



UFC

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ

CENTRO DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA DE ENERGIAS RENOVÁVEIS

JOHNATHAS ALMEIDA MARREIRA

**TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA UTILIZANDO BIOGÁS DA
ROTA DE RESÍDUOS ORGÂNICOS: ASPECTOS NORMATIVOS E
MODELAGEM**

FORTALEZA

2021

JOHNATHAS ALMEIDA MARREIRA

TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA UTILIZANDO BIOGÁS DA ROTA
DE RESÍDUOS ORGÂNICOS: ASPECTOS NORMATIVOS E MODELAGEM

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade Federal do
Ceará, como requisito parcial à obtenção
do título de Engenheiro de Energias
Renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Ronaldo Stefanutti.

FORTALEZA

2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- M324t Marreira, Johnathas Almeida.
Tecnologias de geração distribuída utilizando biogás da rota de resíduos orgânicos : aspectos normativos e modelagem / Johnathas Almeida Marreira. – 2021.
89 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia de Energias Renováveis, Fortaleza, 2021.
Orientação: Prof. Dr. Ronaldo Stefanutti.
1. Geração distribuída. 2. Biogás . 3. Resíduos sólidos orgânicos . 4. Modelagem termodinâmica . 5. Distributed generation . I. Título.

CDD 621.042

JOHNATHAS ALMEIDA MARREIRA

TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA UTILIZANDO BIOGÁS DA ROTA
DE RESÍDUOS ORGÂNICOS: ASPECTOS NORMATIVOS E MODELAGEM

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade Federal do
Ceará, como requisito parcial à obtenção
do título de Engenheiro de Energias
Renováveis

Aprovada em: 07 / 04 / 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Ronaldo Stefanutti (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dra. Ana Fabiola Leite Almeida
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Dr. Ari Clecius Alves de Lima
Fundação Núcleo de Tecnologia Industrial do Ceará (NUTEC)

A Deus.
Aos meus pais, Jósimo e Márcia.

AGRADECIMENTOS

À minha família, que sempre me deu o suporte necessário para fazer com que minha formação fosse a prioridade em minha vida. Também aos meus avós e tios, que sempre me ajudaram no que precisei ao longo dessa caminhada.

Aos meus amigos mais próximos da faculdade, que sempre estiveram comigo nos melhores e piores momentos, e viveram toda a Graduação comigo, sem vocês teria sido muito mais difícil ou até impossível, meu imenso obrigado.

Um parágrafo especial para ela, Fernanda Cardoso, pessoa ímpar que conheci e mudou os rumos de minha graduação. Você foi essencial. nessa caminhada.

Aos meus amigos de infância, vocês foram essenciais na criação de minhas ambições e projetos para o futuro.

Ao NUTEC, pela oportunidade de estágio e capacitação nessa área de conhecimento tão desafiadora.

Aos integrantes do LARSE, que me puseram no caminho do conhecimento e contribuíram para meu desenvolvimento. Um agradecimento especial ao mestre Epitacio Nascimento Filho, que me apontou um rumo a minha, ainda, pequena visão sobre o tema do trabalho.

Ao professor Carlos André Dias Bezerra, que me concedeu a honra de poder trabalhar com energia oceânica e, assim, ampliar meus horizontes.

Ao professor André Bueno, que me deu a oportunidade de conhecer a fundo motores de combustão interna e engrandecer minha experiência.

Ao professor Dr. Ronaldo Stefanutti, meu orientador, pela confiança e atenção nesses anos de jornada.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disponibilidade e atenção

“As pessoas não serão capazes de olhar para a posteridade, se não tiverem em consideração a experiência dos seus antepassados.”

Edmund Burke

RESUMO

Nas últimas décadas, a demanda por energia vem aumentando de maneira exponencial e, diante desse cenário, intensifica-se a pressão na matriz energética no que se refere à sua diversificação. Em vista disso, evidencia-se a necessidade da regulação estatal para que novas formas de tecnologias de geração tenham um crescimento robusto. Além da energia como demanda global, a preocupação com a destinação de resíduos gerados também tem se tornado uma questão pertinente para análise, apresentando-se como uma opção de destinação final a utilização desses resíduos para a geração de biogás, sendo esta uma alternativa promissora no âmbito energético. Dessa forma, realiza-se esta pesquisa com base em informações sobre as normas da geração distribuída no Brasil e suas revisões, de modo a investigar, também, as tecnologias que podem utilizar o biogás gerado a partir do tratamento de resíduos orgânicos. Para tanto, é necessário avaliar o arcabouço jurídico em relação à geração distribuída de energias, tendo em vista as melhorias técnicas, conceituais e de processo, bem como trazer um panorama sobre o uso de biogás em sistemas de geração de energia e sua evolução em termos normativos. Também é imprescindível realizar o levantamento das principais tecnologias utilizadas na geração distribuída de energia e sua adaptação - caso necessária - ao uso de biogás, assim como analisar, sob a ótica da modelagem termodinâmica, a eficiência de motores de combustão interna, microturbinas a gás e sistemas de ciclo combinado para geração de energia. Realiza-se, então, uma revisão bibliográfica dos assuntos citados. Diante disso, verifica-se que o arcabouço de regulamentação brasileiro vem se tornando robusto e acompanha o crescimento do setor de geração no país, apesar de possíveis contradições frente à opinião pública. Além disso, a utilização regulamentada do biogás da rota de resíduos orgânicos pode ser observada em crescimento contínuo e positivo. Ademais, com o apoio de dados e modelagem termodinâmica, pode-se obter uma melhoria na eficiência de máquinas e ciclos que são adaptados para trabalhar com o biogás, e de máquinas que já trabalham com combustíveis gasosos e são associadas para aumentar a eficiência térmica e elétrica de um sistema.

Palavras-chave: Geração Distribuída. Biogás. Resíduos Sólidos orgânicos. Modelagem termodinâmica

ABSTRACT

In the last decades, the demand for energy has been increasing exponentially and, in view of this scenario, pressure on the energy matrix has intensified with regard to its diversification. In view of this, the need for state regulation is evident in order for new forms of generation technologies to have a robust growth. In addition to energy as a global demand, the concern with the destination of generated waste has also become a relevant issue for analysis, presenting as a final destination option the use of this waste for the generation of biogas, this being a promising alternative in the energetic scope. Thus, this research is carried out based on information about the norms of distributed generation in Brazil and their revisions, in order to also investigate the technologies that can use the biogas generated from the treatment of organic waste. Therefore, it is necessary to evaluate the legal framework in relation to distributed energy generation, in view of technical, conceptual and process improvements, as well as providing an overview of the use of biogas in energy generation systems and their evolution in terms of normative. It is also essential to survey the main technologies used in distributed energy generation and their adaptation - if necessary - to the use of biogas, as well as to analyze, from the perspective of thermodynamic modeling, the efficiency of internal combustion engines, gas microturbines and combined cycle systems for power generation. Then, a bibliographic review of the subjects cited is carried out. Given this, it appears that the Brazilian regulatory framework has become robust and accompanies the growth of the generation sector in the country, despite possible contradictions in the face of public opinion. In addition, the regulated use of biogas from the organic waste route can be seen in continuous and positive growth. Furthermore, with the support of data and thermodynamic modeling, it is possible to obtain an improvement in the efficiency of machines and cycles that are adapted to work with biogas, and of machines that already work with gaseous fuels and are associated to increase thermal efficiency and electrical system.

Keywords: Distributed generation. Biogas. Organic waste. Thermodynamic modeling

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Capacidade instalada e prevista SIN 2020/2024	21
Figura 2 – Princípio de um sistema de cogeração.	24
Figura 3 – Modelo de um aterro sanitário.	27
Figura 4 – Sequência metabólica do processo de digestão.....	28
Figura 5 – Detalhamento da cadeia de valor do biogás em um aterro sanitário.....	29
Figura 6 – Evolução do ambiente regulatório em relação ao biogás.....	30
Figura 7 – Processo de acesso e suas etapas.....	31
Figura 8 – Número de conexões da Geração distribuída até maio/2020.....	34
Figura 9 – Custos na composição tarifária.	35
Figura 10 – Componentes e sua média percentual na tarifa de energia.	35
Figura 11 – Evolução do payback para GD local conforme proposta.....	38
Figura 12 – Evolução do payback anual para GD remota conforme proposta.....	39
Figura 13 – Fluxograma das possibilidades de utilização do biogás.....	41
Figura 14 – Desenho esquemático do processo de produção de movimento.....	45
Figura 15 – Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna	45
Figura 16 – Ilustração do funcionamento de um MCI.....	47
Figura 17 – Diagrama P-V do ciclo teórico.....	48
Figura 18 – Diagrama T-S do ciclo teórico	48
Figura 19 – Eficiência volumétrica versus rotação do motor	55
Figura 20 – Relação entre o consumo específico, a potência efetiva e a rotação.....	56
Figura 21 – Relação entre a taxa de compressão e consumo específico.	57
Figura 22 – Relação entre a taxa de compressão e eficiência.	58
Figura 23 – Esquema simplificado de um ciclo Brayton.....	59
Figura 24 – Diagrama P-V do ciclo ideal Brayton.....	61
Figura 25 – Diagrama T-s do ciclo ideal Brayton.	61
Figura 26 – Diagrama H-s para ciclo real e ideal	62
Figura 27 – Interior da microturbina Capstone.	63
Figura 28 – Fluxo de massa na câmara de combustão	71
Figura 29 – Eficiência térmica em função da razão de compressão.....	75
Figura 30 – Esquema de funcionamento de um ciclo Rankine.	77
Figura 31 – Diagrama da Temperatura x Entropia no ciclo de Rankine	77
Figura 32 – Diagrama do ciclo combinado Brayton-Rankine.....	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela resumo dos critérios sobre micro e minigeração pela REN nº 687/2015.	22
Tabela 2 – Critérios de qualificação apresentados pela legislação da ANEEL.	23
Tabela 3 – Resumo das alterações feitas na norma.	33
Tabela 4 – Incidência da taxaço em cada cenário.	37
Tabela 5 – Aspectos positivos e negativos da micro e minigeração distribuída.	40
Tabela 6 – Visão geral sobre motores de combustão interna alternativos.	42
Tabela 7 – Vantagens e desvantagens de motores de combustão interna alternativos. ...	42
Tabela 8 – Visão geral sobre microturbinas.	43
Tabela 9 – Vantagens e desvantagens de microturbinas.	43
Tabela 10 – Poder calorífico inferior do biogás em função da composição química.	46
Tabela 11 – Diferenças entre ciclo real e o teórico.	50
Tabela 12 – Considerações para o ciclo Brayton.	59
Tabela 13 – Diferenças entre ciclo ideal e real de turbinas a gás.	62
Tabela 14 – Vantagens e desvantagens do compressor centrífugo.	64
Tabela 15 – Coeficientes para o cálculo do calor específico em função da temperatura.	69
Tabela 16 – Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias de geração.	82

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AIR	Avaliação do Impacto Regulatório
CEC	Consumo Específico de Combustível
COFINS	Contribuição para Financiamento da Seguridade Social
CP	Consulta Pública
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GD	Geração Distribuída
GEE	Gases de Efeito Estufa
ICMS	Imposto sobre Circulação de Mercadorias
MCI	Motores de Combustão Interna
ONS	Operador Nacional do Sistema
PCI	Poder Calorífico Inferior
PDE	Plano Decenal de Energia
PIS	Programa de Integração Social e de Formação do Patrimônio do Servidor Público
PMI	Ponto Morto Inferior
PNAD	Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios
PNRS	Política Nacional de Resíduos Sólidos
PRODIST	Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional
REN	Resolução Normativa
RSU	Resíduo Sólido Urbano
SIN	Sistema Interligado Nacional
TSUD	Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição

LISTA DE SIMBOLOS

C_e	Consumo específico
C_p, C_v	Calor específico a pressão e volume constante, respectivamente
$C_{p,ar}$	Calor específico do ar
$C_{p,comb}$	Calor específico do combustível
$C_{p,g}$	Calor específico dos gases de combustão
Ne	Potência efetiva
Ni	Potência indicada
Np	Potência absorvida
P	Pressão
P_{amb}	Pressão ambiente
P_{cc}	Perda de carga na câmara.
P_m	Peso efetivo que adentra o cilindro no momento da admissão
P_0	Peso teórico máximo que poderia ser admitido
ΔP_e	Perda de pressão causada pelos obstáculos encontrados pelo ar
ΔP	Perda de pressão
Q_e, Q_h	Calor recebido
Q_s, Q_l	Calor cedido
Q_{comb}°	Calor liberado pelo combustível
T	Temperatura
T_i	Representa a temperatura após a compressão isentrópica
T_j	Representa a temperatura na entrada do compressor
V	Velocidade do fluido
V_{cil}	Cilindrada do motor
V_0	Volume da câmara de combustão
V_t	Volume total do cilindro
W	Trabalho
W_{1-2}	Trabalho de compressão
W_{3-4}	Trabalho de expansão
W_b	Trabalho da bomba
W_c	Trabalho do compressor
W_t	Trabalho da turbina

W_{tg}	Trabalho da turbina a gás
W_{tv}	Trabalho da turbina a vapor
W_{ideal}	Trabalho do ciclo ideal
W_{real}	Trabalho do ciclo real
W°	Trabalho realizado por unidade de massa
Z	Altura de um ponto do fluido
a, b, c, d	Coefficientes para o cálculo de calor específico
bwr	Back work ratio
g	Gravidade
h	Entalpia específica
k	Razão entre calores específicos
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar
mc	Consumo de combustível
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica do combustível
me	Vazão mássica
n	Rotação do motor
q°	Quantidade de calor por unidade de massa
u	Energia interna
ρ	Taxa de compressão
ρ_e	Densidade da mistura
η	Eficiência
η_{comb}	Eficiência de queima do combustível
η_{comp}	Eficiência do compressor
η_t	Rendimento da turbina
η_{tg}	Eficiência da turbina a gás
$\eta_{T,máquina}$	Eficiência térmica da microturbina
η_v	Eficiência volumétrica
η_{tv}	Eficiência da turbina a vapor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
2 OBJETIVOS	19
2.1 Objetivo Geral	19
2.2 Objetivos específicos	19
3 GERAÇÃO DISTRIBUÍDA E BIOGÁS DE RSU.	20
3.1 Aspectos gerais sobre geração distribuída.	20
3.2 Cogeração	22
3.3 Mecanismos de compensação.	25
3.4 Biogás gerado de RSU	26
4 REGULAMENTAÇÃO DA GERAÇÃO DISTRIBUÍDA	30
4.1 Normas e Revisões	30
4.2 A Regulação Tarifária no Brasil	34
4.3 Atual processo de revisão da REN 482/2012	36
4.3.1 AIR nº 003/2019 e seus cenários.	36
5 TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA UTILIZANDO BIOGÁS E ASPECTOS DE MODELAGEM	41
5.1 Motores de combustão interna a biogás	44
5.1.1 Teoria dos Motores de Combustão Interna	44
5.1.2 Parâmetros da combustão ligados a composição do biogás	46
5.1.3 Motores alternativos de Combustão Interna ciclo Otto; Princípio de funcionamento	47
5.1.4 Parâmetros influenciados pela utilização de biogás em motores convertidos	50
5.2 Microturbinas a biogás	58
5.2.1 Princípio de funcionamento e ciclo termodinâmico	58
5.2.2 Componentes	63
5.2.2.1 Compressor	63
5.2.2.2 Câmara de Combustão	64
5.2.3 Turbina	65
5.2.4 Análise energética para uma microturbina a gás.	66
5.3 Ciclo combinado	76
5.3.1 Ciclo de Rankine.	76

5.3.2 <i>Eficiência de um ciclo combinado</i>	80
6 CONCLUSÕES	84
REFERÊNCIAS	85

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda de energia elétrica e os problemas ambientais que são causados devido à forma centralizada de gerar energia têm dado espaço a um amplo debate em como melhorar nossos meios de geração, incluindo alterações em nossas normas regulamentadoras. O sistema brasileiro de energia é montado com a seguinte composição: geração, transmissão e distribuição. No modelo brasileiro, a geração ocorre por meio de grandes plantas centralizadas como hidroelétricas e termoelétricas. Com isso, devido à centralização da geração, diversos problemas são encontrados, tais como: perdas ao longo do caminho, devido à distância da fonte geradora até o consumidor final, e uma alta contribuição para emissão de poluentes (SILVA JUNIOR, 2017).

Assim, uma forma de contornar essa situação é a implementação de plantas de geração local, também conhecida como geração distribuída (GD). Desse modo, as perdas são reduzidas, pois a unidade geradora se encontra próximo à unidade consumidora. Existem, atualmente, tecnologias que facilitam essa acessibilidade à geração distribuída e outras que podem ser adaptadas para seu funcionamento com novas formas de combustíveis, como motores de combustão interna (MCI) que trabalham com biogás produzido a partir de resíduos urbanos.

Uma vez que o sistema precisa de um certo controle, até para a própria prevenção de acidentes e o monitoramento da quantidade de centrais de GD ligadas ao mesmo sistema, uma regulamentação é imposta e revisada à medida que o setor se desenvolve. No Brasil, existe a Resolução Normativa 482/2012, que trata da caracterização desses sistemas, e suas respectivas revisões (ANEEL, 2012). Também, tal regulamentação trata do sistema de compensação na aplicação do respectivo modelo de geração, sendo uma parte importante na determinação do impacto econômico que tais sistemas podem ter e podendo determinar, ou avançar, o ritmo de empregabilidade da geração distribuída.

Consoante a isso, devido às alterações climáticas, foi sendo repensada as formas e fontes de energia que a sociedade poderia utilizar sem causar grandes impactos ao meio ambiente. As energias renováveis têm tido um papel notável nesse assunto, pois confrontam o problema ambiental com tecnologias que geram energia e ao mesmo tempo diminuem a poluição ou impactos causados por essa geração. A geração de biogás por resíduos orgânicos é um exemplo que corrobora com essa afirmativa, pois é uma

excelente forma de reduzir impactos do resíduo orgânico e ainda uma fonte geradora de gás combustível (CAMPOS; GALIZA, 2016).

Sendo assim, esta pesquisa visa avaliar as principais tecnologias usadas em geração distribuída ou sistemas de cogeração que possam usar biogás como combustível. Bem como, realizar uma avaliação referente à legislação e às normas que dissertam sobre a geração distribuída e sua compensação, uma vez que tais fatores são de extrema relevância na busca da segurança energética para o país. Ademais, poder argumentar, apresentando visões diversas, sobre futuras revisões da norma e buscando uma melhor maneira de ajudar o crescimento do setor.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O seguinte trabalho de conclusão tem por finalidade avaliar as principais tecnologias usadas em geração distribuída com biogás, através de levantamento bibliográfico, e as legislações e normativas referentes à geração distribuída e seu sistema de compensação.

2.2 Objetivos específicos

Quanto aos objetivos específicos:

- Avaliar o arcabouço jurídico em relação à geração distribuída de energias, tendo em vista as melhorias técnicas, conceituais e de processo;
- Trazer um panorama sobre o uso de biogás em sistemas de geração de energia e sua evolução em termos normativos;
- Realizar levantamento das principais tecnologias utilizadas na geração distribuída de energia e sua adaptação ao uso de biogás, caso necessário;
- Analisar, sob a ótica da modelagem, a eficiência de motores de combustão interna, microturbinas a gás e sistemas de ciclo combinado para geração de energia.

3 GERAÇÃO DISTRIBUÍDA E BIOGÁS DE RESÍDUO SÓLIDO URBANO.

3.1 Aspectos gerais sobre geração distribuída.

O Brasil possui cerca de 99% dos domicílios com acesso à eletricidade, o equivalente a um total de 69,4 milhões de unidades residenciais, segundo dados de 2017 da PNAD - Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios (IPEA, 2019). Tal demanda segue crescente e a necessidade de uma discussão da diversificação da matriz apresenta-se como necessária na tentativa de descarbonização e diminuição das perdas relacionadas à transmissão.

Uma das tentativas de mudança em termos de produção de energia, de forma a reduzir o impacto de emissão de dióxido de carbono (CO₂), foi a inclusão de energias renováveis no âmbito da geração de energia. Também, de forma a reduzir as perdas por transmissão, considerou-se uma mudança estrutural no que se refere ao modelo em vigor, de modo a descentralizar a produção, trazendo para mais perto do consumidor final o processo de geração.

