



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TARCISO RODRIGUES MARTINS

**COMPARAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS DE UM SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO
GERADOR UTILIZANDO MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO
INTERNA DE QUATRO E SEIS CILINDROS**

Orientador: Prof. Dr. