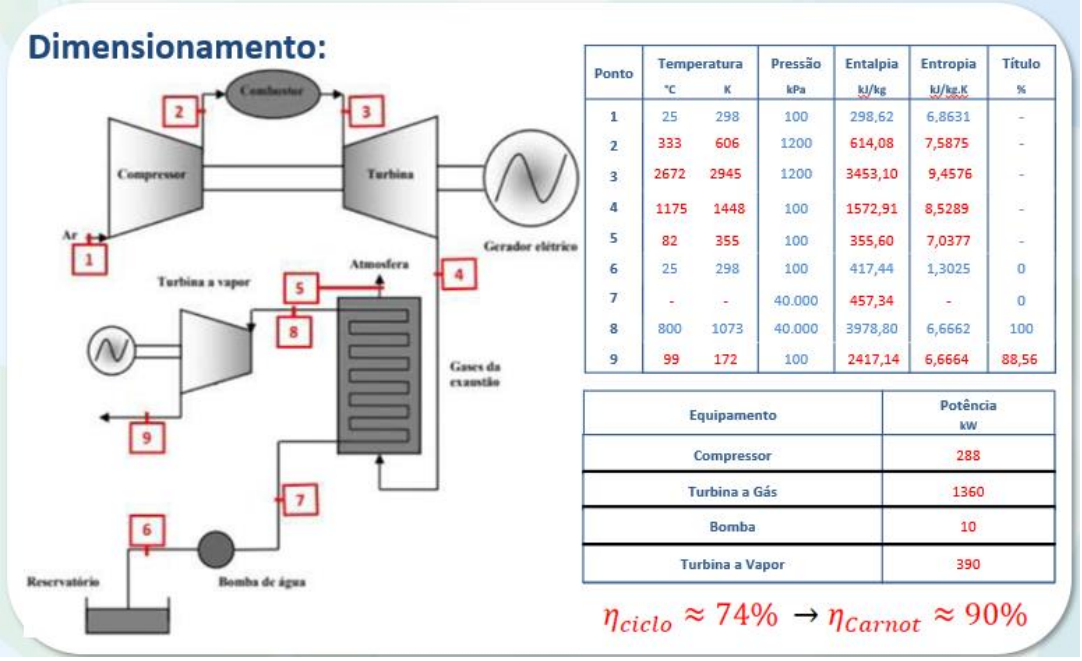
A descrição do tratamento bem como suas análises de eficiência para a recuperação e uso do biogás, está vinculada a características específicas do sistema. Deste modo, a quantidade de efluentes tratados e suas características biológicas devem ser suficientes para fornecer gás para alimentar um grupo gerador.

Baseado nos relatórios cedidos pela companhia, podemos tabular as concentrações de DBO, SSV e SST importantes para caracterização da instalação, que consequentemente influenciam na capacidade de produção do biogás.

Tabela 4: Capacidades de tratamento primário e secundário.

Tratamento Primário				Tratamento Secundário			
SST	Sólidos Suspensos Totais	280,0	mg/L	SST	Sólidos Suspensos Totais	4.000,0	mg/L
SSV	Sólidos Suspensos Voláteis	200,0	mg/L	SSV	Sólidos Suspensos Voláteis	3.100,0	mg/L
DBO	Demanda Bioquímica de Oxigênio	160,0	mg/L	DBO	Demanda Bioquímica de Oxigênio	200,0	mg/L
α	Taxa de remoção média de M.O	60,0	%	β	Taxa de remoção média de M.O	76,0	%
$\dot{m}_p$	Vazão em massa de M.O	604,8	kg/h	$\dot{m}_s$	Vazão em massa de M.O	706,1	kg/h

Uma vez conhecido os parâmetros de análise do efluente, foi possível extrair a quantidade de energia necessária para a degradação da matéria orgânica nos processos biológicos e geração de subproduto combustível. Baseado nestas informações qualitativas do efluente, podemos enunciar que a instalação possui **capacidade de geração de 9,04. 10^{-2} kg/s de biogás** com **capacidade calorífica de aproximadamente 22.712,13 kJ/kg**, o que representa um calor, (Qcc), **disponibilizado ao ciclo combinado de 2.053,18 kW.**



Ponto	Temperatura °C	Temperatura K	Pressão kPa	Entalpia kJ/kg	Entropia kJ/kg.K	Título %
1	25	298	100	298,62	6,8631	-
2	333	606	1200	614,08	7,5875	-
3	2672	2945	1200	3453,10	9,4576	-
4	1175	1448	100	1572,91	8,5289	-
5	82	355	100	355,60	7,0377	-
6	25	298	100	417,44	1,3025	0
7	-	-	40.000	457,34	-	0
8	800	1073	40.000	3978,80	6,6662	100
9	99	172	100	2417,14	6,6664	88,56

Equipamento	Potência kW
Compressor	288
Turbina a Gás	1360
Bomba	10
Turbina a Vapor	390

Figura 12: Dimensionamento da instalação.

Uma vez estudados os estados termodinâmicos conforme identificados na Figura 12, foi possível demonstrar que a potência útil **($W_{útil}$) possível ao sistema será de 1.512,05 kW** (sob regime permanente, com variações de energia cinética e potencial desprezíveis) o que representa um **potencial de geração de energia elétrica de 1.088.676 kWh/mês o que proporciona uma redução de custo no consumo de energia na ordem de 294.889,67 R$/mês.**

Em complemento a estes dados, conforme apresentado por NETO e TOLMASQUIM, a implementação de uma usina semelhante à proposta, tem o custo médio de US$ 1.300,00 a cada quilowatt de potência útil gerada, **o que representaria uma instalação de aproximadamente R$ 7,1 milhões de reais** (sob uma cotação média do dólar em 2018 de R$3,6025), deste modo, o período de retorno desse capital ou **payback estimado é de pouco menos de 24 meses, ou 2 anos.**

CONCLUSÃO

Para ser alcançado, o desenvolvimento sustentável depende de planejamento e do reconhecimento de que os recursos naturais são finitos, o que sugere, de fato, a redução do uso de matérias-primas e produtos, além do aumento da reutilização e reciclagem.

Baseado nisso, o presente trabalho teve como eixo central a discussão da viabilidade técnica para o uso do biogás proveniente da fermentação de lodo em estações de tratamento de esgotos para a geração de energia elétrica, visto que o gerenciamento desta atividade pode beneficiar o meio ambiente, a qualidade dos serviços prestados por estas instalações e a situação financeira das partes interessadas.

A geração por ciclo combinado justifica-se energeticamente pela economia de combustível que o processo traz frente à produção convencional de energia térmica e eletromecânica em separado, entretanto a estratégia de investimento deve contemplar fatores relacionados à eficiência econômica e a eficiência energético-térmica.

Analisando as possibilidades econômicas geradas por esse empreendimento, pode-se notar a economia pela autoprodução de parte (ou integral) da energia elétrica, uma vez que nota-se que a autogeração de energia proporciona uma receita média teórica de R$ 294.889,67 (valor 12% superior ao custo médio de energia elétrica gasto na instalação).

Embora os resultados de eficiência teórica para o ciclo, η_{ciclo}, apresentado seja de aproximadamente de 74%, sabe-se que o desempenho real será menor, uma vez que há perdas inerentes ao processo. Entretanto, mesmo no pior dos cenários apresentados por NETO e TOLMASQUIM, uma instalação com rendimento de 55% ainda é interessante, visto que à possibilidade de utilização da energia que naturalmente se perde no processo, além da independência em relação ao suprimento fornecido por terceiros – no caso brasileiro, pelas distribuidoras ou comercializadoras de energia elétrica.