A geração distribuída (GD) não se limita a uma única definição, mas pode ser generalizada como um modelo descentralizado de geração de energia elétrica. Uma definição interessante de ser destacada seria a de Ackermann et al (2002), a qual expressa: “Geração distribuída é uma fonte de energia elétrica conectada diretamente à rede de distribuição ou ao local de medição do consumo”. Além dela, há a que o Brasil definiu de forma oficial em 30 de julho de 2004, através do Decreto nº 5163 (BRASIL, 2004):

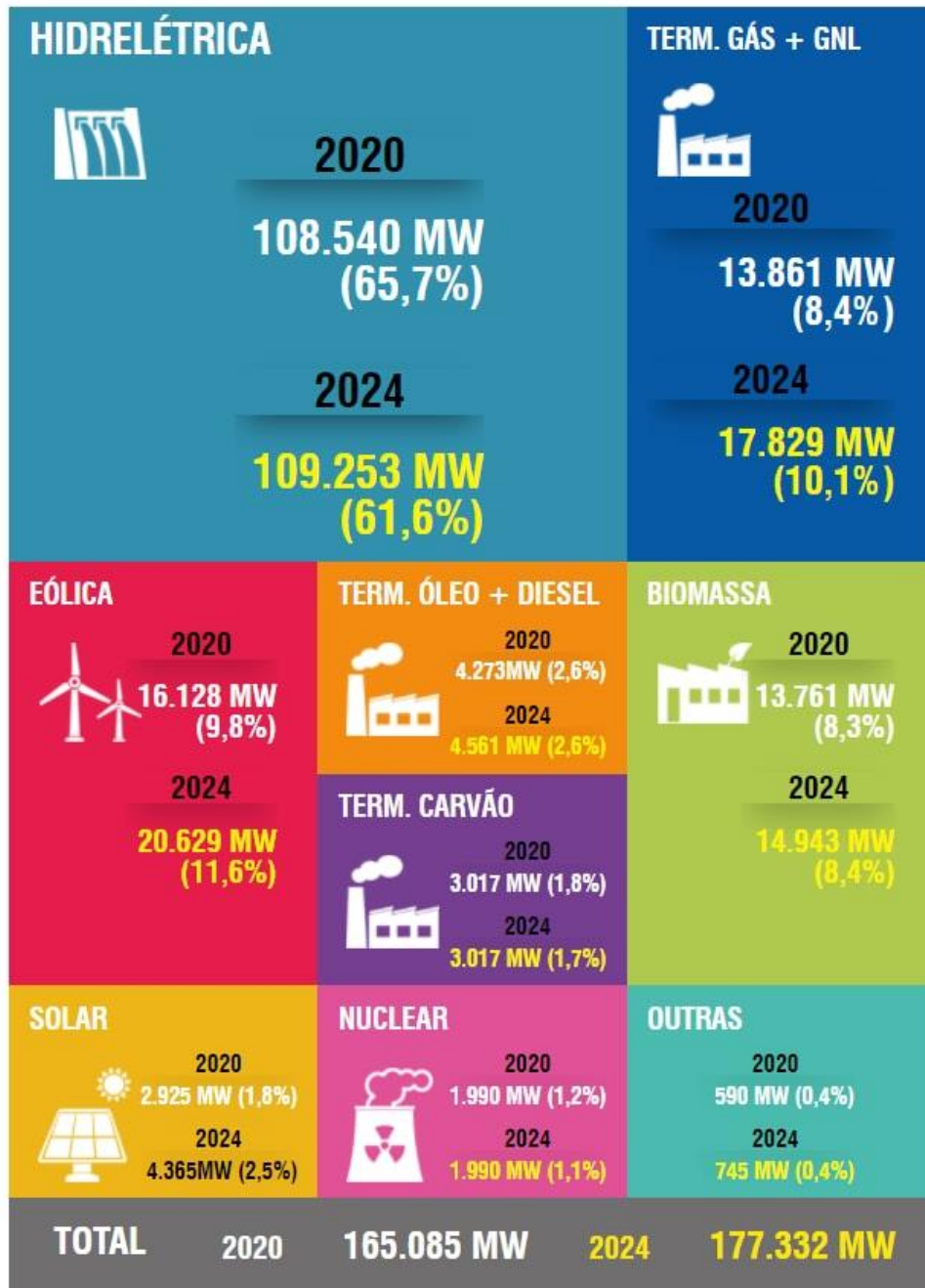
Art. 14. [...] Considera-se geração distribuída a produção de energia elétrica proveniente de empreendimentos de agentes concessionários, permissionários ou autorizados, [...] conectados diretamente no sistema elétrico de distribuição do comprador, exceto aquela proveniente de empreendimento: I - hidrelétrico com capacidade instalada superior a 30 MW; e II - termelétrico, inclusive de cogeração, com eficiência energética inferior a setenta e cinco por cento, conforme regulação da ANEEL, a ser estabelecida até dezembro de 2004. Parágrafo único. Os empreendimentos termelétricos que utilizem biomassa ou resíduos de processo como combustível não estarão limitados ao percentual de eficiência energética [...].

O sistema brasileiro de geração de energia possui, ainda, forte influência do modelo tradicional, no qual a geração ocorre por meio de grandes centrais geradoras localizadas longe da fonte consumidora. Assim, tais centrais são conectadas ao sistema de transmissão para distribuição, feita em alta tensão, até o consumidor final, em baixa tensão (CAMILO et al., 2017). Segundo informes do Operador Nacional do Sistema (ONS), que faz parte do Sistema

Interligado Nacional (SIN), o país possui uma matriz muito dependente da fonte hídrica. Porém, novas fontes vêm ganhando espaço nesse cenário.

A figura 01 mostra a composição da matriz energética brasileira em 2020 em termos de capacidade instalada e uma previsão para 2024.

Figura 1 – Capacidade instalada e prevista SIN 2020/2024



Fonte: ONS, 2020.

O arcabouço jurídico para GD, que terá um capítulo próprio à frente, foi sendo balizado ao longo de anos, desde 2004, para uma melhoria na forma de como o Brasil iria se

inserir nessa realidade. De acordo com a normalização regulamentar, foi classificada uma divisão, nomenclatura, baseando-se na potência que o sistema fosse produzir. Desse modo, foram escolhidos os sistemas mais utilizados em comércios e residências. Micro e minigeração, segundo Resoluções Normativas em vigor, referem-se, respectivamente, a centrais geradoras com potência instalada menor ou igual a 75 KW e centrais geradoras com potência instalada maior que 75 KW e menor ou igual a 5 MW e que utilize cogeração ou fontes renováveis de energia (ANEEL, 2018). A tabela 1 resume as novas definições sobre limites de potência estabelecidos pela REN nº 687/2015 (ANEEL, 2015).

Tabela 1 – Tabela resumo dos critérios sobre micro e minigeração pela REN nº 687/2015.

CLASSIFICAÇÃO	CRITÉRIO
Microgeração	Potência menor ou igual 75 KW
Minigeração	Potência maior que 75 KW e menor ou igual a 5 MW

Fonte: Elaborado pelo autor.

Além da divisão por faixa de potência, pode-se também verificar uma classificação de acordo com sistemas conectados à rede ou independentes. Sistemas com a denominação off-grid são sistemas que ficam isolados e sem dependência do cabeamento da concessionária. A possibilidade para esses sistemas consiste na utilização de baterias para armazenamento da energia excedente, porém o custo elevado desse tipo de armazenamento inviabiliza sua ampla aplicação. Bem como, sistemas on-grid ou grid-tie são sistemas que funcionam em paralelo com o sistema da concessionária (NARUTO, 2017).

As vantagens e desvantagens associadas à geração distribuída serão abordadas em um tópico à frente, pois apenas após uma visão mais ampla do arcabouço regulatório será possível ter uma noção mais rica e abrangente desses aspectos.

3.2 Cogeração

Cogeração é o processo de produção de energia elétrica e/ou térmica a partir de uma fonte primária, a qual é dada pela combinação de duas ou mais tecnologias de geração, segundo ANEEL (2006). Em outras palavras, é o processo que produz calor e eletricidade, ou calor e refrigeração, de forma combinada, a partir do uso de um combustível.

Em 14 de novembro de 2006, a resolução nº 235 definiu requisitos para a qualificação de centrais cogeneradoras. Além disso, descreveu critérios para aplicação da legislação de incentivo, a qual é direcionada ao mercado de produção de energia brasileiro. Alguns parâmetros são:

Art. 3º [...] VIII - Fator de cogeração (Fc %): parâmetro definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeneradora, o qual aproxima-se do conceito de Eficiência Exegética. IX - Fator de ponderação (X): parâmetro adimensional definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeneradora, obtido da relação entre a eficiência de referência da utilidade calor e da eletromecânica, em processos de conversão para obtenção em separado destas utilidades (ANEEL nº 235/2006).

A mesma resolução traz a tabela 2, com informações de parâmetros e valores de referência.

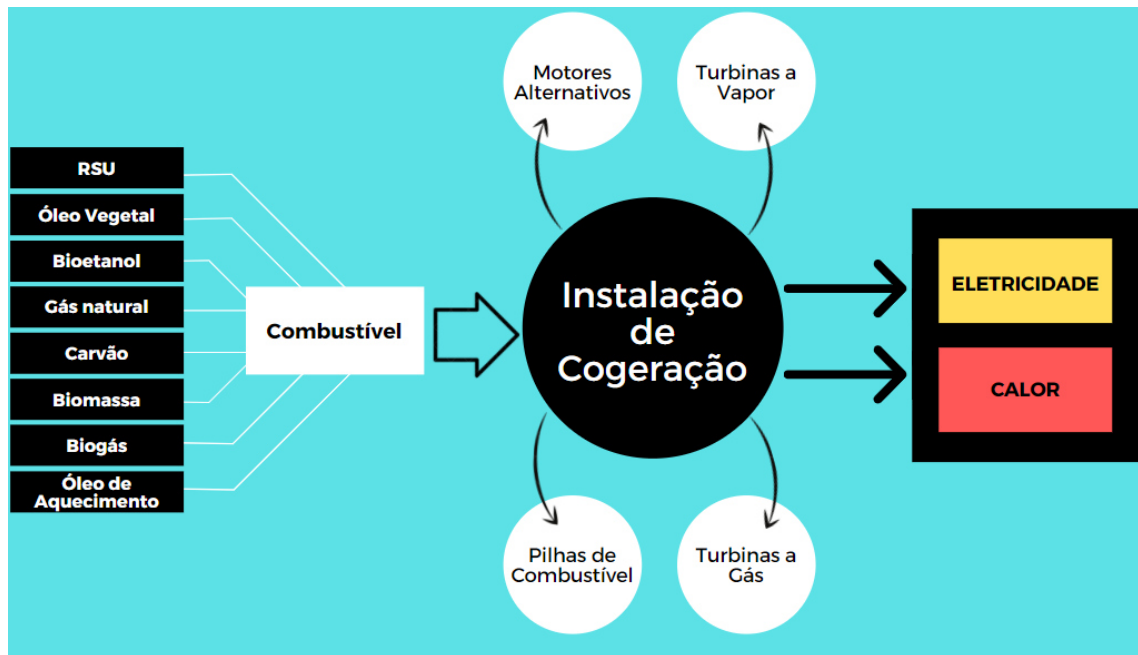
Tabela 2 – Critérios de qualificação apresentados pela legislação da ANEEL.

Fonte / Potência elétrica instalada	X	Fc (%)
Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
Demais Combustíveis:		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
Calor Recuperado de Processo:		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

Fonte: ANEEL, Resolução 235 de 2006.

A busca por melhorias na eficiência de máquinas conversoras de energia primária ou processos de produção de energia fez com que fosse empregada uma associação de tecnologias, com tal união acontecendo por meio do reaproveitamento de parte da energia que seria desperdiçada. A figura 2 mostra um exemplo de esquema que ilustra um processo de cogeração, de forma a melhorar o aproveitamento energético.

Figura 2 – Princípio de um sistema de cogeração.



Fonte: Delgado, 2016.

Segundo Gehring (2014) e Scaramussa Junior (2019), pode-se classificar os tipos de ciclos para cogeração, havendo o ciclo “topping”, o chamado ciclo “bottoming”, como também o ciclo combinado. Diante disso, deve-se salientar que o fator que determina as classificações é a sequência de energia proposta no projeto de implantação de uma planta de cogeração.

O ciclo “topping” tem como foco principal a produção de eletricidade, ou energia mecânica, considerando uma preocupação secundária atender à demanda térmica para a qual foi projetado, como afirmam Isa, Tan e Yatim (2017). Nota-se que, em plantas com este ciclo, o fator importante a ser considerado é o consumo de energia elétrica ou a venda do excedente. Contrário a isso, o ciclo “bottoming” atende primeiramente a uma demanda térmica, em que esta energia térmica é produzida diretamente pela queima de algum combustível. Após atendida a primeira demanda, tal energia é utilizada para geração de energia elétrica, segundo Scaramussa Júnior (2019). Dessa maneira, o ciclo combinado consiste na união desses dois ciclos.

Consoante a isso, existem vantagens relacionadas a esse tipo de geração. Dentre elas, há tanto a sua eficiência como o seu impacto ambiental. Além disso, um sistema de cogeração contribui com a diminuição da liberação de Gases de Efeito Estufa (GEE). Como também, há fatores econômicos vantajosos, como a criação de empregos no local do

empreendimento, bem como formação de mão de obra qualificada (DELGADO, 2016; SONDERMANN, 2013).

3.3 Mecanismos de compensação.

Como citado anteriormente, a geração distribuída foi sendo desenvolvida para atender um compromisso governamental mundial, de combate ao aquecimento global, com a descarbonização da matriz energética sendo levada como questão de Estado. Dessa forma, como um movimento governamental, incentivos diversos foram criados para dar remuneração aos geradores.

Os mecanismos de compensação foram criados justamente para uma maior viabilidade financeira das pessoas que implantam um sistema GD. Ou seja, são instrumentos criados para compensar proprietários desses sistemas na exportação de energia para a rede elétrica (GUIMARÃES, 2020). Dito de outro modo, é um comércio relativo ao saldo de energia que o proprietário do sistema de geração produz. Cabe salientar que a rede elétrica funciona como uma espécie de bateria, visto que a quantidade excedente de energia gerada pela micro ou minigeração entra na rede e posteriormente pode ser utilizada pelo usuário (ANEEL, 2016).

Guimarães (2020) explica os principais tipos de mecanismos de compensação em utilização no mundo atualmente, sendo eles: net energy metering; buy all, sell all; e net billing. A seguir, é apresentada uma breve explicação para cada tipo de compensação.

- Net Energy Metering.

Tal modelo devolve em forma de créditos a energia injetada no sistema, o saldo líquido de energia. O crédito é recebido em Kilowatt hora (kWh) e a unidade consumidora recebe um abatimento na conta que a distribuidora gera.

- Buy All, Sell All.

Aqui, toda energia produzida é disponibilizada à distribuidora e somente depois é convertida em crédito. Na sequência, os créditos são incorporados na tarifa de modo que o cálculo é feito, sendo o produto do valor de venda da energia injetada pela quantidade de energia que foi exportada.

- Net Billing.

O sistema referido não trabalha com geração de créditos, mas o consumidor usa a energia que está gerando e apenas vende à distribuidora o excesso do que o sistema

produziu. Salientando que este mecanismo funciona em tempo real tanto para venda de energia à distribuidora, quanto para compra de energia.

3.4 Biogás gerado de RSU

Primeiramente, é necessário apresentar o conceito de Resíduo Sólido Urbano (RSU) para, de maneira clara, realizar a abordagem do tema. A definição adotada em 2010 pelo país, através da Política Nacional dos Resíduos Sólidos (PNRS), Lei 12.305/2010, diz:

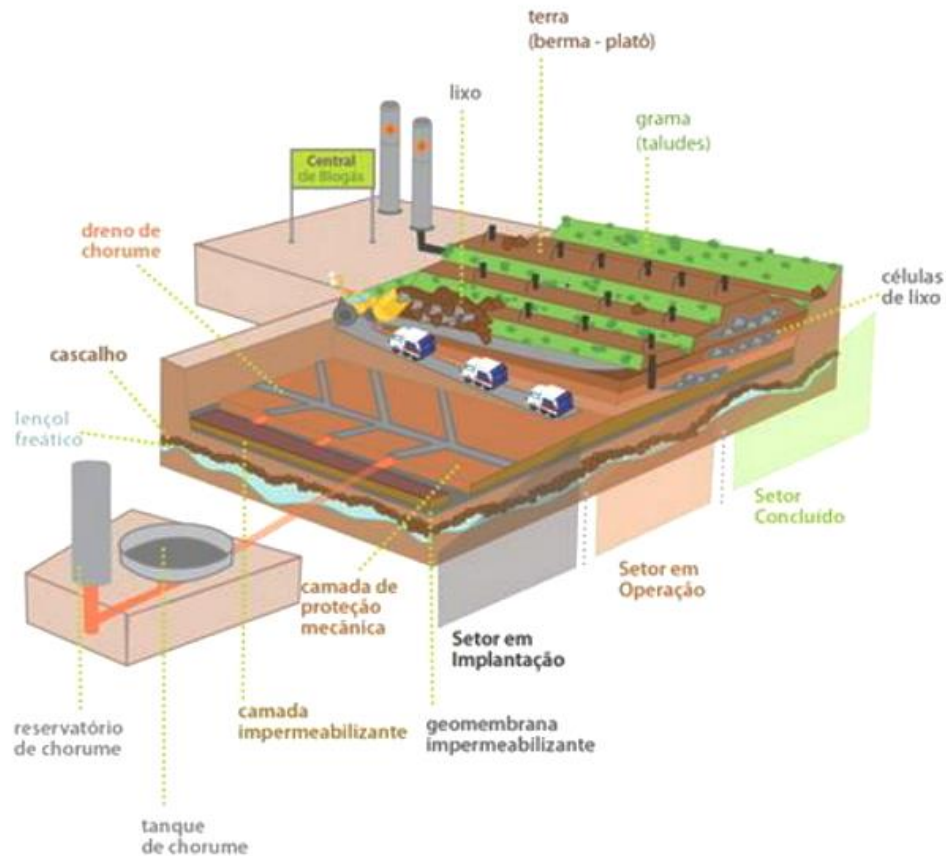
Material, substância, objeto ou bem descartado resultante de atividades humanas em sociedade, a cuja destinação final se procede, se propõe proceder ou se está obrigado a proceder, nos estados sólidos ou semissólidos, bem como gases contidos em recipientes e líquidos cujas particularidades tornem inviável o seu lançamento na rede pública de esgotos ou em corpos d'água, ou exijam para isso soluções técnica ou economicamente inviável em face da melhor tecnologia disponível (PNRS, 2010, p.3).

Segundo Silva (2017), a geração de resíduos sólidos no país chegou a 160 mil toneladas estimadas, sendo 30% a 40% desse valor com possibilidade de reciclagem. Com o desenvolvimento econômico da sociedade, o consumismo acelerado tem gerado um aumento na geração de resíduos. Logo, a preocupação com o descarte torna-se crescente, pois uma destinação incorreta acarreta sérios problemas ambientais. Em conformidade a essa problemática, a Lei 12.305/2010 define, em seu Artigo 3º:

Destinação final ambientalmente adequada, a destinação de resíduos que inclui a reutilização, a reciclagem, a compostagem, a recuperação e o aproveitamento energético ou outras destinações admitidas pelos órgãos competentes do Sistema Nacional do Meio Ambiente (SISNAMA), do Sistema Nacional de Vigilância Sanitária (SNVS) e do Sistema Único de Atenção à Sanidade Agropecuária (SUASA), entre elas a disposição final, observando normas operacionais específicas de modo a evitar danos ou riscos à saúde pública e à segurança e a minimizar os impactos ambientais adversos (PNRS, 2010).

Dentre os destinos dados aos resíduos sólidos no Brasil, o aterro sanitário é um dos destinos de melhor controle sobre o resíduo, e em termos de questões ambientais e saúde pública também, pois possui sistemas de monitoramento, proteção do solo e saída de gás, como consta na figura 3, o qual é liberado a partir da decomposição do material (MAZIOLI, 2019).

Figura 3 – Modelo de um aterro sanitário.



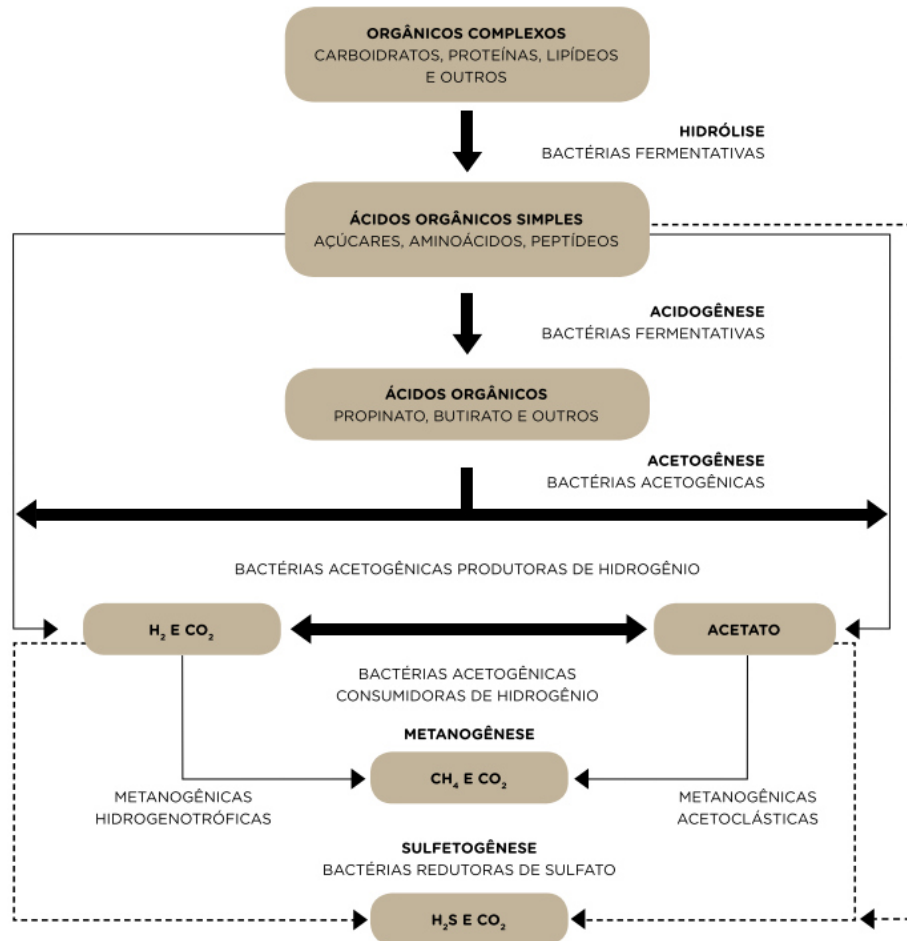
Fonte: Portal RMC, 2013.

A decomposição anaeróbia de resíduos sólidos promove a geração do biogás, que se evidenciou como uma alternativa viável e economicamente interessante, pois as altas nos preços de combustíveis tornaram este subproduto consideravelmente viável para produção de energia. Salientando, também, o fato de sua composição ser satisfatória para agregá-lo na cadeia de produção de energia para geração distribuída. Mais precisamente, uma alternativa sustentável para substituir, na geração distribuída, combustíveis fósseis usados para geração de eletricidade ou calor (CARVALHO; TAVARES; SANTOS, 2019).

Destaca-se que a degradação anaeróbia, ou digestão anaeróbia, a qual dá origem ao biogás, é um processo com várias etapas. A etapa inicial é a hidrólise dos compostos, onde bactérias quebram esse material orgânico e após essa primeira fase, novas bactérias, acidogênicas, entram no processo de degradação para geração de ácidos graxos com cadeias curtas. Ainda, em um terceiro momento, bactérias acetogênicas formam o ácido acético e subprodutos, como dióxido de carbono e hidrogênio. A produção de compostos da etapa anterior fornece o substrato para que arqueas metanogênicas transformem tais compostos em

metano, fechando o ciclo de geração de biogás no processo de digestão anaeróbica (SCHLUB et al., 2019). Tais etapas serão apresentadas na figura 4.

Figura 4 – Sequência metabólica do processo de digestão.

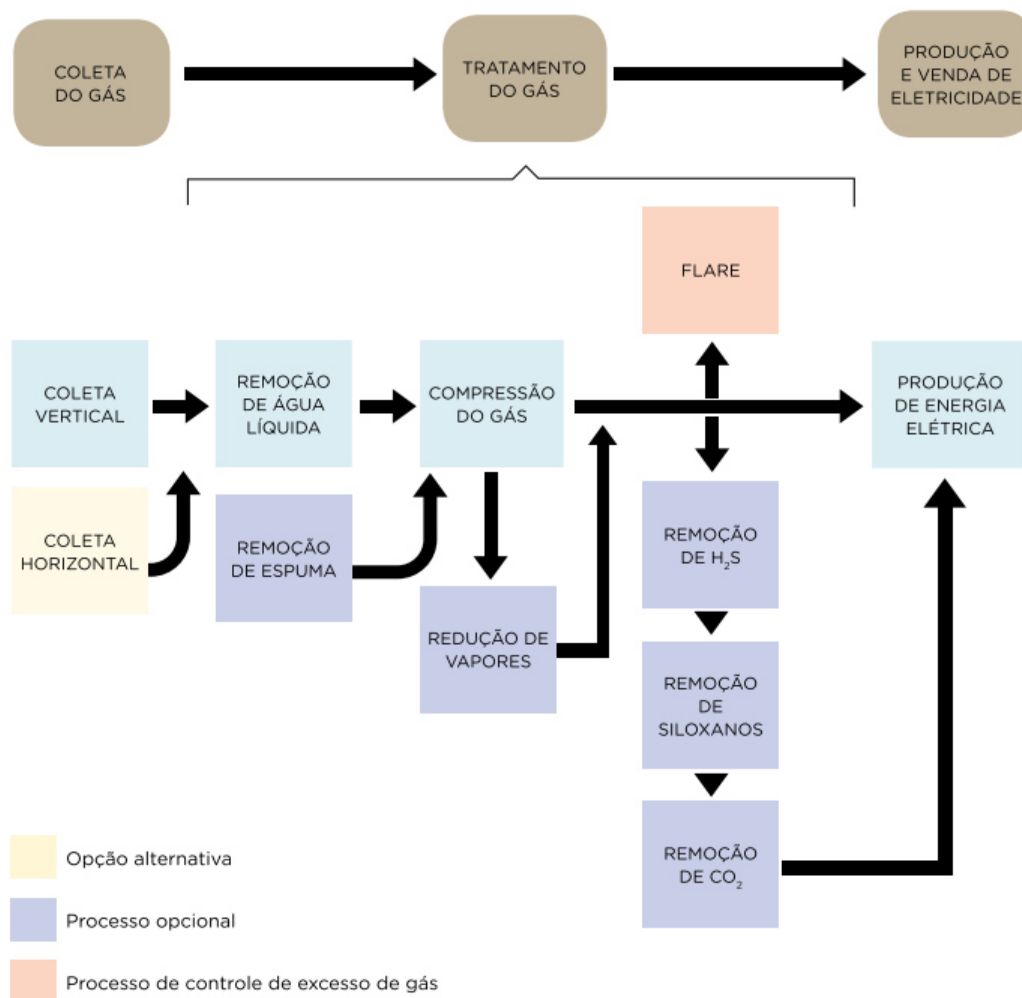


Fonte: Adaptado Chernicharo, 2016.

A produção de biogás só é possível devido à grande quantidade de resíduos orgânicos despejados nos aterros (SCHLUB et al., 2019). Estes resíduos são provenientes de atividades agrícolas e agropecuária e, também, do lixo doméstico, oriundo da coleta seletiva regular. Além disso, é importante ressaltar que a produção do biogás pode ser realizada em reatores - de via seca ou via úmida - em condições controladas, utilizando os mesmos resíduos do aterro, dando maior viabilidade à produção descentralizada de gás (MARQUES, 2020; SCHLUB et al., 2019). A composição do biogás gerado pode ser atribuída a fatores referentes ao resíduo. Segundo Brito Filho (2005), os fatores que se devem levar em conta são: composição do resíduo, umidade, tamanho do particulado, idade do material, pH, temperatura e fatores relacionados ao processo, como operação no aterro e modo de processamento.

Apenas a coleta do biogás gerado não é suficiente para sua utilização na geração de energia, apesar de poder ser usado diretamente em algumas tecnologias. Problemas relacionados a diminuição da vida útil de máquinas que utilizam o gás ainda com impurezas e sem qualquer tratamento, são vistos (SANTOS, 2016). Por certo, uma cadeia de valor associada ao gás é importante, visto que ele deve se adequar a várias tecnologias de geração. Afinal, o uso de biogás para geração distribuída, além do componente ambiental, possui um componente econômico criterioso (CARVALHO; TAVARES; SANTOS, 2019). Então, a sequência desta cadeia de valor pode ser vista na figura 5.

Figura 5 – Detalhamento da cadeia de valor do biogás em um aterro sanitário.

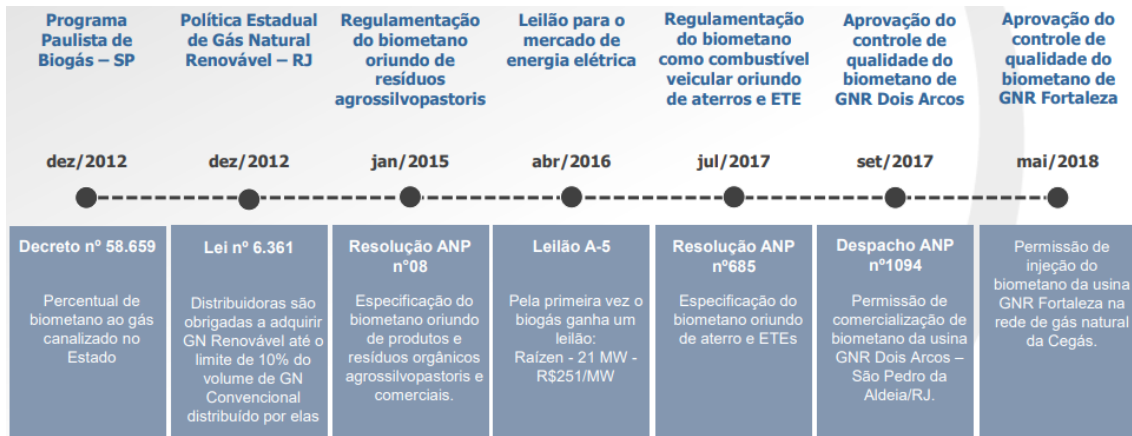


Fonte: Carvalho, Tavares e Santos, 2019.

A produção de biogás em reatores, com controle das condições do processo, também segue a cadeia de valor do biogás apresentado na figura 5.

O mercado de gás vem evoluindo à medida que mudanças que versam sobre planejamento energético vão mudando. A figura 6 faz uma linha do tempo e mostra os empreendimentos que já fazem parte da realidade brasileira no setor de biogás e suas alterações de regulamentação que tornaram possíveis tais empreendimentos.

Figura 6 – Evolução do ambiente regulatório em relação ao biogás.



Fonte: Esteves, 2020.

Para o desenvolvimento da geração distribuída com tecnologias envolvendo biogás, é necessária uma maior organização do setor. Pela primeira vez, uma minuta, lote anexo 2-02, do Plano Decenal de Energia (PDE) 2030, elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) e cuja consulta pública foi encerrada no dia 13 de janeiro de 2020, trouxe texto referente a projetos de geração de biogás oriundos de RSU (ABILOGÁS, 2021).

Além disso, a abertura do mercado de gás foi levada em consideração pelo Governo Federal, que instituiu o decreto Nº 9.934, de 24 de julho de 2019, onde cita, em seu artigo primeiro, a criação de um Comitê de Monitoramento da Abertura do Mercado de Gás com a finalidade de averiguar e monitorar ações que sejam necessárias para abertura de um mercado que ainda tem uma grande tendência de crescimento (MINSITERIO DE MINAS E ENERGIA, 2019).

4 REGULAMENTAÇÃO DA GERAÇÃO DISTRIBUÍDA

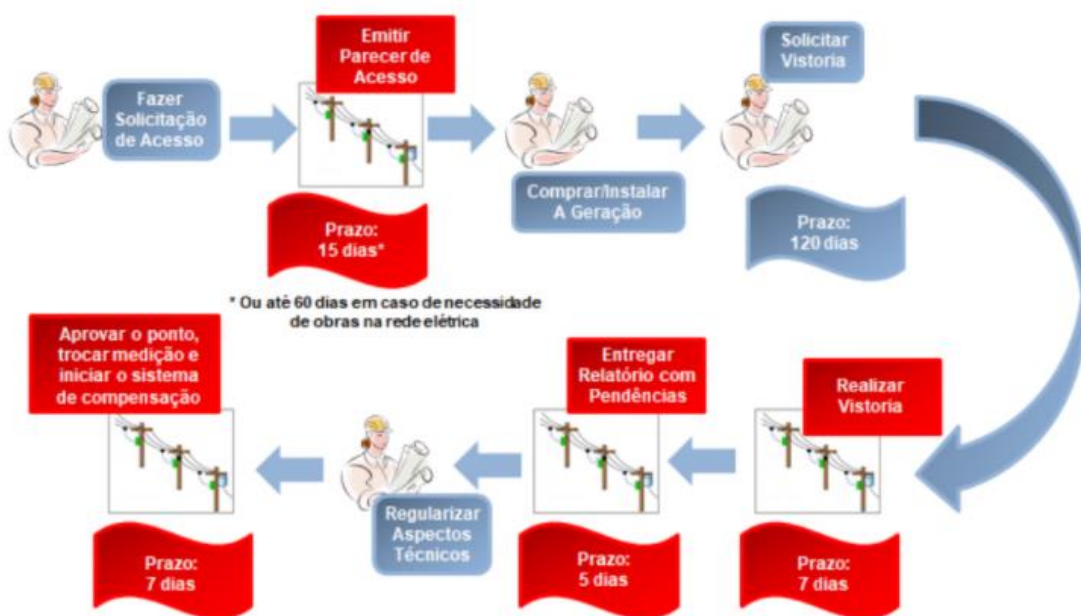
4.1 Normas e Revisões

O tópico em questão fará uma análise do arcabouço jurídico que o Brasil montou para a regulamentação da GD, bem como suas revisões ao longo de sua formulação.

Em 2012, foi estabelecida a norma que regulamenta a GD no país. A REN 482 da ANEEL estabelece condições para o acesso da população a micro e minigeração distribuída e, também, cogeração qualificada (ANEEL, 2012). O sistema de compensação também é definido nesta norma, o Net Metering.

Além disso, algumas etapas são necessárias para adequação do sistema de GD, com este procedimento também servindo como caracterização de sistemas de micro e minigeração. Tem-se um processo, descrito pela seção 3.7 do Módulo 3 do PRODIST (Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional), que estabelece o rito que está resumido na figura 7 (PASSATUTO, 2020).

Figura 7 – Processo de acesso e suas etapas.



Fonte: ProNext Solar, 2017.

A REN nº 482/2012 já passou por processos de revisão algumas vezes. Ela foi revisada em 2015 e 2017, gerando, respectivamente, as Normas 687 e 786. Dentro destas revisões, alguns artigos foram remodelados para adequação de uma melhoria jurídica e técnica que atendesse o “prosumidor”, pessoa que consome e produz sua energia da mesma rede, e a distribuidora. Certamente as mudanças são necessárias, pois novas tecnologias e fontes são aprimoradas e devem ser enquadradas na norma, assim como adequações técnicas para proteger os sistemas de excessos.

Por vezes, pode ser visto ainda a REN 482/2012 sendo mencionada, pois as alterações, que serão apresentadas a seguir, foram poucas em comparação à norma completa.

Com isso, após as definições que foram trazidas em 2012, a Norma passa por uma revisão em 2015 que dá origem a REN 687/2015. As principais mudanças estão relacionadas ao tempo no qual os créditos gerados podem ser válidos: o prazo antigo era de 36 meses e, com a reformulação pela REN 687/2015, ele passa para 60 meses (PEDRO, 2018). Ademais, há alusão sobre a classificação em relação à potência dos sistemas e sua caracterização em micro ou minigeração, mostrada anteriormente na tabela 1.

Algumas classes foram criadas no que se refere à utilização dos créditos gerados com a reformulação da REN 482/2012. A seção 3.7 do Módulo 3 do PRODIST também define tais classificações, que são:

I) Geração compartilhada: Por meio de consórcio ou cooperativa, que pode ser constituída de pessoa física ou jurídica, uma unidade de geração pode fornecer abatimento de energia de unidades que não estão junto ao sistema de GD. Porém, cabe notar que para tal procedimento as unidades beneficiadas e o sistema de geração precisam estar conectados à mesma concessionária (VIEIRA, 2016).

II) Empreendimento com múltiplas unidades consumidoras: Também chamado de condomínio de geração, tal modalidade se caracteriza pela utilização de fração da energia gerada pela unidade geradora, fração essa determinada em contrato, mas que apesar de ser apenas fracionário, as unidades são constituídas como unidades consumidoras independentes. Além de estabelecer que todos que se utilizam de tal modalidade devem estar localizados na propriedade que se encontra o sistema de geração, pois é proibida a utilização de vias públicas, espaço aéreo ou subterrâneo de propriedade de não integrantes do empreendimento (VIEIRA, 2016).

III) Autoconsumo remoto: São caracterizadas por unidades consumidoras em locais separados da unidade geradora. As unidades devem estar com titularidade na mesma Pessoa Jurídica, incluindo matriz e filial, ou Pessoa Física (VEIRA, 2016).

Ainda, a REN 687/2015 faz mudanças no quesito de participação financeira. Em relação a micro e minigeração, a microgeração não paga nada à distribuidora, exceto apenas no caso de geração compartilhada, sendo que na minigeração existem taxas de adequação da rede que são divididas entre o produtor de energia e a distribuidora (GUIMARÃES, 2020).

Em 2017, mais uma vez, houve modificações quanto à legislação em relação à GD. Após esta nova revisão, a REN 482/2012 passa por mudanças, as quais, basicamente, são relacionadas a uma equalização em relação a uma central geradora de fonte hídrica que possa ser enquadrada como minigeração distribuída, passando de 3 MW para 5 MW, igualando-se às

demais fontes geradoras. Ademais, foi incluída uma regra proibindo que empreendimentos de geração já existentes sejam enquadrados como micro ou minigeração distribuída.

Tal adaptação ocorreu devido à agência ANEEL ter observado uma tendência de sistemas já existentes efetuando a ligação na rede, com a tentativa de se beneficiar de incentivos e sistema de compensação. A prática iria de encontro com a criação da norma, que tem como objetivo fomentar novos negócios e viabilizar novas fontes de geração (NBFA, 2017). Além disso, o prazo para conexão das unidades geradoras foi reduzido de 84 dias para 34 dias.

Um resumo das alterações efetivadas na norma pode ser observado na tabela 3.

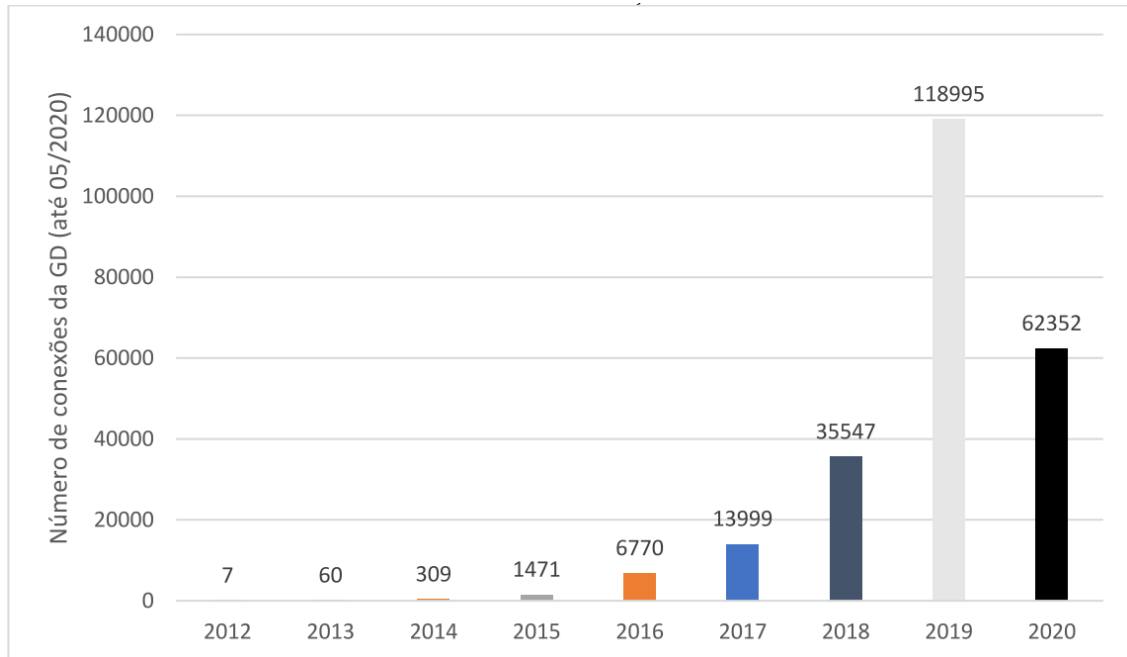
Tabela 3 – Resumo das alterações feitas na norma.

NORMA	ALTERAÇÕES
REN 482/2012	Estabeleceu regras e definições para micro e minigeração, bem como definições para o sistema de compensação.
REN 687/2015	Redefinições para faixas de potência entre micro e minigeração, mudanças nas classes e modo de usar os créditos gerados e mudanças no quesito de participação financeira entre a distribuição e o produtor. Também há redução de prazos de conexão à rede de distribuição.
REN 786/2017	Mudanças relacionadas à inclusão de fonte hídrica e mudança de faixa de potência, além da proibição da inclusão de sistemas já existentes e não ligados à rede, impedindo-os de serem classificados como novos empreendimentos GD obtendo vantagens.

Fonte: Autor.

É importante entender que, para tais revisões, existe um processo que passa por audiência pública para ouvir diversas camadas da sociedade. A figura 8 mostra a importância, em termos de número de conexões instaladas, da mudança que a REN 687/2015 teve para um aprimoramento da norma e melhoria de condições aos produtores. Desse modo, é visto que as mudanças continuamente buscam um equilíbrio entre consumidor e distribuidora. Uma observação importante, observada na figura, é a queda do número de instalações em 2020, tal fato pode ser atribuído como consequência da pandemia.

Figura 8 – Número de conexões da Geração distribuída até maio/2020



Fonte: ANEEL, 2020.

Para um melhor entendimento das propostas de revisão da REN 482/2012, é necessário conhecimento da composição tarifária da energia elétrica.

4.2 A Regulação Tarifária no Brasil

O setor de distribuição de energia no Brasil é um serviço básico, essencial à sociedade, pois está diretamente relacionado à sobrevivência, à saúde e à segurança energética da população brasileira. Por fazer parte da infraestrutura do país e ser levado como questão de Estado, cabe ao governo garantir qualidade do serviço por meio da regulação do setor. Nesse âmbito, a ANEEL tem papel fundamental, como órgão regulador, de definir tarifas que remuneram as empresas de distribuição e que tornam os preços mais justos aos consumidores (GUIMARÃES, 2020).

Os governos executivos cobram, na conta de energia, taxas relacionadas ao Programa de Integração Social e de Formação do Patrimônio do Servidor Público (PIS), a Contribuição para Financiamento da Seguridade Social (COFINS), bem como o Imposto sobre Circulação de Mercadorias (ICMS) e a conta de iluminação pública (ANEEL, 2017). Vale

lembrar que tais encargos não são criados pela ANEEL, uma vez que são leis que instituem tais taxas.

Pode-se considerar três grandes grupos de custos distintos que estão embutidos na conta de energia, sendo eles: energia gerada, transmissão e distribuição e encargos setoriais. Tais encargos são ilustrados na figura 9.

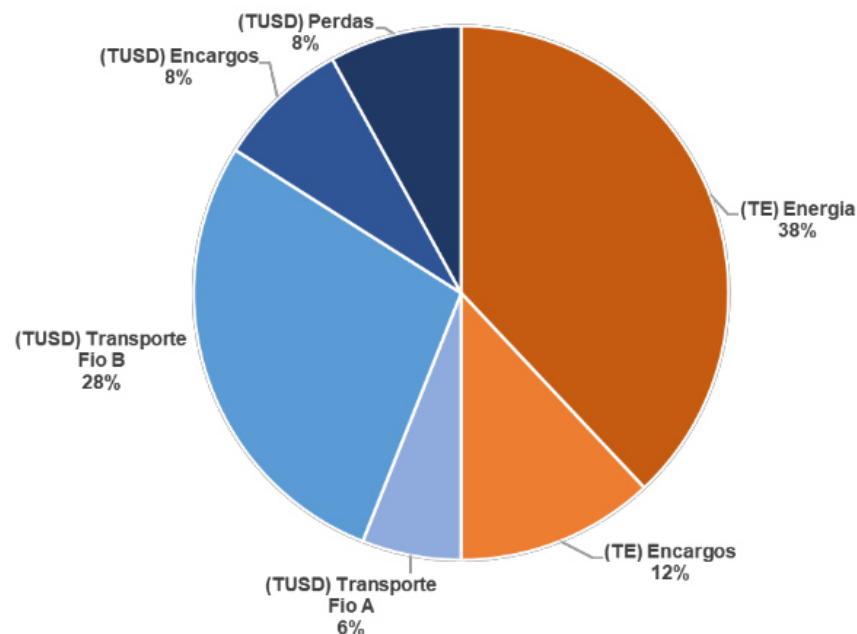
Figura 9 – Custos na composição tarifária.