Baseado nos estudos dos aspectos da tecnologia, do benefício econômico e ao meio ambiente, conclui-se que a utilização do poder calorífico do biogás é viável do ponto de vista técnico, econômico e legal. Contudo, recomenda-se que sejam agregadas a este estudo, um aprofundamento nas análises de perdas energéticas em cada componente da instalação assim como para o tratamento de secagem de lodo, visto que este ainda pode ser capitalizado às empresas de insumo agrícola, fertilizante ou mesmo na construção civil, visando assim, o aumento do fator de carga da planta de cogeração e a consequente diluição dos custos de implantação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ROSA, José Antônio; Produção e Uso Energético de Biogás de Estação de Tratamento de Esgoto: Barreiras e Oportunidades; São Paulo; USP-Universidade de São Paulo, 2017.
2. CAIXETA, Ana Paula; Produção de Biogás a Partir de Resíduos Orgânicos Utilizando Biodigestor Anaeróbico; Uberlândia-MG; UFU - Universidade Federal de Uberlândia, 2017.
3. ReCESA; Esgotamento Sanitário – Processos de Tratamento de Esgotos - Nível 1; Brasil; ReCESA-Rede de Capacitação e Extensão Tecnológica em Saneamento Ambiental
4. OLIVER, A. de P. M. et al. Manual de treinamento em biodigestão. Salvador: Winrock, 2008.
5. DEUBLEIN, D., STEINHAUSER; A. Biogas from waste and renewable resources,; WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2008
6. Programas do MMA. Portal do Ministério do Meio Ambiente, 2018. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/programas-mma>. Acesso em: 26 jul. 2018.
7. HADDAD, Paulo R. Políticas públicas ambientais. O Estado de S. Paulo,17 Junho 2010.Disponível em: <https://economia.estadao.com.br/noticias/geral,politicas-publicas-ambientais-imp-,567831>. Acesso em: 26 jul. 2018.
8. RESUMO DAS CARACTERÍSTICAS METEOROLÓGICAS DE 2015. Boletim Climatológico anual da Estação Meteorológica do IAG/USP - 2015 São Paulo; Disponível em: <http://www.estacao.iag.usp.br/Boletins/2015.pdf>. Acesso em: 24 ago. 2018.
9. AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL: Regulamentação da Conta de Desenvolvimento Energético – CDE – Decreto nº 9022/2017. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2017800.pdf>. Acesso em: 26 ago. 2018.
10. PBMC, 2016: Mudanças Climáticas e Cidades. Relatório Especial de Painel Brasileiro de Mudanças Climáticas [Ribeiro, S.K., Santos, A.S. (Eds.)]. PBMC, COPPE - UFRJ. Rio de Janeiro, Brasil. 116p. ISBN: 978-85-285-0344-9.
11. RITA, Bruno Santa. Eficiência energética pode poupar ao Brasil R$ 6,4 bilhões em 2020. Correio Braziliense. Postado em 10/04/2018 19h30min - atualizado em 10/04/2018 19h37min. Disponível em:

<https://www.correiobraziliense.com.br/app/noticia/economia/2018/04/10/internas_economia,672555/eficiencia-energetica-pode-poupar-ao-brasil-r-6-4-bilhoes-em-2020.shtml>. Acesso em: 06 ago. 2018.

12. WYLEN, Van; Fundamentos da Termodinâmica. Tradução da 8ª edição norte-americana. São Paulo: Blücher, 2013.

13. BRASIL. Tribunal Regional Federal (1° Região). Apelação cível nº 1.163.020 - RS (2009/0205525-4). Apelante: RANDON SA IMPLEMENTOS E PARTICIPAÇÕES. Apelada: ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL. Relator: MINISTRO OLINDO MENEZES (DESEMBARGADOR CONVOCADO DO TRF 1ª REGIÃO). Brasília, 1º de fevereiro de 2016. Lex: jurisprudência do STJ e Tribunais Regionais Federais.

14. Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis ANP Nº 104, de 08 de Julho de 2002. Diário Oficial da União de 9.7.2002. Brasília, 2002. .

15. NETO, Vicente & TOLMASQUIM, Mauricio. Avaliação econômica da cogeração em ciclo combinado com gaseificação de biomassa e gás natural no setor sucroalcooleiro. Revista Brasileira de Energia Vol.8 - N°2. Disponível em: <https://sbpe.org.br/index.php/rbe/article/view/146/129>. Acesso em 18 Ago. 2018.