Fonte: ANEEL, 2017

Apesar da forma sintetizada que a figura 9 trouxe a composição da tarifa, pode-se subdividi-la em mais categorias. Os custos da concessionária podem ser classificados em duas parcelas: parcela A e parcela B. A parcela A é relacionada com a compra, transmissão e encargos setoriais e a parcela B, referente à distribuição. Desse modo, pode-se inferir que o sistema de compensação de energia da REN 482 é referente à parcela B (PASSATUTO, 2020). A figura 10 apresenta os componentes e suas médias percentuais na tarifa de energia.

Figura 10 – Componentes e sua média percentual na tarifa de energia.



Fonte: ANEEL, 2018.

As componentes tarifárias são divididas em dois grandes grupos: A Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição (TSUD) e a Tarifa de Energia (TE). A TSUD é composta por custos de distribuição, ou seja, manutenção e operação da rede para os consumidores e encargos relacionados a componente. Bem como a TE é composta por todos os custos relacionados à energia elétrica, como compra, transporte, perdas e encargos (GUIMARÃES, 2020; PASSATUTO, 2020).

4.3 Atual processo de revisão da REN 482/2012

O sistema de compensação vigente versa que o consumidor adquire sua energia de um sistema GD, mantém o saldo líquido de energia positivo e paga a taxa mínima de disponibilidade, taxa essa relacionada ao uso da rede da distribuidora, dependendo do tipo de sistema instalado. Porém, as distribuidoras entendem que apenas o pagamento da taxa mínima de uso da rede é uma penalização, visto que o número de sistemas GD vem crescendo, e assim não remunera o serviço prestado ao gerador de energia (PASSATUTO, 2020).

Com isso, a diretoria da ANEEL abriu a Consulta Pública (CP) de número 10/2018. Essa consulta remete a um chamado à sociedade para debater e discutir mudanças no que se refere à norma vigente REN 482/2012. Assim, após o período de consulta, um documento foi elaborado, a Avaliação do Impacto Regulatório (AIR). O documento em questão tratava de um novo modelo de sistema de compensação. Após a participação de setores interessados da sociedade opinarem, a agência abre nova uma CP, de nº 025/2019, já com a prévia da nova reformulação da norma (SOLARVOLT, 2019).

4.3.1 AIR nº 003/2019 e seus cenários.

Conforme relatório apresentado pela ANEEL (2019, p. 22) sobre as possibilidades de mudança na valoração do sistema de compensação, alguns cenários foram apresentados, os quais são:

Cenário atual: O sistema de compensação da energia injetada na rede é composto por todas as componentes de TUSD e TE.

Cenário 1: Incide no Fio B, logo a componente de Transporte Fio B incidirá sobre toda energia consumida da rede. Entretanto, as demais componentes continuariam sendo

calculadas da mesma forma, ou seja, são calculadas sobre a diferença entre a energia consumida e a energia injetada.

Cenário 2: Incide Fio A e Fio B: Componentes referentes ao Transporte seriam taxados sobre toda a energia consumida na rede. Sendo as demais, calculadas da mesma forma que o modelo anterior.

Cenário 3: Incide Fio A, Fio B e encargos: De modo similar ao cenário anterior, porém com a inclusão de encargos. O restante permanece.

Cenário 4: Incide em toda TUSD. A única componente que se calcularia segundo o modelo atual seria a componente TE.

Cenário 5: Incide em toda a TUSD e os encargos, assim como nas demais componentes da TE. Apenas a parte que corresponde à energia no componente TE seria mantida como a maneira de compensação atual. A tabela 4 apresenta a incidência da taxa em cada cenário proposto pela revisão.

Tabela 4 – Incidência da taxa em cada cenário

CENÁRIO ATUAL	CENÁRIO 1	CENÁRIO 2	CENÁRIO 3	CENÁRIO 4	CENÁRIO 5
TUSD-Fio B	TUSD-Fio B	TUSD-Fio B	TUSD-Fio B	TUSD-Fio B	TUSD-Fio B
TUSD-Fio A	TUSD-Fio A	TUSD-Fio A	TUSD-Fio A	TUSD-Fio A	TUSD-Fio A
TUSD-Enc	TUSD-Enc	TUSD-Enc	TUSD-Enc	TUSD-Enc	TUSD-Enc
TUSD-Pds	TUSD-Pds	TUSD-Pds	TUSD-Pds	TUSD-Pds	TUSD-Pds
TE-Enc	TE-Enc	TE-Enc	TE-Enc	TE-Enc	TE-Enc
TE-Energia	TE-Energia	TE-Energia	TE-Energia	TE-Energia	TE-Energia

Fonte: Greener, 2019.

Diante disso, observa-se que as alternativas passam a deixar de compensar certas parcelas das componentes de formação tarifária. Nesse sentido, poderia haver uma desvalorização da micro e minigeração distribuída, visto que algumas parcelas não seriam compensadas e uma elevação do tempo de *payback* seria observada. Desse modo, a agência aponta que existem benefícios e problemas resultantes da medida, mas salienta que a AIR analisa cada cenário apresentado sob a ótica de todos os usuários de energia, tanto os que utilizam GD como os que não usam. Ainda, salienta a ANEEL, que as novas regras teriam um

período de transição. Isto seria uma forma de garantir previsibilidade e segurança regulatória (ANEEL, 2019).

De acordo com o relatório supracitado, apesar da elevação do *payback*, a agência acredita que tal medida não afetaria o mercado, pois seria mantida a viabilidade do setor. O relatório de revisão é feito conforme a modalidade de geração e pode ser debatido separadamente. A seguir, são apresentadas explicações para algumas modalidades.

- Geração junto à carga.

Modalidade na qual o consumidor faz a compensação no mesmo local da geração. De acordo com o relatório citado, os consumidores que já possuem um sistema de geração e os que requisitarem solicitação de acesso à rede - antes da norma ser publicada - poderão desfrutar dos atuais sistemas até o final de 2030 (tal fato ocorreria pela manutenção do direito adquirido por 10 anos). Contrário a isso, solicitações feitas após a publicação da norma seriam submetidas ao cenário 2 e, apenas após um certo período, ao cenário 5 (ANEEL, 2019, p. 67-68).

Em termos de *payback*, a evolução é apresentada pela figura 11 abaixo. Pode-se notar um desempenho mediano até 2024, ano de entrada do cenário 5, estimando-se, apesar da mudança no sistema de compensação, um custo menor dos sistemas de geração.

Figura 11 – Evolução do *payback* para GD local conforme proposta.



Fonte: ANEEL, 2019.

A proposta em questão estima que a potência instalada até 2035 tenha uma redistribuição de custos aos demais agentes na ordem de 1 bilhão no período analisado, sendo mais de 90% desse valor arcado pelos demais consumidores da rede e o restante pela

distribuidora. Entretanto, caso mantidas as regras, estimam-se custos na ordem de 23 bilhões em 15 anos para consumidores que não desejam instalar sistemas GD (ANEEL, 2019).

- Geração Remota.

Neste ponto, pode-se englobar autoconsumo remoto e geração compartilhada. Para tal modalidade de consumidores, a mesma regra da modalidade passada se aplica caso já exista sistema ou solicite-se acesso à rede antes da norma. A mudança é realizada para quem deseja solicitar, nesta modalidade, após a data de publicação da norma, uma vez que esse grupo já seria submetido diretamente ao cenário 5. Nesse caso, não se observa uma transição, pois foi considerado que a manutenção do sistema na compensação atual para a geração remota iria ter um alto custo para os consumidores normais (ANEEL, 2019).

No quesito evolução de *payback*, há a projeção de um alto crescimento entre os anos de 2020 e 2025, sendo resultado de um fluxo de caixa obtido ainda no cenário atual, antes da transição para o cenário 5. Isto pode ser visto na figura 12.

Figura 12 – Evolução do payback anual para GD remota conforme proposta



Fonte: ANEEL, 2019.

Tendo em vista os cenários propostos pela ANEEL na AIR nº 003/2019, o setor elétrico se dividiu em dois lados nas análises, buscando compreender as reclamações das partes envolvidas. As distribuidoras defendem o fato de que os consumidores não pagam a parcela total que lhes é devida. Contrário a isso, as pessoas ligadas à geração alegam que os custos podem comprometer a viabilidade dos projetos relacionados à GD.

Por um lado, segundo Leite e Delgado (2019), os diretores da ABRADDEE sustentam que, após a revisão de 2015, o número de sistemas vem aumentando de maneira exponencial e que a taxa interna de retorno obtida pelos beneficiados é superior a 20%. Se

mantidas as condições atuais e com o ritmo de sistemas instalados, as contas em relação à distribuidora apresentariam déficits.

Contudo, segundo Greener (2019), empresa especializada em consultoria, destaca-se que o setor de geração distribuída ainda é pequeno e tais mudanças poderiam comprometer a tendência de aumento de sistemas no mercado pelos próximos 5 anos, perdendo até metade do seu potencial. Outro ponto é a segurança regulatória, visto que a minuta apresentada pela ANEEL em 2018, AIR nº 004/2018, não protegia os consumidores que aderiram ao sistema de compensação antes da revisão da REN 482, e mesmo na versão atual do relatório, mantinha-se essa falta de segurança.

Os pontos salientados pelos dois segmentos são válidos e, até mesmo, complementares, uma vez que os sistemas ainda possuem um valor elevado para sua aquisição, e o repasse aos consumidores que não possuem tais sistemas poderia ficar ainda mais elevado dependendo do novo sistema aprovado. Outro fator debatido é o ganho de escala do setor, tornando, assim, o preço mais acessível caso não fosse interrompido devido às regulações que poderiam estagnar o processo.

Após análises pontuais nas revisões da norma, pode-se elencar aspectos positivos e negativos quanto a micro e minigeração distribuída. A tabela 5 lista os principais aspectos associados.

Tabela 5 – Aspectos positivos e negativos da micro e minigeração distribuída.

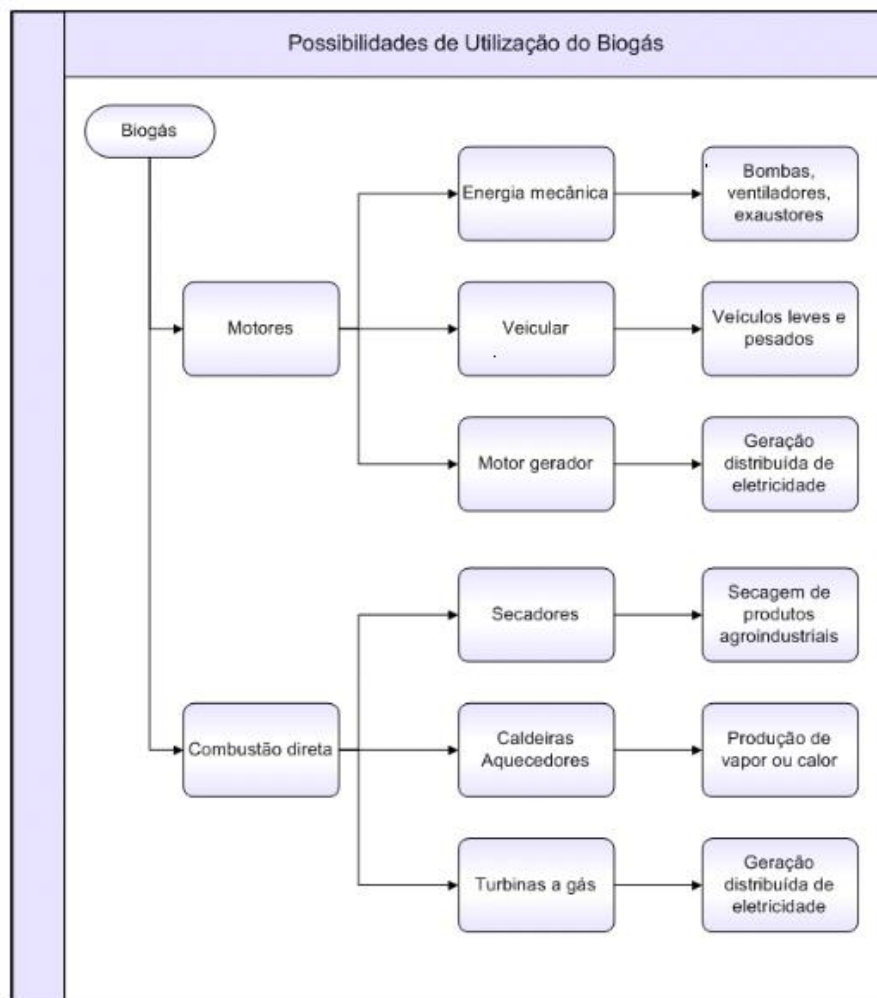
ASPECTOS POSITIVOS	ASPECTOS NEGATIVOS
Redução do impacto ambiental	Custo de Distribuição
Área ocupada	Mudança dos procedimentos de rede
Sistema de compensação	Custos de rede inteligente
Redução nos custos de Geração, Transmissão e Distribuição	Desvantagem política
Incentivos próprios	-
Geração de emprego	-
Alcance de áreas remotas	-

Fonte: Naruto, 2017.

5 TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA UTILIZANDO BIOGÁS E ASPECTOS DE MODELAGEM

No contexto de geração distribuída, várias são as tecnologias que estão disponíveis para aplicação fazendo uso do biogás. A figura 13 mostra as diversas formas de utilização do biogás com a associação de determinadas tecnologias de aproveitamento.

Figura 13 – Fluxograma das possibilidades de utilização do biogás.



Fonte: Walsh et al 1988.

Este capítulo irá focar apenas em algumas tecnologias, visando à melhoria da eficiência no uso do biogás. Com isso, tanto motores, turbinas ou a associação de tecnologias (ciclos combinados) necessitam de um olhar crítico em relação a que tipo de destinação será dada ao gás e quais serão as condições que tal sistema irá operar.

Motores de combustão interna alternativos são as máquinas térmicas mais conhecidas e, tecnologicamente, dominadas no quesito geração de energia. Possuem disponibilidade em várias faixas de geração e podem trabalhar com diversos tipos de combustíveis. Além disso, sua disponibilidade no mercado é alta e a disputa comercial torna-se interessante do ponto de vista de projeto (LORA; HADDAD, 2006). A tabela 6 apresenta um panorama geral dos motores.

Tabela 6 – Visão geral sobre motores de combustão interna alternativos.

Faixa de capacidade	5 KW a 30 MW, em média
Eficiência	Varia de 25 a 40 %
Combustíveis	Gasolina, óleo diesel, biogás e gás natural
Associação	Adequação a sistemas de cogeração

Fonte: Adaptado Lora; Haddad, 2006.

Destaca-se que, apesar de todo conhecimento sobre motores, existem vantagens e desvantagens inerentes à tecnologia, estando as principais descritas na tabela 7.

Tabela 7 – Vantagens e desvantagens de motores de combustão interna alternativos.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Boa eficiência (até 40%)	Frequentes intervalos de manutenção
Baixo custo de investimento, comparado	Ruído, necessitando de local especial
Partida rápida	Grandes emissões atmosféricas
Grande variedade de combustíveis	-
Alta confiabilidade	-

Fonte: Adaptado Lora; Haddad, 2006.

Em termos de microturbinas, tem-se um outro panorama tanto em mercado quanto em relação à tecnologia. Contudo, ainda não é possível comparar, em termos de volume de vendas, seu mercado e com o mercado de motores, devido a seu baixo volume de produção (LORA; HADDAD, 2006).

Diante disso, pode-se dividir as microturbinas em dois grupos: as que trabalham com recuperação de calor e as que trabalham sem tal recuperação, de modo que as que

recuperam calor possuem uma maior eficiência. Abaixo, a tabela 8 mostra características gerais sobre as microturbinas.

Tabela 8 – Visão geral sobre microturbinas.

Faixa de capacidade	25 KW a 500 KW, em média
Eficiência	Varia de 18 a 30 % (Com recuperação de calor)
Combustíveis	Propano, Diesel, biogás e gás natural
Associação	Adequação a sistemas de cogeração

Fonte: Adaptado Lora; Haddad, 2006.

Outra comparação pertinente que se pode fazer entre as tecnologias de motores alternativos de combustão interna e microturbinas a gás é relacionada à quantidade de emissões de poluentes. As microturbinas destacam-se mais nesse quesito, pois apresentam emissões reduzidas em relação a motores, os quais por vezes precisam de controle na saída dos gases (LORA; HADDAD, 2006).

Além disso, as microturbinas possuem um gama de vantagens e desvantagens associadas ao seu funcionamento, resumidos na tabela 9.

Tabela 9 – Vantagens e desvantagens de microturbinas.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Tamanho compacto	Baixa eficiência
Baixa relação peso-potência	Perda de potência e eficiência para locais de elevada altitude e temperatura.
Baixo nível de emissões	Perda de potência e eficiência para locais de elevada altitude e temperatura.
longos intervalos entre manutenções	-

Fonte: Adaptado Lora; Haddad, 2006.

Nas próximas páginas, serão feitas modelagens de parâmetros que influenciam no comportamento da máquina e detalhadas características específicas de cada tecnologia.

5.1 Motores de combustão interna a biogás

Os motores podem ser adaptados para utilização do biogás sem prejuízo à sua eficiência. As modificações necessárias envolvem mudanças, por exemplo, ajuste da taxa de compressão, adaptação do sistema de injeção de combustível e uma pequena mudança no sistema de ignição, devido à baixa velocidade de combustão do biogás, segundo Machado (2014). Contudo, o biogás já é usado, desde a segunda grande guerra, em motores em substituição aos combustíveis à base de petróleo (DOS SANTOS, 2016).

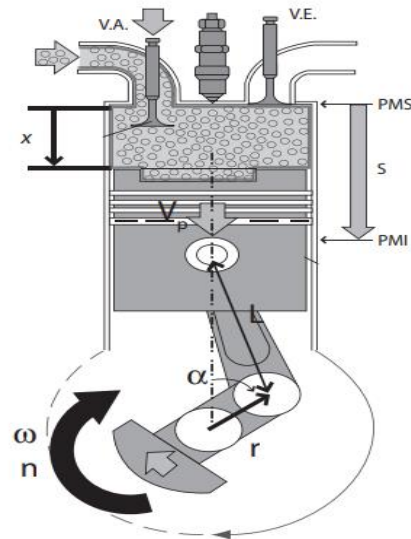
O biogás é um biocombustível que possui conteúdo energético semelhante ao gás natural. Sua composição consiste em hidrocarbonetos pequenos, e sua produção se dá por diversas vias (SUZUKI, 2011). Para sua utilização, alguns parâmetros devem ser analisados, visando a uma melhora na modelagem do motor e, assim, tornando mais eficiente a combustão e a geração de energia. A composição do gás e sua pureza influenciam diretamente em fatores intrínsecos à queima do gás no interior da câmara de combustão.

Contudo, as adaptações variam de acordo com o tipo de ciclo utilizado no motor, seja ele Diesel ou Otto. Em virtude de uma maior facilidade de conversão a novos combustíveis, o motor de ciclo Otto será o descrito no decorrer deste trabalho.

5.1.1 Teoria dos Motores de Combustão Interna

Segundo Brunetti (2012), os motores de combustão interna são máquinas térmicas e, como tal, promovem a transformação de energia química de um combustível em energia térmica. Essa energia térmica produzida aquece os gases que estão contidos dentro da câmara de combustão, mistura de combustível com ar já volatilizado, e movimentam o pistão, forçando sua descida até o ponto morto inferior. O pistão, por sua vez, possui conexão com uma árvore de engrenagens, o virabrequim, assim gerando movimento mecânico que o motor se propõe a produzir. A figura 14 mostra o funcionamento interno do pistão e sua produção de movimento.

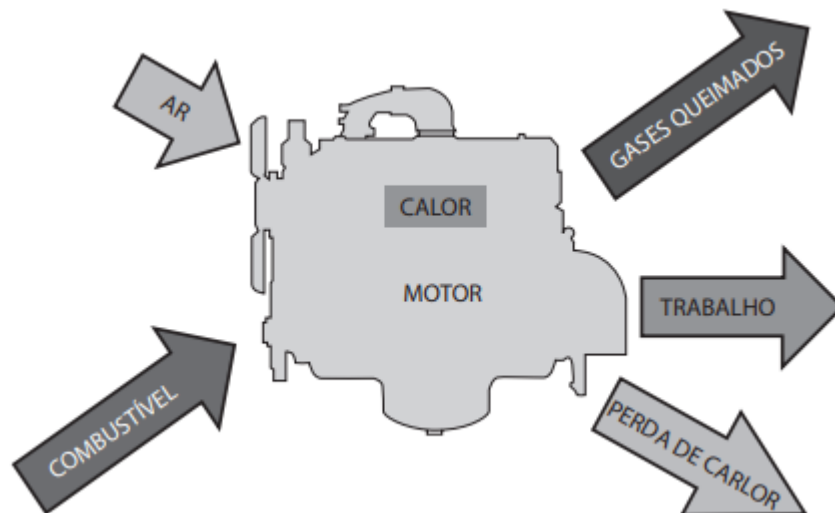
Figura 14 – Desenho esquemático do processo de produção de movimento.



Fonte: Brunetti, 2012.

O fluxo de massa e energia que se observa em um motor segue a ordem apresentada na figura 15, assim como e nos quais perdas podem ser contabilizadas, de modo superficial, em uma modelagem. Porém, ainda existem perdas mecânicas associadas ao funcionamento.

Figura 15 – Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna



Fonte: Brunetti, 2012.

Os motores são máquinas térmicas bastante resistentes, podendo operar com diversos tipos de combustíveis, desde que adaptados, e possuem ótima relação peso/potência. Devido a essa praticidade, os motores de combustão interna são aplicados em diversas áreas, incluindo geração de energia elétrica (CAMPOS, 2019).

5.1.2 Parâmetros da combustão ligados a composição do biogás

I) Limite de inflamabilidade

Cada combustível tem sua faixa de inflamabilidade, que se determina pelos percentuais máximos e mínimos do combustível numa mistura ar-combustível para o processo de combustão ocorrer. A porcentagem de metano contido no ar no momento da combustão depende da pureza do gás e quanto maior a concentração de metano, menor a faixa de inflamabilidade (SOUZA, 2016).

II) Temperatura de chama

Parâmetro que determina a taxa de produção de calor na combustão. A composição do gás deve possuir baixa concentração de dióxido de carbono e de umidade, pois ambos desfavorecem o processo de combustão diminuindo a temperatura de chama (WALSH, 1989).

II) Poder calorífico inferior

A avaliação deste indicador ajuda a analisar a quantidade de energia contida no combustível em questão, logo, quanto maior a concentração de metano no biogás maior será seu Poder Calorífico Inferior (PCI) (SOUZA, 2016).

A tabela 10 apresenta variações do calorífico inferior (PCI) em função da concentração de metano.

Tabela 10 – Poder calorífico inferior do biogás em função da composição química.

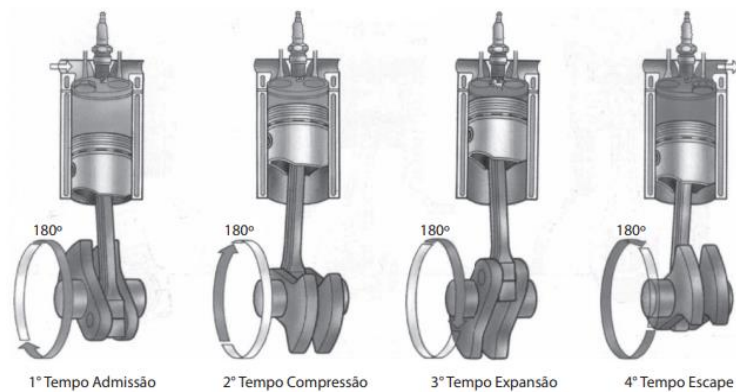
Composição química do biogás	PCI (Kcal/Kg)
10% CH ₄ e 90% CO ₂	465,43
40% CH ₄ e 60% CO ₂	2333,85
60% CH ₄ e 40% CO ₂	4229,98
65% CH ₄ e 35% CO ₂	4831,14
75% CH ₄ e 25% CO ₂	6253,01
95% CH ₄ e 05% CO ₂	10469,6
99% CH ₄ e 01% CO ₂	11661,02

Fonte: IANNICELLI, 2008.

5.1.3 Motores alternativos de Combustão Interna ciclo Otto; Princípio de funcionamento

Segundo Moreira (2017), em relação aos motores alternativos de combustão interna com ignição a centelha e 4 tempos, o ciclo ideal que mais se aproxima do funcionamento é o Otto. O ciclo na máquina é mostrado através da figura 16. Pode-se notar que a cada ciclo, duas voltas são dadas no eixo da manivela, assim classificando o motor como 4 tempos.

Figura 16 – Ilustração do funcionamento de um MCI.



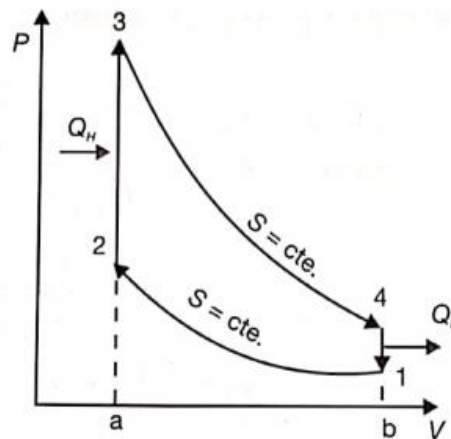
Fonte: Adaptado de Brunetti, 2012.

São 4 etapas em todo processo, as quais são descritas a seguir:

1. Admissão - O pistão desloca-se no sentido descendente, em direção ao Ponto Morto Inferior (PMI), ao mesmo tempo que a mistura ar-combustível é admitida, aspirada, para dentro do cilindro através da válvula de admissão.
2. Compressão - No momento que o pistão chega ao PMI, a válvula se fecha e se inicia a subida do pistão, causando compressão da mistura contida no cilindro. Nesse momento a mistura começa a aquecer devido à pressão.
3. Combustão e expansão - Pouco antes do pistão atingir o ponto morto superior (PMS), uma centelha é liberada pela vela de ignição e a mistura ar-combustível sofre combustão, praticamente a volume constante, causando expansão dos gases e deslocando o pistão, transmitindo força motriz ao eixo da manivela.
4. Exaustão - No momento em que o pistão atinge o PMI, ocorre a abertura da válvula de escape e a liberação dos gases em altas temperaturas. Após fechar a válvula de escape, a admissão se inicia, reiniciando o processo.

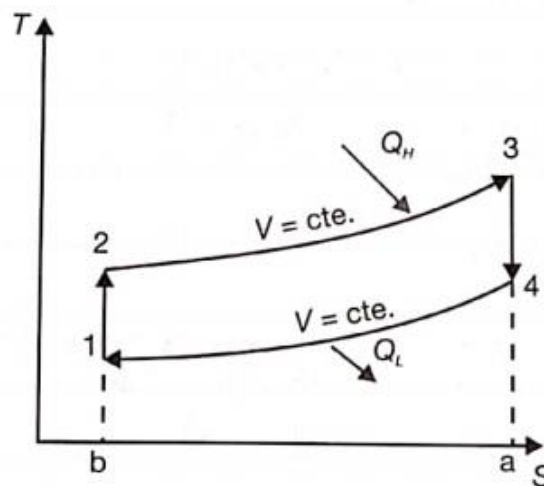
O ciclo de ar-padrão Otto é um ciclo ideal, e como tal pode ser descrito por fórmulas termodinâmicas e através de gráficos com relações entre variáveis de estado. As figuras 17 e 18 mostram os quatro processos do ciclo Otto por meio de uma análise gráfica das variáveis.

Figura 17 – Diagrama P-V do ciclo teórico



Fonte: Moreira, 2017.

Figura 18 – Diagrama T-S do ciclo teórico



Fonte: Moreira, 2017.

A partir das figuras 24, o processo pode ser dividido em sequências que respeitam, em pares, as transformações termodinâmicas que ocorrem. São dois processos isentrópicos e dois isovolumétricos para o ciclo ideal.

O processo 1-2 é uma compressão reversível e adiabática (isentrópica), que modela a compressão da mistura ar-combustível; o processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante, isovolumétrica, que modela a combustão; no processo 3-4 ocorre uma expansão

isentrópica; e para finalizar o ciclo, o processo 4-1 é uma rejeição de calor a volume constante (MOREIRA, 2017).

Para cada parte do ciclo, pode ser feita uma modelagem termodinâmica com base nas leis para sistema fechado.

- Para o processo 1-2: Trabalho de compressão por unidade de massa.

$$W_{1-2} = \frac{W_{1-2}}{m} = u_2 - u_1 \quad (1)$$

- Para o processo 2-3: Calor adicionado por unidade de massa.

$$Q_h = \frac{Q_h}{m} = \frac{Q_{2-3}}{m} = u_3 - u_2 \quad (2)$$

- Para o processo 3-4: Trabalho de expansão por unidade de massa.

$$W_{3-4} = \frac{W_{3-4}}{m} = u_3 - u_4 \quad (3)$$

- Para o processo 4-1: Calor rejeitado por unidade de massa.

$$Q_l = \frac{Q_l}{m} = \frac{Q_{4-1}}{m} = u_4 - u_1 \quad (4)$$

Onde: u energia interna.

Todas as equações acima são de um balanço de energia de um sistema fechado, considerando as particularidades adotadas para cada processo e desconsiderando energia cinética e potencial. Através dos parâmetros modelados, é possível calcular a eficiência térmica desse ciclo, com o cálculo sendo apresentado mais adiante no texto.

Contudo, o ciclo ideal não pode ser levado em consideração na análise de um motor real. As simplificações do ciclo podem perder efeito quando se leva em conta todas as partes da máquina. Ao contrário dos dois processos isentrópicos, o que ocorre em um sistema real são processos politrópicos, pois as partes metálicas do motor transferem calor da parte quente para a parte mais fria, assim seguindo um princípio físico natural. Também, o atrito das partes móveis gera calor, alterando o balanço. A eficiência do ciclo também não pode ser igual à do

motor real, pois, devido ao aquecimento do motor, existe uma necessidade de resfriamento e, assim, uma diminuição da temperatura, afetando a eficiência (DOS SANTOS, 2006).

Tabela 11 – Diferenças entre ciclo real e o teórico.

CICLO TEÓRICO DO MOTOR OTTO	CICLO REAL DO MOTOR OTTO
Compressão isentrópica 1-2	Compressão politrópica 1-2
Combustão isométrica 2-3	Combustão isométrica 2-3
Expansão isentrópica 3-4	Expansão politrópica 3-4
Exaustão isométrica 4-1	Exaustão isométrica 4-1

Fonte: Adaptado Dos Santos, 2006.

Alguns outros pontos devem ser levados em consideração quando o ciclo opera na realidade, como o fato de a potência transferida ao eixo ser menor devido aos atritos entre as peças metálicas, conseqüentemente causando perdas. Assim como o escoamento de fluidos internos do motor ser turbulento, e não laminar. Perdas de cargas nas válvulas de admissão e escape e irreversibilidade são inerentes de processos reais (MOREIRA, 2017).

5.1.4 Parâmetros influenciados pela utilização de biogás em motores convertidos

Segundo o que já foi explicitado anteriormente, motores do ciclo Otto são mais facilmente adaptados à utilização de gás (biogás) como combustível. Contudo, as pequenas alterações que devem ser feitas para mudança de combustível têm influência notável sobre alguns parâmetros relacionados com o desempenho desses motores.

I)Rendimento total

As mudanças feitas em qualquer motor sempre devem ser observadas no que se refere à que interferência aquela mudança teve no rendimento total do processo. Com isso, pode-se calcular o rendimento total do motor como sendo a multiplicação dos vários rendimentos associados ao funcionamento do motor, segundo Penido Filho (1991).

$$\eta_t = \eta_{te} \times \eta_i \times \eta_m \quad (5)$$

η_t - Rendimento total; η_{te} - Rendimento térmico; η_i - Rendimento indicado; η_m - Rendimento mecânico.

De acordo com Heywood (1988), citado por Penido Filho (1991), outra fórmula também pode ser utilizada para o cálculo do rendimento total. Neste outro desenvolvimento, as variáveis seriam mudadas e apenas seria levado em consideração o consumo específico do motor (Cs) e o poder calorífico inferior (PCI) do combustível em questão. Independente da fórmula adotada no cálculo, a variação do rendimento total de um MCI apresenta um valor entre 20 e 30 por cento.

Dito isso, considera-se rendimento térmico como a razão entre o trabalho líquido produzido pelos calores dos processos (W3-4- W1-2) e o calor fornecido pela queima do combustível (QH), ou seja:

$$\eta_{te} = \frac{(W_{3-4}) - (W_{1-2})}{Q_h} \quad (6)$$

Considerando que $WL = W_{3-4} - W_{1-2}$ e que $WL = QH - QL$, tem-se:

$$\eta_{te} = 1 - \frac{Q_l}{Q_h} \quad (7)$$

QL pode ser escrito em termos da massa, calor específico a volume constante e da diferença de temperatura. Logo:

$$\eta_{te} = 1 - \frac{mCv(T_4 - T_1)}{mCv(T_3 - T_2)} \quad (8)$$

$$\eta_{te} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (9)$$

Lembrando que os processos (1-2) e (3-4) são isentrópicos, então:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-k} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{1-k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (10)$$

Portanto, tem-se:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (11)$$

Substituindo o resultado da equação 9, obtém-se a equação que determina o rendimento térmico do ciclo:

$$\eta_{te} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (12)$$

$$\eta_{te} = 1 - \rho^{1-k} \quad (13)$$

$$\eta_{te} = 1 - \frac{1}{\rho^{1-k}} \quad (14)$$

Considerando que k é a razão entre os calores específicos ($\frac{c_p}{c_v}$) e ρ é a taxa de compressão usada.

Vários outros parâmetros, que ainda serão modelados, influenciam o rendimento térmico do ciclo, que gira em torno de 60 a 70%. Contudo, pela fórmula 14, observa-se que a taxa de compressão afeta diretamente seu valor (MOREIRA, 2017).

A relação entre os trabalhos realizados pelo motor no ciclo real e no ciclo teórico é definido como rendimento indicado (η_i), sendo a porcentagem útil de trabalho transformada no ciclo real. com seu valor podendo variar de 50 a 80% (PENIDO FILHO, 1991). A fórmula que pode representar tal definição é dada por:

$$\eta_i = \frac{T_i}{T} \quad (15)$$

Onde T_i é o trabalho realizado pelo motor no ciclo indicado e T é o trabalho realizado pelo motor no ciclo teórico.

Alguns fatores são relevantes para o rendimento indicado. A combustão é um desses fatores, visto que, para um melhor valor de rendimento, o aconselhável seria uma combustão perfeita, ou seja, uma melhor queima do conteúdo ar-combustível. Tal queima pode ser atrapalhada por problemas no momento da ignição (atrasada, adiantada ou incompleta). O motor deve estar condicionado e projetado para estabelecer o melhor momento do acionamento da vela de ignição. Ainda, a troca de calor dentro do cilindro de combustão é um fator

importante na modelagem de um motor, visto que, caso não haja dimensionamento correto do resfriamento das peças, elas podem fundir, porém quanto mais retirado é o calor, menor o rendimento indicado, sendo importante conhecer o ponto ótimo de trabalho das peças (PENIDO FILHO, 1991).

Segundo Souza (2016), o rendimento mecânico (η_m) é a relação entre potência efetiva e potência indicada, sendo a potência efetiva medida diretamente no eixo do motor. Seu valor existe em uma faixa de 80 a 90%. O valor pode ser calculado baseado na seguinte equação:

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} \quad (16)$$

Onde o Ne é a potência efetiva e Ni a potência indicada. Sabendo que:

$$Ne = Ni - Np \quad (17)$$

Sendo Np a potência absorvida, tem-se:

$$\eta_m = \frac{Ni - Np}{Ni} \quad (18)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{Np}{Ni} \quad (19)$$

Como os outros rendimentos, o rendimento mecânico também é influenciado por alguns fatores físicos, como a força de atrito que aparece entre as peças, a potência de bombeamento que é descontada e a potência absorvida por sistemas auxiliares (PENIDO FILHO, 1991).

II) Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica é uma razão do volume, convertido em peso, da mistura ar-combustível que ocupa o cilindro no momento da aspiração e quanto ela deveria ocupar. Para se obter o máximo aproveitamento, o momento que a válvula de admissão é aberta e o pistão começa seu deslocamento para o PMI todo o volume do cilindro deverá ser preenchido com combustível e ar (PENIDO FILHO, 1991). Porém, na realidade isso não ocorre. A fórmula que traduz essa informação é apresentada a seguir:

$$\eta_v = \frac{P_m}{P_o} \quad (20)$$

Sendo P_m o peso efetivo que adentra o cilindro no momento da admissão e P_o , o peso teórico máximo que poderia ser admitido.

Segundo Heywood (1988) e Brunetti (2012), Eficiência volumétrica pode ser calculada por outros parâmetros que relacionam a vazão mássica me , cilindrada do motor V_{cil} , densidade da mistura ρ_e e rotação do motor n , segundo a fórmula abaixo:

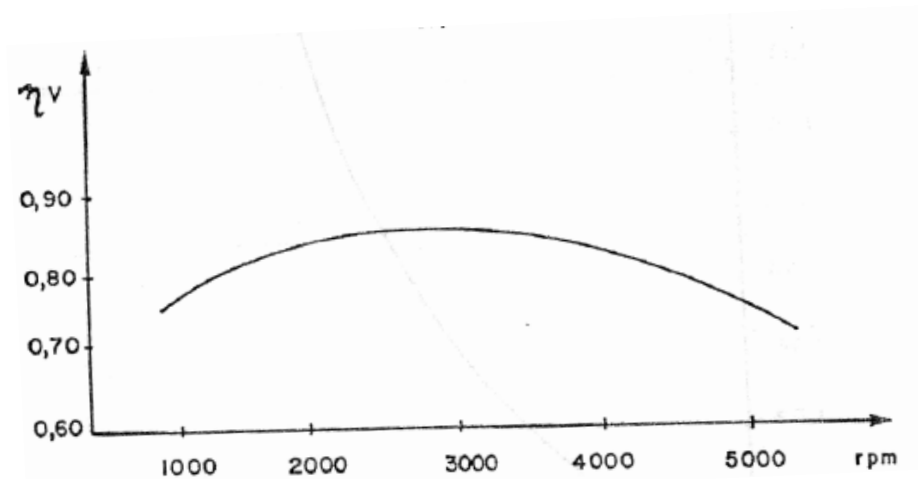
$$\eta_v = \frac{2me}{\rho_e \times V_{cil} \times n} \quad (21)$$

Portanto, observa-se que a vazão de admissão da mistura na entrada da válvula é importante para o valor da eficiência volumétrica. Segundo a fórmula 21, parâmetros como rotação do motor, densidade da mistura e cilindrada também afetam os valores. Apesar da fórmula aplicada por Penido Filho (1991) conter apenas a relação de peso, ela, implicitamente, leva em consideração os mesmos fatores, visto que se desmembrado o peso em densidade e correlacionando que o peso depende da quantidade de mistura admitida juntamente com a cilindrada (volume que pode ser ocupado no cilindro) existem fórmulas que expressão a mesma definição.

Como a densidade, de certa forma, está relacionada com o tipo de combustível usado na máquina, o uso de combustíveis gasosos, como o biogás, tende a diminuir a eficiência volumétrica. Tal fato se deve a uma análise de poder calorífico por volume de combustível dentro do cilindro, considerando que combustíveis líquidos possuem maior quantidade de energia por volume ocupado (MACHADO, 2014). Ademais, a perda de carga no conduto de admissão da mistura influencia a vazão mássica e, desse modo, com a eficiência, logo, fechamentos tardios e aberturas prematuras tendem a provocar uma mudança de efeito negativo na eficiência volumétrica (PENIDO FILHO, 1991).

Quanto ao fator de rotação no motor (n), quanto maior a rotação do motor, ou seja, o movimento do pistão no cilindro, mais esse rendimento tende a diminuir. As causas dessa redução estão ligadas a uma maior perda de carga nos condutos de admissão e escape, visto que o aumento da necessidade de combustível faz com que as válvulas trabalhem de forma mais rápida. A figura 19 evidencia essa afirmação.

Figura 19 – Eficiência volumétrica versus rotação do motor



Fonte: Penido Filho, 1991.

Com todos os índices bem modelados, tem-se um intervalo entre 60 a 90% de eficiência volumétrica, de acordo com Penido Filho (1991).

III) Consumo específico do motor

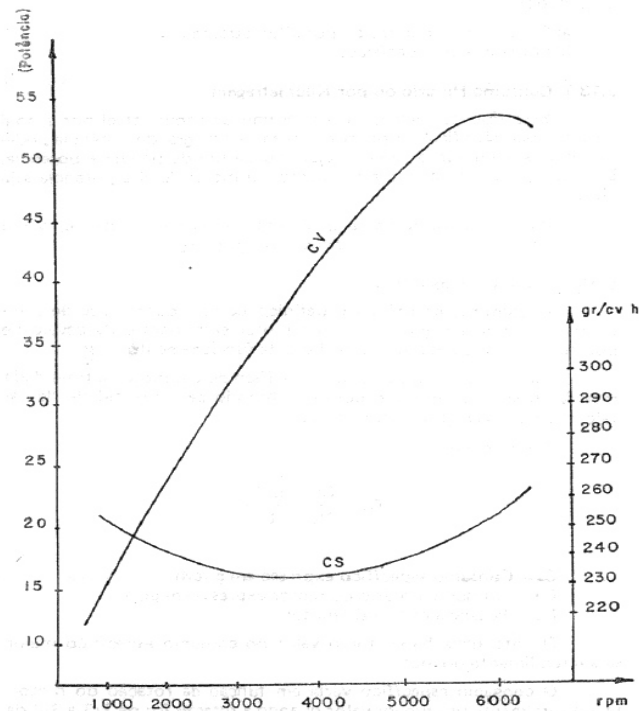
Segundo Brunetti (2012), o consumo específico é definido como sendo a razão entre o consumo de combustível e a potência efetiva, potência medida diretamente na saída do eixo do rotor.

$$Ce = \frac{mc}{Ne} \quad (22)$$

Sendo mc (gr/h) o consumo de combustível, e Ne (cv) a potência efetiva e Ce o consumo específico (gr/cvh).

Diante disso, Penido Filho (1991) afirma que o consumo específico varia em relação à quantidade de giros no motor, determinando uma faixa ótima de menos consumo quando a rotação estiver entre 66 a 75% de rotação máxima. Essa correlação pode ser vista na figura 20.

Figura 20 – Relação entre o consumo específico, a potência efetiva e a rotação.



Fonte: Penido Filho, 1991.

Pelos gráficos, nota-se que, em baixas rotações, o consumo específico é alto, com isso ocorrendo devido a determinados fatores. Um deles é o calor dissipado no corpo do cilindro e do cabeçote, uma vez que, em baixas rotações, essa dissipação ocorre de forma mais exagerada do que quando o motor está em alta carga. Além disso, devido à baixa velocidade, existe uma tendência à condensação do combustível no coletor, visto que ele tende a ficar mais tempo em contato com o duto, trocando calor e podendo condensar. Para mitigar tal problema, o motor responde tentando corrigir a mistura e enriquecendo-a.

Em altas rotações, o consumo específico também sobe. Esse aumento ocorre por dois fatores, sendo estes, aumento da potência absorvida e temperatura da câmara de combustão. Os sistemas auxiliares, que servem de resistência para potência, consomem potência diretamente proporcional à rotação do motor, assim, diminuindo seu rendimento. Também, a temperatura da câmara de combustão aumenta à medida que a rotação do motor sobe, afetando, desse modo, o consumo específico (PENIDO FILHO, 1991).

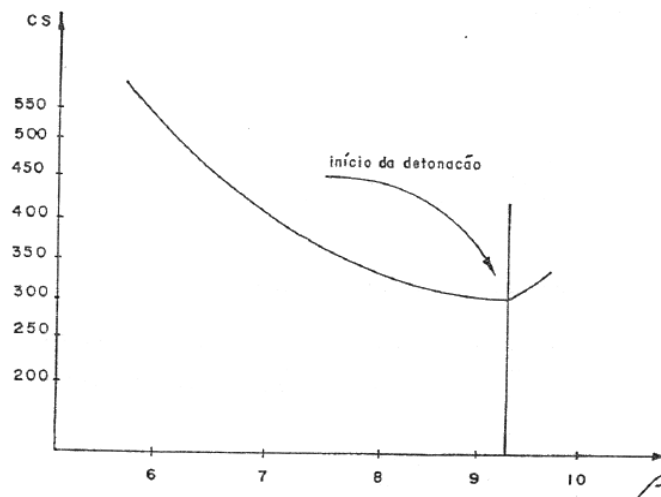
Alguns fatores interferem no consumo específico independentemente de baixas ou altas rotações, sendo eles: rendimento do motor, PCI do combustível, pressão média específica e taxa de compressão, que será explicada no próximo tópico.

O rendimento total do motor é um parâmetro que, quanto maior seu valor, menor será o consumo específico, uma vez que o aproveitamento de energia é melhor. Outro parâmetro

é o PCI do combustível que, quanto menor seu valor, menos é o consumo. Por fim, tem-se a pressão média específica que, quanto mais se eleva, menor é o valor de C_e (PENIDO FILHO, 1991; HEYWOOD, 1988).

Quanto ao C_e , em relação a taxa de compressão, a figura 21 ilustra como o consumo se comporta com o aumento da taxa.

Figura 21 – Relação entre a taxa de compressão e consumo específico.



Fonte: Penido Filho, 1991.

IV) Taxa de compressão

A taxa de compressão é definida como sendo a razão entre o volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão, de acordo com Moreira (2017).

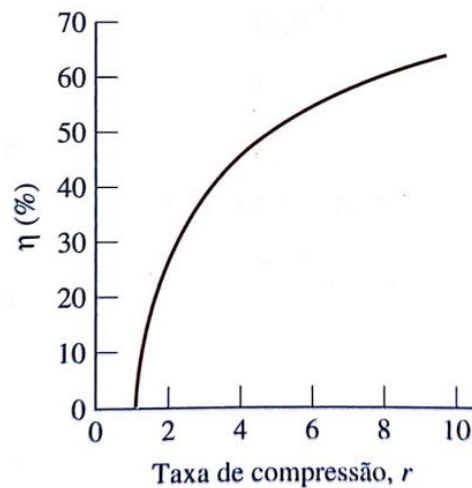
$$\rho = \frac{v_t}{v_o} \quad (23)$$

Essa razão influencia em muitos outros parâmetros, como já observado anteriormente, e é um dos principais fatores para melhoria em relação ao rendimento dos motores. Uma taxa de compressão é especificada para cada tipo de ciclo e combustível. Dessa forma, para motores de combustão do ciclo Otto, a gasolina tem uma faixa ótima de 9:1 a 10:1. Contudo, conforme já apresentado, a taxa de compressão depende da natureza do combustível (Moreira, 2017).

Com isso, para motores funcionando com biogás, taxas de compressão admitidas são valores que podem chegar até 12:1, já para motores que trabalham com gás natural, esses valores podem variar em um intervalo de 15:1 a 17:1. A explicação está na falta de uniformidade

da concentração do biogás, uma vez que este geralmente não possui concentração de metano constante, salvo as exceções em que se passa por tratamento (purificação) para efetuar padronização no que se refere à pureza desse gás, com o objetivo de evitar detonação (MOREIRA, 2017) e (SOUZA, 2016). A figura 22 mostra a relação entre o aumento da taxa de compressão e a eficiência.

Figura 22 – Relação entre a taxa de compressão e eficiência.



Fonte: Moran; Shapiro e Boettner, 2015.

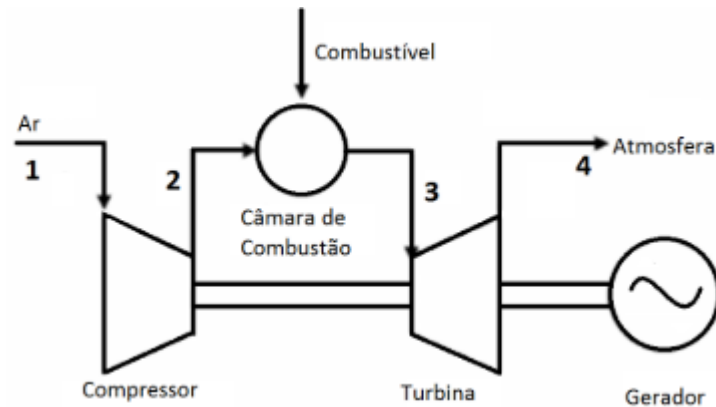
Uma taxa de compressão estimada de maneira errada pode acarretar problemas ao motor, como detonações, as quais causam instabilidade na hora da combustão e prejudicam o pistão, podendo ser, até mesmo, destrutivas. Outro exemplo é a diminuição da potência, pois a passagem de movimento do pistão ao virabrequim é afetada (ROSA, 2015).

5.2 Microturbinas a biogás

5.2.1 Princípio de funcionamento e ciclo termodinâmico

As microturbinas são máquinas de combustão interna mais compactas, mas que se utilizam dos mesmos componentes de uma turbina de médio ou grande porte tradicional, afirma Rauber (2016). O fluido de trabalho destes equipamentos é um gás, devido a isso a denominação de turbinas a gás. Desse modo, tal equipamento segue o mesmo ciclo que as grandes máquinas operam, o ciclo Brayton. A figura 23 apresenta um esquema simplificado.

Figura 23 – Esquema simplificado de um ciclo Brayton.



Fonte: Rauber, 2016.

O Ciclo ideal Brayton possui 4 processos onde, para simplificação do equacionamento, algumas considerações são feitas, como mostra a tabela 12.

Tabela 12 – Considerações para o ciclo Brayton.

Processos de compressão e expansão são reversíveis, adiabáticos e isentrópicos.
A variação de energia cinética do fluido de trabalho entre a admissão e saída de cada componente pode ser desconsiderada.
Não ocorre perda de pressão nos componentes e nos dutos que os conectam.
O fluido de trabalho tem a mesma composição em todo o ciclo e é um gás perfeito com calor específico constante.
A vazão de gás combustível é constante em todo o ciclo.
A transferência de calor em um trocador de calor é completa, de tal forma que o aumento de temperatura no lado frio é o máximo possível e exatamente igual à queda de temperatura no lado quente.

Fonte: Dos Santos, 2006 e Guerra, 2017.

O ciclo se inicia na admissão de ar no compressor, segue ao estágio seguinte, passando por uma compressão isentrópica. Deve-se levar em consideração que neste momento o ar eleva sua temperatura devido à passagem nas palhetas do compressor, aumentando a razão de compressão, forçado. Após a entrada do ar comprimido na câmara de combustão, ocorre uma combustão isobárica e, logo após, os gases que estão no interior da câmara de combustão são liberados sofrendo uma expansão isentrópica. Imediatamente, com a liberação, a expansão desses gases aquecidos movimentava o eixo da turbina, indiretamente, assim liberando os gases na atmosfera (DOS SANTOS, 2006).

Esta explicação refere-se a um ciclo aberto, onde os gases, após o processo, são liberados para atmosfera.

Resumindo as etapas para o ciclo ideal com suas respectivas equações por unidade de massa, segundo Moran; Shapiro e Boettner (2015), obtém-se:

- i. Processo 1 – 2, compressão isentrópica (adiabática e reversível) do ar.

$$W_c = h_2 - h_1 \text{ ou } W_c = cp(T_2 - T_1) \quad (24)$$

- ii. Processo 2 – 3, transferência de calor isobárica da fonte quente para o ar.

$$Q_e = h_3 - h_2 \text{ ou } Q_e = cp(T_3 - T_2) \quad (25)$$

- iii. Processo 3 – 4, expansão isentrópica (adiabática e reversível) do ar.

$$W_t = h_3 - h_4 \text{ ou } W_t = cp(T_3 - T_4) \quad (26)$$

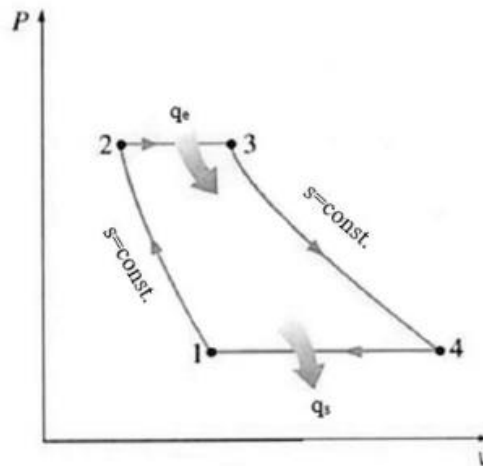
- iv. Processo 4 – 1, transferência de calor isobárica do ar para a fonte fria.

$$Q_s = h_4 - h_1 \text{ ou } Q_s = cp(T_4 - T_1) \quad (27)$$

Onde: h entalpia, T temperatura, cp calor específico a pressão constante

A visualização desse processo pode ser feita, também, através de gráficos. A figura 24 mostra a relação P-V (Pressão (Kpa) x Volume específico (m^3/Kg)) para o ciclo.

Figura 24 – Diagrama P-V do ciclo ideal Brayton.

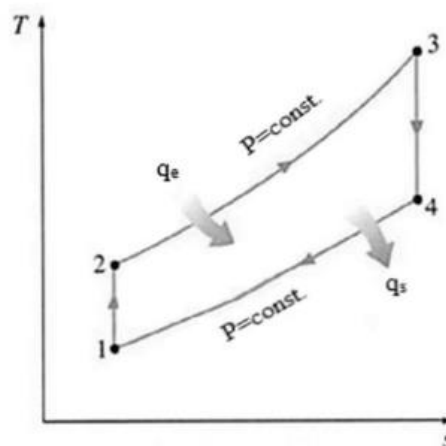


Fonte: Adaptado Çengel e Boles, 2013.

A figura acima deixa claro os pontos de entrada e saída de calor. O processo 2-3, no qual o volume aumenta e a pressão permanece constante, é a entrada de calor, quando ocorre combustão dentro da câmara, e o processo 4-1, no qual o volume diminui a uma pressão constante, é a saída de calor, sendo o momento em que os gases quentes são liberados.

Além disso, essa mesma análise, com relação ao calor que entra ou que sai, pode ser feita verificando a figura 25 que mostra o gráfico T-s (temperatura (K) x entropia específica (KJ/Kg. K)).

Figura 25 – Diagrama T-s do ciclo ideal Brayton.



Fonte: Adaptado Çengel e Boles, 2013.

Entretanto, a operação de uma microturbina não segue o ciclo ideal, pois as idealizações não se verificam na prática. Seguindo os processos, observam-se perdas tanto no compressor quanto na turbina, seja ela transferência de calor pelo material metálico ou perdas

relacionadas a quedas de pressão, afirma Dos Santos (2006). A tabela 13 mostra as diferenças entre o ciclo real e o ciclo ideal.

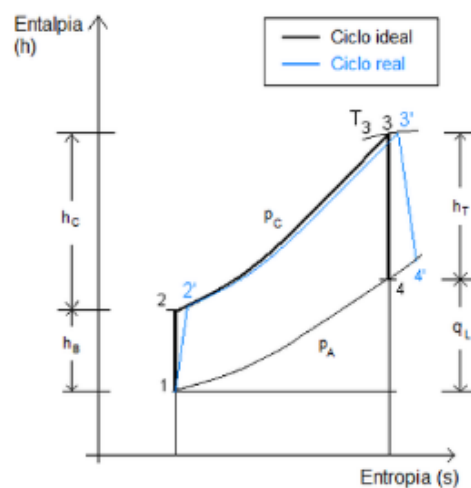
Tabela 13 – Diferenças entre ciclo ideal e real de turbinas a gás.

CICLO REAL TURBINA A GÁS	CICLO IDEAL TURBINA A GÁS
Compressão e expansão politrópica (1-2 e 3-4)	Compressão e expansão isotrópica (1-2 e 3-4)
Combustão e exaustão isobárica (2-3e 4-1)	Combustão e exaustão isobárica (2-3e 4-1)
Compressão exige mais trabalho	Compressão exige mais trabalho
Menor potência no eixo	Menor potência no eixo
Irreversibilidade	Não contém irreversibilidade
Maior aquecimento da turbina	Menor aquecimento da turbina
Menor eficiência	Menor eficiência

Fonte: Adaptado Dos Santos, 2006.

Devido a essa diferença, é presumível que o diagrama que representa o ciclo também mude. O diagrama P-v praticamente não sofre alterações, pois os processos que envolvem pressão são mantidos com perdas mínimas, afirma Dos Santos (2006). Contudo, o diagrama T-s é modificado, pois, como visto na tabela, a entropia não se mantém constante durante os processos 1-2 e 3-4. A figura 26 mostra a superposição de diagramas T-s dos ciclos reais e ideais.

Figura 26 – Diagrama H-s para ciclo real e ideal

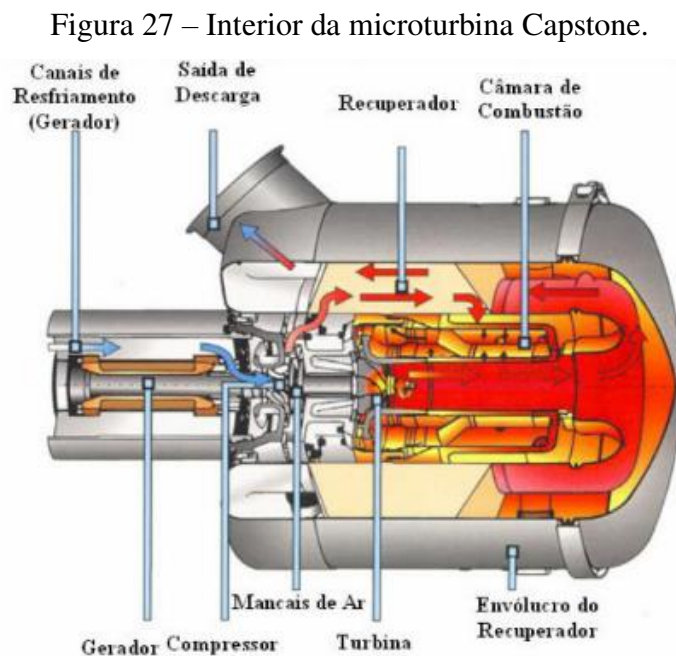


Fonte: Rauber, 2016.

Pelo diagrama, confirma-se as diferenças entre os ciclos. Como já mostrado na tabela 13, existem irreversibilidades no ciclo real, logo, aumento de entropia do processo adiabático, mostrado pelo deslocamento da linha azul no diagrama entre 2 e 2', bem como entre 3 e 3'.

5.2.2 Componentes

Como já explicado anteriormente, as microturbinas possuem os mesmos componentes das turbinas a gás de médio e grande porte. Com isso, a compreensão por parte dos componentes é entendida da mesma forma que as turbinas em tamanho convencional. A figura 27 apresenta uma visão interna de uma microturbina. O modelo da turbina em questão é uma microturbina Capstone.



Fonte: Adaptado Guerra, 2017.

5.2.2.1 Compressor

O compressor é uma máquina composta por um rotor, que contém pás, e um difusor, que é um sistema de pás fixas, integrado ou não na carcaça. Seu funcionamento ocorre pela passagem do ar aspirado por este rotor, conseqüentemente pelas pás, elevando sua pressão, comprimindo o gás. Assim, como o aumento da taxa de compressão, a temperatura do ar

também sofre uma elevação, causando um aumento de entalpia no ar que se encaminha para a câmara de combustão (RAUBER, 2016; ROHDEN, 2019).

Segundo Rohden (2019), “os compressores podem ser basicamente de dois tipos: centrífugo (ou radial) e axial, conforme a direção do escoamento na saída do rotor em relação ao eixo de rotação da máquina”. Com isso, para turbinas a gás essa divisão ocorre da seguinte forma: turbinas com potência entre 550 Kw e 500 Mw geralmente usam compressores axiais, enquanto turbinas de menor potência, 30 a 500 Kw, usam, geralmente, compressores de eixo radial (RAUBER, 2016). No caso da tecnologia em análise, o compressor que se adequa ao estudo é o centrífugo.

O nome centrífugo decorre pela forma de como o ar percorre esse compressor, visto que o ar que passa pelo rotor é afetado por forças centrífugas, e o diâmetro do rotor é fator essencial de projeto para determinação da intensidade da força que o ar sofrerá (ROHDEN, 2019). Este tipo de compressor trabalha com vazões de ar baixas e médias, sendo sua razão de compressão com o valor em torno de 3:1 e 4:1, segundo Rauber (2016). A tabela 14 mostra vantagens e desvantagens desse tipo de compressor.

Tabela 14 – Vantagens e desvantagens do compressor centrífugo.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Compacto (compressão em um só estágio)	Rendimento baixo
Maior resistência.	Alta relação de diâmetro que dificulta o uso aeronáutico
Construção mais fácil.	Baixas razões de compressão.

Fonte: Adaptado Martinelli, 2002.

5.2.2.2 Câmara de Combustão

Na câmara de combustão, ocorre a combustão do combustível em meio ao ar fornecido pelo compressor. Tal reação ocorre pela liberação de uma centelha, fornecida pelo sistema de ignição, uma vez que, como processo contínuo, a fagulha é acionada apenas uma vez, visto que, após o início da combustão, tal chama deve se manter autossustentável. Ou seja, caso a combustão cesse, o sistema todo irá parar imediatamente (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2001).

Uma série de processos que ocorrem dentro da câmara de combustão são observados, sendo eles: I) pulverização do combustível; II) vaporização do combustível; III) homogeneização da mistura ar-combustível; IV) liberação da centelha e manter a combustão; V) diluição dos produtos da combustão. Entretanto, alguns desses processos não são necessários caso o combustível seja gasoso, por exemplo, a vaporização do combustível, a qual não precisa ser efetivada pois o biogás, combustível em questão, já se encontra na forma gasosa (ROHDEN, 2019; SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2001).

No que tange os processos dentro da câmara de combustão, observa-se que existem zonas onde ocorre cada processo. Segundo Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001), três etapas de distribuição do ar, vindo do compressor, podem ser observadas, recebendo uma quantidade de ar, percentualmente, para cada etapa da combustão. A necessidade de que ocorra uma divisão de etapas sobre a entrada do ar é uma questão de estequiometria da mistura e resfriamento parcial dos gases da combustão.

Caracterizando as três etapas de liberação de ar na combustão, Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001) afirma que, num primeiro momento, cerca de 20% devem ser liberados ao redor do combustível, uma vez que tal ação facilita a combustão rápida. Na sequência, cerca de 30% devem então ser lançados na câmara, com o momento de tal liberação devendo ser exato, pois um erro em quantidade de ar ou tempo da combustão pode causar resfriamento e ocasionar prejuízo à chama. Desse modo, o restante do ar é liberado para se unir aos gases, produtos da combustão, a fim de resfriá-los. A necessidade de resfriar os gases da combustão é baseada no ponto ótimo de trabalho dos componentes da turbina. Além disso, para causar uma maior homogeneidade entre as correntes de ar e gases da combustão, para o resfriamento, uma certa turbulência deve ser considerada.

Em termos de eficiência de combustão, a proporção de ar-combustível em uma operação nominal é de 100:1, sendo a relação estequiométrica estabelecida em 15:10. O excesso de ar garante a alta eficiência de combustão, cerca de 99%. Além disso, outro parâmetro considerado importante para um bom desempenho na câmara de combustão é a perda de pressão (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2001).

5.2.3 Turbina

Após a câmara de combustão, os gases são direcionados a outro equipamento que irá se aproveitar da expansão desses gases, devido à sua temperatura após a combustão, e irá retirar energia da velocidade desses gases, movendo o rotor da turbina. Por outras palavras, os

gases em expansão irão ocasionar o movimento do rotor da turbina. Nesse contexto, as turbinas podem ser do tipo axial ou radial. As radiais são mais utilizadas em máquinas com baixa vazão de gás, ideais em microturbinas. Já as turbinas axiais, são utilizadas para grandes vazões gasosas e seu movimento é apenas rotativo, ponto favorável em projeto, pois permite maior facilidade em balanceamento do rotor além de ter um nível de vibração menor (RAUBER, 2016). Os gases de expansão que deixam a câmara de combustão, causam um torque no eixo da turbina, eixo este que também está acoplado ao compressor, por vezes, fazendo o compressor trabalhar e dando continuidade ao funcionamento (RAUBER, 2016). Além de que este eixo também pode ser compartilhado com o que se conecta ao gerador.

5.2.4 Análise energética para uma microturbina a gás.

Para tal análise, deve-se fazer um estudo termodinâmico da turbina e seus componentes. Com isso, utilizando a primeira lei da termodinâmica, tem-se uma base consolidada para o estudo das relações entre energia (GUERRA, 2017).

Deve-se haver uma definição do volume de controle e então a aplicação da primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, que pode ser escrita da seguinte forma segundo Van Wylen (2003):

$$q^\circ + h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e = w^\circ + h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s \quad (28)$$

Onde q° é a quantidade de calor por unidade de massa (J/Kg), h é a entalpia específica (J/Kg), V é a velocidade do fluido (m/s), g a aceleração da gravidade (m/s^2), Z altura de um ponto do fluido (m) e w° o trabalho realizado por unidade de massa (J/Kg).

Após algumas simplificações, a primeira lei é escrita de forma mais simples, visto que o termo que compreende a altura em relação a um ponto específico pode ser desconsiderado.

Tendo em vista a análise energética proposta, a definição matemática de entalpia e entropia devem ser consideradas, segundo Çengel e Boles (2013), como:

- Variação de entalpia:

$$\Delta h(T_1, T_2) = \int_{T_i}^{T_j} cp(T)dT \quad (29)$$

- Variação de entropia:

$$\Delta s(T_1, T_2, rpc) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{cp(T)}{T} - R \ln(rpc) \quad (30)$$

Sendo:

$$rpc = \frac{P_2}{P_1} \quad (31)$$

Com isso, a análise será feita apenas nos componentes citados anteriormente, ou seja, compressor, câmara de combustão e turbina.

I) Modelagem do compressor

O compressor trabalha no sentido de aumentar a pressão do ar que passa por ele, como já esclarecido anteriormente. Com isso, ao entrar no compressor, o ar passa por filtro, difusor e duto de entrada, causando uma perda de pressão ΔP , levando em conta que a temperatura nesse ponto ainda é a ambiente (T_{amb}), logo:

$$P_1 = P_{amb} - \Delta P_e \quad (32)$$

Com $T_1 = T_{amb}$ e sendo ΔP_e a perda de pressão causada pelos obstáculos encontrados pelo ar (ROHDEN, 2019).

Sendo um processo isentrópico, pode-se calcular a pressão de saída no compressor de forma ao levar em conta a razão de compressão do compressor.

$$P_{2s} = P_1 \times rpc \quad (33)$$

Segundo Çengel e Boles (2013), calcula-se o calor específico apenas como função da variação de temperatura, ou seja:

$$cp(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (34)$$

Como foi visto, o processo é considerado uma compressão isentrópica, como citado anteriormente. Logo, as energias cinética e potencial são desprezadas assim como as trocas de calor. Com isso, não existe variação entrópica.

Nesse contexto, a equação de variação de entropia pode ser escrita da seguinte forma:

$$0 = \int_{T_i}^{T_j} \frac{cp(T)}{T} dT - R \ln(rpc) \quad (35)$$

Isolando o termo de rpc , observa-se a seguinte equação:

$$R \ln(rpc) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{cp(T)}{T} dT \quad (36)$$

Levando-se em conta que:

$$Cp = \frac{cp}{M} \quad (37)$$

Deve-se associar os vários termos à fórmula 34, assim:

$$R \ln(rpc) = \frac{1}{M} \left[a \ln(T_i - T_j) + b(T_i - T_j) + \frac{c}{2}(T_i^2 - T_j^2) + \frac{d}{3}(T_i^3 - T_j^3) \right] \quad (38)$$

Diante das inúmeras variáveis, faz-se necessário um breve resumo listando tais variáveis: T2- Temperatura na saída do compressor no processo real; T2s- Temperatura na saída do compressor no processo isentrópico; Cp - Calor específico; cp - Calor específico médio; M - Massa molar; T_i - Representa a temperatura após a compressão isentrópica e T_j - a temperatura na entrada do compressor (ÇENGEL; BOLES, 2013; ROHDEN, 2019).

Na equação 34, nota-se a existência de coeficientes. A tabela 15 abaixo mostra os valores dos coeficientes para o tipo de gás que entra no compressor:

Tabela 15 – Coeficientes para o cálculo do calor específico em função da temperatura.

Componente	Símbolo	a (KJ/Kmol.K)	b (KJ/Kmol.K)	c (KJ/Kmol.K)	d (KJ/Kmol.K)	M (KJ/Kmol.K)	R (KJ/Kg. K)
Ar	-	28,11	0,1967x10 ⁻²	0,4802x10 ⁻⁵	-1,966x10 ⁻⁹	28,97	0,287
Gás carbônico	CO ₂	22,26	5,981x10 ⁻²	-3,501x10 ⁻⁵	7,496x10 ⁻⁹	44,01	0,1889
Metano	CH ₄	19,89	5,024x10 ⁻²	1,269x10 ⁻⁵	11,01x10 ⁻⁹	16,043	0,5182
Água	H ₂ O	32,24	0,1923x10 ⁻²	1,055x10 ⁻⁵	-3,595x10 ⁻⁹	18,015	0,4615
Nitrogênio	N ₂	28,9	0,1571x10 ⁻²	0,8081x10 ⁻⁵	-2,873x10 ⁻⁹	28,013	0,2968

Fonte: Adaptado Çengel; Boles, 2013.

O cálculo de T2s pode ser feito da seguinte forma, de acordo com a equação 29:

$$h_{2s} - h_1 = \int_{T_i}^{T_j} \frac{cp(T)}{T} dT \quad (40)$$

A partir do cálculo de Δh_s é possível encontrar a eficiência do compressor. Van Wylen (2003) e Moran; Shapiro e Boettner (2015) definem a eficiência do compressor como sendo a razão entre o trabalho do compressor no ciclo ideal e o trabalho do compressor no ciclo real.

$$\eta_{comp} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} \quad (41)$$

Segundo Çengel e Boles (2013), as equações de trabalho realizado pelo compressor apresentam-se como:

- Para o termo ideal:

$$W_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (42)$$

- Para o termo real:

$$W_{comp} = cp(T_2 - T_1) \quad (43)$$

Utilizando as equações acima apresentadas, pode-se substituir na equação 41 os termos ideal e real.

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{cp(T_2 - T_1)} \quad (44)$$

Sendo h_1 a entalpia de entrada no compressor e h_{2s} a entalpia de saída no compressor.

De acordo com Moreira (2017), em um ciclo real, parte do trabalho produzido pela turbina é consumida pelo eixo para acionar o compressor. Assim, cerca de 40 a 70 % do trabalho é usado pelo compressor.

O trabalho real de um compressor também pode ser expresso em termos da razão dos calores específicos k e a razão de compressão, da seguinte forma:

$$W_{real} = \frac{W_{ideal}}{\eta_{comp}} \quad (45)$$

$$W_{real} = \frac{1}{\eta_{comp}} Cp(T_2 - T_1) \quad (46)$$

Dividindo os termos por T_1 , obtém-se:

$$W_{real} = \frac{CpT_1}{\eta_{comp}} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (47)$$

Sabendo que existem relações isentrópicas entre a temperatura e pressão, tem-se:

$$rpc = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (48)$$

Substituindo os termos da expressão anterior, tem-se:

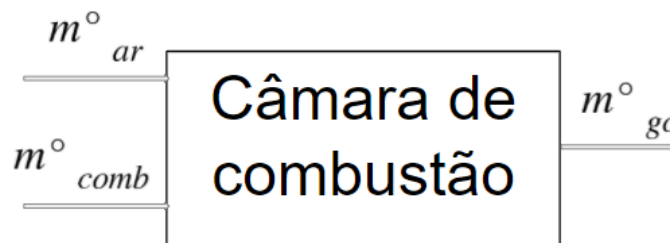
$$W_{real} = \frac{cpT_1}{\eta_{comp}} \left(rpc^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (49)$$

II) Modelagem da Câmara de Combustão

O processo de combustão no ciclo Brayton é um processo contínuo e que se autossustenta. Segundo Turns (2013), combustão é uma forte e rápida reação exotérmica que se dá entre o combustível e oxidante (comburente). No geral, os elementos presentes em combustíveis que fornecem energia para queima são carbono, enxofre e hidrogênio, sendo o oxigênio definido como comburente da reação.

A figura 28 mostra um desenho esquemático da câmara de combustão, levando-se em conta os fluxos de massa que norteiam o processo.

Figura 28 – Fluxo de massa na câmara de combustão



Fonte: Adaptado Guerra, 2017.

Os termos usados na figura são relacionados a vazões mássicas do ar, do combustível e, na saída, dos gases de combustão. Tais termos serão de extrema importância na modelagem termomecânica da câmara de combustão (RAUBER, 2016).

Assim, para modelagem, deve-se realizar um balanço de energia e estruturar uma equação que permita avaliar o processo de aquecimento do ar que passa pela câmara. Seguindo essa premissa, a equação fica:

$$m_{ar}^{\circ} C_{p,ar} T_2 + m_{comb}^{\circ} PCI + m_{comb}^{\circ} C_{comb} T_{comb} = (m_{ar}^{\circ} + m_{comb}^{\circ}) C_{p,g} T_3 \quad (50)$$

Onde: m_{ar}° - Vazão mássica de ar (Kg/s); m_{comb}° -Vazão mássica do combustível (Kg/s); $(m_{ar}^{\circ} + m_{comb}^{\circ})$ –Vazão mássica dos gases de combustão (Kg/s); $C_{p,ar}$ - Calor específico do ar (KJ/Kg.k); $C_{p,comb}$ - Calor específico do combustível (KJ/Kg.k); $C_{p,g}$ - Calor específico dos gases de combustão (KJ/Kg.k); PCI - Poder calorífico inferior do combustível (MJ/Kg); T_2 , T_3 e T_{comb} são respectivamente as temperaturas de entrada e saída da câmara de combustão e temperatura (K).

Rauber (2016) considera no balanço de energia dentro da câmara de combustão apenas o cp do ar, visto que o produto entre vazão mássica de combustível e seu calor específico é irrelevante frente ao mesmo produto em relação ao ar, desse modo, o calor liberado pela combustão é definido como:

$$Q_{comb}^{\circ} = \dot{m}_{comb} \cdot \eta_{comb} \cdot PCI \quad (51)$$

Em que Q_{comb}° e η_{comb} são, respectivamente, o calor liberado e a eficiência de queima do combustível. Essa formulação é considerada como correta, pois pelo balanço de energia na câmara não se conta com realização de trabalho, desse modo apenas o calor deve ser levado em conta.

A partir da equação 50, a temperatura de saída dos gases da câmara de combustão (T_3) pode ser calculada. É importante ressaltar que essa temperatura deve ser bem observada, pois é a mesma temperatura que entra na turbina. Isolando a temperatura de saída da câmara, tem-se:

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{ar} c_{p,ar} T_2 + \dot{m}_{comb} PCI + \dot{m}_{comb} C_{comb} T_{comb}}{(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) C_{p,g}} \quad (52)$$

Monteiro (2010) alerta para as temperaturas de entrada na turbina, pois o material tem seu limite de temperatura aceitável para um bom funcionamento. Logo, a temperatura de saída é um parâmetro, também, para verificação do processo de combustão.

Além de processos térmicos, existe a possibilidade de uma perda mecânica na câmara de combustão, ou seja, uma perda de carga em relação à pressão na saída, um processo que afeta o rendimento da turbina como consequência (ROHDEN, 2019; MONTEIRO, 2010).

Assim, a pressão de saída da câmara de combustão pode ser calculada da seguinte forma:

$$P_3 = P_2 - P_{cc} \quad (53)$$

Tendo: P_3 - Pressão de saída da câmara; P_2 - Pressão de entrada na câmara e P_{cc} - Perda de carga na câmara.

III) Modelagem da Turbina

O presente trabalho faz uma analogia com a modelagem da turbina em comparação ao compressor, sintetizando o desenvolvimento e salientando mudanças apenas nos pontos com diferentes variáveis. Uma modelagem mais detalhada pode ser encontrada em Faria (2009) e Monteiro (2010).

Considerando a temperatura de saída da turbina e todas as considerações já citadas sobre os processos ideais, tem-se:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (54)$$

Observa-se que relações de pressão e temperatura foram utilizadas, as quais são básicas da termodinâmica como mostra Moran; Shapiro e Boettner (2015). Seguindo a mesma linha de raciocínio do compressor, pode-se inferir que o rendimento da turbina é dado por:

$$\eta_T = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} \quad (55)$$

Onde: T_4 - Temperatura real da saída dos gases após passar pela turbina; T_{4s} - Temperatura de saída da turbina considerando processo isentrópico e T_3 - temperatura dos gases antes de entrar na turbina.

Reorganizando para encontrar T_4 , tem-se:

$$T_4 = T_3 + \eta_t(T_{4s} - T_3) \quad (56)$$

Sabendo que a potência gerada por uma turbina pode ser calculada como o produto entre a vazão mássica de gases de combustão, calor específico dos gases de combustão e variação de temperatura.

$$W_t = \dot{m}_g C_{p,g}(T_3 - T_4) \quad (57)$$

Pode-se ainda, segundo Moreira (2017), avaliar o trabalho real da turbina da seguinte maneira:

$$W_{t,real} = \eta_t W_{t,ideal} \quad (58)$$

$$W_{t,real} = \eta_t Cp(T_3 - T_4) \quad (59)$$

Assim, chegando na expressão que calcule o trabalho real da turbina.

$$W_{t,real} = \eta_t CpT_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \quad (60)$$

Além disso, é possível considerar avaliar mais um parâmetro após o fim da modelagem da turbina, o trabalho líquido realizado pela máquina térmica em questão. Moreira (2017) define trabalho líquido como sendo a subtração do trabalho da turbina pelo trabalho do compressor, ou seja:

$$W_l = W_t - W_c \quad (61)$$

IV) Eficiência

O passo a passo matemático para modelagem da eficiência de um sistema de ciclo Brayton ideal pode ser acompanhado tanto em Moran; Shapiro e Boettner (2015) como em Moreira (2017).

Partindo da definição de eficiência térmica, tem-se:

$$\eta_{térmica} = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e} \quad (62)$$

Onde: Q_e - Calor recebido e Q_s - Calor cedido.

Com a simplificação da fórmula, obtém-se:

$$\eta_{térmica} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} \quad (63)$$

Substituindo as variáveis por formulações em termos de calores específicos e temperaturas, encontra-se:

$$\eta_{t\u00e9rmica} = 1 - \frac{Cp(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)} \quad (64)$$

Reformulando:

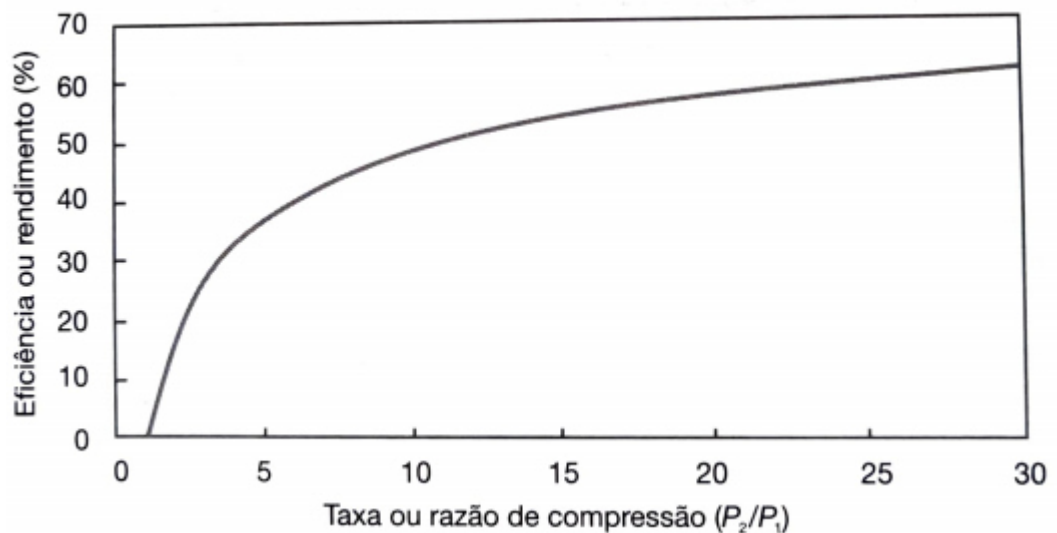
$$\eta_{t\u00e9rmica} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (65)$$

Adotando as rela\u00e7\u00f5es isentr\u00f3picas entre press\u00e3o e temperatura, j\u00e1 usadas nas modelagens acima, tem-se:

$$\eta_{t\u00e9rmica} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (66)$$

Na equa\u00e7\u00e3o acima, observa-se a depend\u00eancia da raz\u00e3o das press\u00f5es iniciais na efici\u00eancia t\u00e9rmica, logo, infere-se uma rela\u00e7\u00e3o entre a raz\u00e3o de compress\u00e3o e a efici\u00eancia, que pode ser vista na figura 29.

Figura 29 – Efici\u00eancia t\u00e9rmica em fun\u00e7\u00e3o da raz\u00e3o de compress\u00e3o



Fonte: Moreira, 2017.

A efici\u00eancia de uma microturbina comercial \u00e9 baixa, girando em torno de 20%. Entretanto, a utiliza\u00e7\u00e3o de recuperadores de calor ou inje\u00e7\u00e3o de gases pr\u00e9-aquecidos na c\u00e2mara de combust\u00e3o contribui para o aumento de efici\u00eancia, a qual pode chegar a quase 30% (ROSA, 2015).

Outro parâmetro que se deve levar em consideração é a eficiência térmica da máquina. Para calcular tal eficiência, precisa-se do consumo específico de combustível que a microturbina possui, o qual é dado por:

$$CEC = \frac{3600 \cdot \dot{m}_{comb}}{W_t} \quad (67)$$

Segundo Rohden (2019), pode-se calcular a eficiência térmica da microturbina pela equação abaixo:

$$\eta_{T,máquina} = \frac{3600}{CEC \cdot PCI} \quad (68)$$

5.3 Ciclo combinado

O ciclo combinado pode ser descrito como uma associação de tecnologias de geração utilizadas em conjunto para melhoria da eficiência de um processo de geração de energia ou calor. A associação de duas ou mais tecnologias atuando em paralelo para condicionar a essa melhoria de eficiência é respaldada em legislação, pois a cogeração de energia vem da REN n° 482/2012 (IKEDA, 2018).

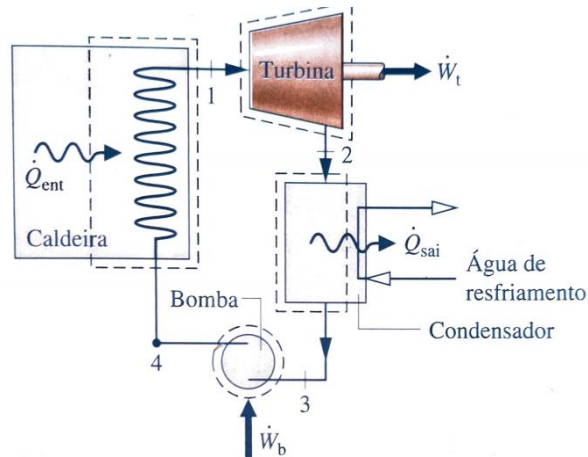
O trabalho apresenta uma modelagem para um ciclo combinado Brayton-Rankine. Com o ciclo Brayton já modelado, será feita primeiramente uma modelagem à parte do ciclo de Rankine e, ao final do tópico, será realizada uma união entre os dois ciclos.

5.3.1 Ciclo de Rankine.

O ciclo em questão é um ciclo de potência onde o fluido de trabalho sofre mudança de fase. Tal mudança ocorre devido à passagem desse fluido, que na grande maioria das vezes é a água, por máquinas que aproveitam da transformação sofrida pelo fluido e geram vapor para consequentemente gerar energia (MORAN; SHAPIRO e BOETTNER, 2015).

O ciclo passa por fases como todos outros ciclos já citados. Dessa forma, existe uma sequência de processos que são obedecidos para o funcionamento, e a maioria dos componentes presentes neste ciclo já foram apresentados na modelagem de ciclos anteriores. A figura 30 mostra a representação do ciclo.

Figura 30 – Esquema de funcionamento de um ciclo Rankine.

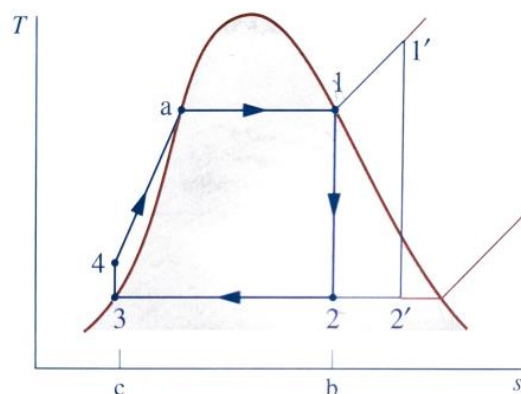


Fonte: Moran; Shapiro e Boettner., 2015.

No ciclo Rankine ideal, o fluido, que na maioria das vezes é a água, sai da caldeira na forma de vapor e entra na turbina, onde gera potência através da movimentação das paletas da turbina de vapor num processo isentrópico. Assim, após sua passagem pela turbina, o fluido precisa passar por um condensador, uma vez que, na saída da turbina, ele ainda é um gás, porém com elevado título. O processo de passagem pelo condensador ocorre por pressão constante. Após o condensador, agora como um fluido no estado líquido, a sequência é o direcionamento para bomba, o qual, por meio de um processo isentrópico, direciona o fluido de trabalho para a caldeira, onde à pressão constante o fluido recebe calor e reinicia o ciclo.

Da mesma maneira, pode-se ver o ciclo através de diagramas representativos em função das variáveis que se relacionem com o processo. A figura 31 mostra o gráfico referente ao ciclo.

Figura 31 – Diagrama da Temperatura x Entropia no ciclo de Rankine



Fonte: Moran; Shapiro e Boettner., 2015.

Resumidamente, pode-se, seguindo a sequência da figura acima, organizar o ciclo da seguinte forma:

- i. Processo 1 – 2: Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina, na condição de vapor saturado.
- ii. Processo 2 – 3: Transferência de calor do fluido de trabalho a pressão constante.
- iii. Processo 3 – 4: Compressão isentrópica na bomba até o estágio 4 na região de líquido comprimido.
- iv. Processo 4 – 1: Transferência de calor para o fluido de trabalho.

Segundo Moran; Shapiro e Boettner (2015), fazendo-se um balanço de energia, equação (28), nos componentes de um ciclo Rankine, obtém-se as equações que descrevem termodinamicamente os processos.

- Turbina

A partir de um balanço de energia e massa, desprezando-se a transferência de calor para as vizinhanças e as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

$$\frac{W_t}{m} = h_1 - h_2 \quad (69)$$

- Condensador

Nesse ponto, ocorre uma transferência de calor no sentido de resfriar o fluido de trabalho.

$$\frac{Q_{sai}}{m} = h_2 - h_3 \quad (70)$$

- Bomba

O trabalho da bomba é direcionar a caldeira o fluido de trabalho, aumentando sua pressão, admitindo-se que não há transferência de calor no processo. Deve-se salientar que tal cálculo se refere, também, à potência de entrada, por unidade de massa, que passa pela bomba.

$$\frac{W_b}{m} = h_4 - h_3 \quad (71)$$

- Caldeira

Nesse ponto, o ciclo se completa, é a etapa que a água de alimentação da caldeira é aquecida até sua evaporação.

$$\frac{Q_{ent}}{m} = h_1 - h_4 \quad (72)$$

- Eficiência térmica e *bwr* do ciclo.

O parâmetro de eficiência térmica mostra a quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira e é convertida em trabalho líquido.

$$\eta = \frac{\frac{W_t}{m} - \frac{W_b}{m}}{\frac{Q_{ent}}{m}} \quad (73)$$

Substituindo pelas respectivas entalpias:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (74)$$

Fatorando, tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (75)$$

Outro parâmetro abordado por Moran; Shapiro e Boettner (2015) é o back work ratio (bwr). Este parâmetro remete ao desempenho da planta geradora de potência, e é a razão entre o trabalho da bomba e o trabalho da turbina.

$$bwr = \frac{\frac{W_b}{m}}{\frac{W_t}{m}} \quad (76)$$

Apesar da idealidade do ciclo, sabe-se que na realidade isso não ocorre. As perdas são devidas a atritos e trocas de calor. Além disso, as máquinas que participam do processo também não são ideais, bomba e turbina, por exemplo (MOREIRA, 2017).

I) Turbina não isentrópica.

Devido às perdas citadas acima, o processo de expansão do vapor na turbina torna-se irreversível. Então, deve-se calcular a eficiência isentrópica da turbina de modo a considerar os pontos com mudanças de entropia.

$$\eta_t = \frac{W_t}{h_1 - h_{2s}} \quad (77)$$

Reorganizando os termos, tem-se:

$$W_t = \eta_t (h_1 - h_{2s}) \quad (78)$$

II) Bomba não isentrópica

De forma análoga ao item passado, pode-se definir a eficiência isentrópica da bomba como:

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{W_b} \quad (79)$$

Isolando o termo de trabalho realizado pela bomba, tem-se:

$$W_b = \eta_b (h_1 - h_{2s}) \quad (80)$$

5.3.2 Eficiência de um ciclo combinado.

O processo se inicia no compressor do ciclo Brayton. Logo em seguida, o gás comprimido é lançado na câmara de combustão onde o combustível será queimado. Após a queima, os gases são direcionados à turbina a gás que aproveita os gases da exaustão para a geração de potência. Logo após, considerando-se um ciclo normal, esses gases seriam liberados ou reciclados, porém com a inclusão de mais um ciclo, Rankine, os gases que deixam a turbina aquecem a água que sai da bomba para entrar na turbina de vapor.

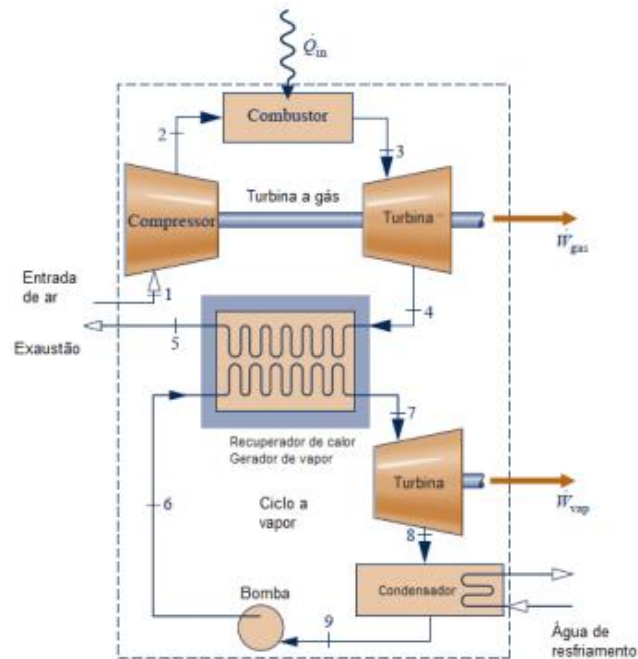
A grande mudança para adaptação desses ciclos é a transformação da caldeira original do ciclo Rankine em um recuperador de calor. O recuperador irá se aproveitar da

temperatura dos gases que sairiam da turbina a gás para, por troca de calor, aquecer a água até sua transformação em vapor (MOREIRA, 2017).

Em resumo, um ciclo combinado une dois ciclos de potência, de forma que a energia desprezada como calor na exaustão de um é, parcialmente ou completamente, utilizada como calor de entrada do outro ciclo (IKEDA,2018).

A figura 32 mostra o ciclo combinado Brayton-Rankine que será modelado. Apesar das várias formas de configuração da união desses ciclos, bem como a inclusão de vários outros componentes, o trabalho irá se concentrar no modo mais básico, como os componentes simples dos respectivos ciclos individuais.

Figura 32 – Diagrama do ciclo combinado Brayton-Rankine.



Fonte: Moran; Shapiro e Boettner., 2015.

Segundo Moreira (2017), pode-se definir a eficiência térmica de um ciclo combinado como sendo a soma das eficiências isentrópicas das turbinas menos o produto das eficiências isentrópicas, ou seja:

$$\eta_{tc} = \eta_{tg} + \eta_{tv} - \eta_{tg}\eta_{tv} \quad (81)$$

Além disso, pode-se calcular a eficiência térmica de um ciclo combinado segundo Moran; Shapiro e Boettner, (2015) como:

$$\eta_{tc} = \frac{W_{tg} + W_{tv}}{Q_{entra}} \quad (82)$$

Ciclos combinados possuem rendimento maior que os ciclos referentes em separado. Em termos de projeto, a vantagem de uma melhoria de eficiência gera um ganho econômico ao sistema e um melhor aproveitamento do combustível usado para movimentar todo o ciclo (ROSA, 2015).

Após todas as tecnologias apresentadas, o direcionamento quanto à escolha de qual tecnologia deve-se escolher para geração é baseado não apenas no quesito tecnológico, sendo necessária uma análise no que se refere a avaliação de custos, local de instalação e abastecimento de matéria prima para a produção de biogás. A tabela 16 mostra um resumo condensado de vantagens e desvantagens associadas às várias tecnologias que, citadas no texto, podem compor um ciclo combinado ou trabalhar de forma em separado.

Tabela 16 – Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias de geração.

SISTEMA	VANTAGEM	DESVANTAGEM	FAIXA DE OPERAÇÃO
Motogerador	<ul style="list-style-type: none"> -Alta eficiência elétrica -Alta taxa de calor na exaustão -Start-up rápido -Baixa pressão de gás na entrada Ideal para uso em horário de ponta 	<ul style="list-style-type: none"> - Relativo alto custo de manutenção (R\$/MWh) -Baixa taxa de calor na refrigeração -Relativa alta emissão -Refrigeração requerida se o calor não é utilizado 	50-4000 KW
Turbinas a gás	<ul style="list-style-type: none"> -Alta confiabilidade - Baixa emissão -Alta taxa de calor na exaustão -Não necessita de refrigeração 	<ul style="list-style-type: none"> -Média pressão de gás na entrada -Queda da produção de energia com o aumento da temperatura -Baixa eficiência em carga reduzida 	1-30 MW
Microturbina a gás	<ul style="list-style-type: none"> -Alta confiabilidade, poucas partes móveis -Tamanho compacto -Baixa emissão -Não necessita de sistema de resfriamento -Start-up rápido 	<ul style="list-style-type: none"> -Demanda de pressão acima de 4 bar -Baixa eficiência elétrica -Baixa taxa de calor na exaustão -Desempenho diminuído com o tempo 	30-250KW

SISTEMA	VANTAGEM	DESVANTAGEM	FAIXA DE OPERAÇÃO
Turbina a vapor	<ul style="list-style-type: none"> -Alta eficiência térmica -Altamente confiável -Compacta - Versátil 	<ul style="list-style-type: none"> -Alto custo em tamanhos menores de máquinas -Alta taxa de calor requerida -Baixa conversão de energia no eixo 	0,8-500MW

Fonte: Bertinotti, 2016.

Desse modo, um conjunto de fatores devem ser levados em consideração na hora da escolha de qual tipo de tecnologia será usada. A combinação dessas características e o valor disponível para o empreendimento são indispensáveis para um bom projeto e sua viabilidade e sustentabilidade financeira. Cabe ressaltar, que os ganhos em energia, eficiência, podem chegar a 80% e compensar gastos iniciais maiores ao projeto (ROHDEN,2019).

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho fez um levantamento do cenário de regulamentação da geração distribuída no Brasil conectando o tema ao fornecimento de biogás gerado pelo RSU. Além disso, apresentou uma modelagem termodinâmica simples das tecnologias de geração de energia que podem operar com biogás.

O arcabouço jurídico brasileiro em relação à geração distribuída possui avanços significativos. Porém, existe, ainda, um caminho a percorrer. Com a nova revisão, mais uma base se consolida de forma a gerar segurança jurídica e financeira aos prosumidores e empresas de distribuição.

Em relação ao uso de biogás, com a evolução da regulamentação, observou-se um crescimento da produção de biogás a partir de resíduos, devido à necessidade de destinação correta por preocupação com o meio ambiente. Contudo, ainda existe a necessidade de um mercado mais definido. E com a abertura do mercado de gás, espera-se uma consolidação desse combustível na matriz energética.

O trabalho elencou as principais tecnologias que podem operar com biogás. Assim, algumas necessitam passar por adaptações que favorecem o melhor aproveitamento do biocombustível, como o motor de ciclo Otto. Turbinas e microturbinas já operam com combustível gasoso, dispensando adaptações físicas.

A modelagem termodinâmica apresentada baliza os principais parâmetros que devem ser levados em consideração para funcionamento e melhoria da eficiência de tais sistemas, em conjunto ou separado. Desse modo, a modelagem mostrou os pontos de ajustes que podem ser mudados para ganhos de aproveitamento, tais como razão de compressão adaptada ao biogás ou aproveitamento de gases de um ciclo para uso em outro.

REFERÊNCIAS

ABIOGÁS. Leilões de energia de 2021 abrem espaço para projetos a biogás. 11 de fevereiro de 2021. Disponível em: <<https://abiogas.org.br/leiloes-de-energia-de-2021-abrem-espaco-para-projetos-a-biogas/>>. Acesso em: 19 fev. 2021.

ACKERMANN, T.; ANDERSSON, G.; SÖDER, L. Distributed generation: a definition. ELSE- VIER, v. 1, n. 1, 2000.

ANEEL – AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, PRODIST – Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional. Módulo 3 – Acesso ao Sistema de Distribuição – Seção 3.7 – Acesso de Micro e Minigeração Distribuída. Revisão 6, 2015.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. Resolução Normativa no 235 de 14 de Novembro de 2006. Disponível em: <www.aneel.gov.br/cedoc/ren2006235.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2021.

ANEEL. Entendendo a Tarifa - Revisão Tarifária Periódica. Disponível em: <https://www.aneel.gov.br/entendendo-a-tarifa/-/asset_publisher/uQ5pCGhnyj0y/content/revisao-tarifaria/654800?inheritRedirect=false>. Acesso em: 19 fev. 2020.

ANEEL. Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional - PRODIST Módulo 2 - Planejamento. Cadernos Temáticos ANEEL, 2016.

ANEEL. PRORET - Procedimentos de Regulação Tarifária - Módulo 7 - Submódulo 7.1 - Procedimentos Gerais - Versão 2.4. p. 1–16, 2017.

ANEEL. Relatório de Análise de Impacto Regulatório nº 003/2019. Agência Nacional de Energia Elétrica. Brasília. 2019.

ANEEL. Resolução no 482 de 17 de abril de 2012. 2012. Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>. Acessado em: 2 jan.2021

ANEEL. Tarifa Binômia - Modelo Tarifário do Grupo B - Relatório de Análise de Impacto Regulatório no 02/2018-SGT/SRM/ANEEL. p. 78, 2018.

BERTINOTTI, C. R. (São Paulo) (org.). Guia de Cogeração e Geração de Energia Elétrica a Gás Natural: programa p&d e c&r ciclo 2014_2015. São Paulo, 2016. 17 p. Disponível em: <<https://www.gasbrasiliano.com.br/media/upload/informacoes-tecnicas/arquivo/guia-de-cogeracao-formatado.pdf>>. Acesso em: 10 mar. 2021.

BRASIL. Decreto no 5163 de 30 de Julho de 2004. Diário Oficial, Brasília, 30 de Julho de 2004.

BRITO FILHO, L.F. Estudo de gases em aterros de resíduos sólidos urbanos. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE. Rio de Janeiro, 2005.

- BRUNETTI, Franco. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA. São Paulo: Blucher, 2012. 552 p.
- CAMILO, H. F.; UDAETA, M. E. M.; GIMENES, A. L. V.; GRIMONI, J. A. B. Assessment of photovoltaic distributed generation—Issues of grid connected systems through the consumer side applied to a case study of Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 71, p. 712-719, 2017.
- CAMPOS, A. F.; GALIZA, J. D. J. M. de. (2016). Regulação de Resíduos Sólidos Urbanos para Geração de Energia a partir do Biogás: Estudo de Viabilidades em Regiões da Grande Vitória/ES. *Revista Augustus*, 20(40).
- CAMPOS, B. A. P. Modelagem de Sistemas de Geração Distribuída com Motores de Combustão Interna convertidos a Biogás. 2019. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Foz do Iguaçu, 2019.
- CARVALHO, R. Q.; TAVARES, A. N.; SANTOS, G. V. Oportunidades enterradas: geração elétrica a partir do biogás de resíduos sólidos urbanos. Vitória: Edufes, 2019. 301 p.
- ÇENGEL, A. Y.; BOLES, A. M. “Termodinâmica”. 7ª edição, Porto Alegre: AMGH, 2013.
- CHERNICHARO, Carlos. Reatores anaeróbicos. 2. ed. Belo Horizonte: UFMG, 2016. 379 p. v. 5.
- DELGADO, R. F. L. Estudo e Implementação de um Sistema de Cogeração. 2016. 209 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2016.
- DOS SANTOS, M. V. Principais Problemas dos Motores a Biogás e Tecnologias de Biometanização: estudo de caso. 2016. 111 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2016.
- DOS SANTOS, Nelson Oliveira. Termodinâmica aplicada às termelétricas: teoria e prática. Interciência, 2006.
- ESTEVES, H. VII Fórum Biogás “Ambiental, social e governança: o biogás nas ações de ESG e seu papel na matriz energética brasileira” 22. slides. Disponível em: <<https://abiogas.org.br/wp-content/uploads/2021/01/VII-Forum-Biogas-Heloisa-05-11-2020-1.pdf>> Acesso em: 18 fev.2021.
- FARIA, Vítor Pereira. Modelagem e controle de microturbina a gás do tipo split-shaft. 2009. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.
- GEHRING, Carlos Gustavo et al. Análise da geração de energia elétrica a partir do biogás produzido na fermentação anaeróbica de vinhaça. 2014. Tese de Doutorado. UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.
- GREENER. Estudo Estratégico: Mercado Fotovoltaico de Geração Distribuída 3º Tri de 2019. Greener Brasil. São Paulo. 2019.

GUERRA, F. C. Análise Exegética de uma Microturbina Operando com Biogás. 2017. 49 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2017.

GUIMARÃES, R. D. A Geração Distribuída no Brasil e seus Impactos sobre o Setor de Distribuição. 2020. 65 f. TCC (Graduação) - Curso de Economia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2020.

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine FUNDAMENTALS. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 p.

IANNICELLI, L. A. Reaproveitamento energético do biogás de uma indústria cervejeira. Taubaté. Dissertação de Mestrado. DEM/UNITAU. 2008.

IKEDA, D. Y. X. Análise termodinâmica de Ciclos Rankine Orgânicos integrados a motogeradores a biogás em aterros sanitários. 2018. 156 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

IPEA. Caderno ODS 7 - Assegurar o Acesso Confiável, Sustentável, Moderno e a Preço Acessível à Energia Para Todos. Brasília: Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada, 2019.

ISA, N. M.; TAN, C. W.; YATIM, A. H. M. A comprehensive review of cogeneration system in a microgrid: A perspective from architecture and operating system. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 81, p. 2236-2263, 2018.

LEITE, N.; DELGADO, M. Geração Distribuída Sustentável: vamos aos fatos! Estadão, São Paulo, 26 janeiro de 2019.

LORA, E. E. S.; HADDAD, J. (org.). Geração Distribuída: aspectos tecnológicos, ambientais e institucionais. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2006. 240 p.

MACHADO, D. O. Análise de Desempenho de um Motor Ciclo Otto com Biogás. 2014. 82 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2014.

MARQUES, F. S. (Coord.). Fundamentos do Biogás: Conceitos básicos e digestão anaeróbia. Foz do Iguaçu, maio/2020.

MARTINELLI, L. C., "Máquinas Térmicas II", Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. Rio Grande do Sul, 2002.

MAZIOLI, J. Análise de Sistemas de Geração de Energia usando Resíduos Sólidos Urbanos: estudo de caso. 2019. 70 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2019.

MÉLO-SCHLUB, A. C.; DA SILVA, V. K.; FIRMO, A. L. B.; DA SILVA, L. A. de O. Potencial biotecnológico de bactérias isoladas de biodigestor anaeróbio. In: TOLEDO, F. dos S. (Org.) Meio Ambiente em Foco - Volume 4. Belo Horizonte - MG: Poisson, 2019.

MINSITERIO DE MINAS E ENERGIA (Brasil). Governo Federal. DECRETO Nº 9.934, DE 24 DE JULHO DE 2019. Lex Institui o Comitê de Monitoramento da Abertura do Mercado de Gás Natural.: Coletânea de Legislação e Jurisprudência, Brasília, v. 48, p. 3-4, 2019.

MONTEIRO, U. A. B. V. Simulação Termodinâmica de Turbinas a Gás para Diagnóstico de Falhas. 2010. 148 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D. Princípios de termodinâmica para engenharia. Grupo Gen-LTC, 2015.

MOREIRA, J. R. S. (org.). Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética. Rio de Janeiro: Ltc, 2017. 393 p.

NARUTO, D. T. Vantagens e Desvantagens da Geração Distribuída e Estudo de Caso de um Sistema Solar Fotovoltaico conectado à Rede Elétrica. 2017. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

NBFA - Micro e Minigeração Distribuída – ANEEL altera a Resolução Normativa nº 482/2012.2017. Disponível em <<https://nbfa.com.br/?p=1202>>. Acesso em: 9 dez. 2020

ONS. O sistema em números, 2020. Disponível em: <<http://www.ons.org.br/páginas/sobre-o-sin/o-sistema-em-numeros>>. Acesso em: 2 fev. 2021.

PASSATUTO, L. A. T. Análise das Propostas de Mudança nas Regras da Geração Distribuída no Brasil. 2020. 50 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2020.

PEDRO, A. E. B. de C. Perspectivas da Geração Distribuída no Brasil.2018. 50 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

PENIDO FILHO, P. Os Motores a Combustão interna: para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. Belo Horizonte: Lemi, 1991. 695 p.

PNRS. Decreto n. 12.305, de 2010. Política Nacional de Resíduos Sólidos, Brasília, 2010

ProNext Solar- O PRODIST e os prazos para instalação de seu sistema.2019. Disponível em <<https://pronextsolar.com.br/o-prodist-e-os-prazos-para-instalacao-de-seu-sistema/>>. Acesso: 13 fev. 2021

RAUBER, J. G. Avaliação de Modelos de Microturbina a Gás Single Shaft para Estudos de Microgeração Distribuída com Cogeração Térmica. 2016. 121 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica e Computação, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Foz do Iguaçu, 2016.

ROHDEN, G. E. Estudo Paramétrico do Desempenho de uma Microturbina a Gás operando com Combustíveis Alternativos. 2019. 93 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Energia, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2019.

ROSA, A. V. Processos de Energias Renováveis: fundamentos. 3. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2015. 911 p. Tradução de: Fundamentals Of renewable energy processes.

SARAVANAMUTTOO, H.I.H; ROGERS, G.F.C; COHEN, H. Gas Turbine Theory. 5. ed. Índia: Pearson, 2001. 491 p.

SCARAMUSSA JÚNIOR, M. O. Sistemas de Cogeração para Pequenas e Médias Empresas do Setor Terciário. 2019. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Industrial 1, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2019.

SCHLUB, A. C. M.; DA SILVA, L. A. D. O.; DE BARROS HOLANDA, S. H.; FIRMO, A. L. B.; JUCÁ, J. F. T. Resíduos sólidos urbanos: potencial fonte de carbono para degradação microbiana e produção de biogás. Brazilian Journal of Development, v. 5, n. 8, p. 11927-11942, 2019.

SILVA JUNIOR, E. C. Geração Distribuída: uma revisão bibliográfica das formas de acesso e dos impactos na proteção juazeiro. 2017. 66 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Vale do São Francisco, Juazeiro, 2017.

SILVA, S.P. A organização coletiva de catadores de material reciclável no Brasil: dilema e potencialidades sob a ótica da economia solidária. Ipea - Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada. 2017.

SOLARVOLT. A Revisão da Resolução Normativa nº 482 da ANEEL: Entenda, 24 de outubro de 2019. Disponível em: <<https://www.solarvoltenergia.com.br/blog/a-revisao-da-resolucao-normativa-n-482-da-aneel-entenda/>>. Acesso em: 22 dez 2020.

SONDERMANN, C. N. Simulação e Análise Exegética de uma Planta de Cogeração Real utilizando o Simulador de Processos IPSE-PRO. 2013. 65 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

SOUZA, S. N. M. (2016). Manual De Geração De Energia Elétrica a Partir Do Biogás No Meio Rural, 47 p. Retrieved from http://portalpos.unioeste.br/media/File/vanderleia.schmidt/Manual_Geracao_Energia_Eletrica_Biogas.pdf

SUZUKI, A. B. P., P. Fernandes, D. M., Faria, R. A. P., & Vidal, T. C. M. (2011). Uso de biogás em motores de combustão interna. Revista Brasileira de Tecnologia Aplicada Nas Ciências Agrárias, 4(1), 221–237. v4. n1.13

URNS, S. An Introduction to Combustion: Concepts and Applications. 3ª Ed, 2013.

VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinâmica. Limusa, 2003.

VIEIRA, D.; CASTRO, M. A. L. Cadernos Temáticos ANEEL - Micro e Minigeração Distribuída. 2ª. ed. Brasília: ANEEL, 2016.

WALSH, J. L., R., C. C., SMITH, M. S., HARPER, S. R. & WILKINS, W. A. Handbook on biogas utilization. Georgia, Atlanta, USA: Georgia Tech Research Institute (GTRI) and U. S. Department of Energy (DOE), 156P. 1988.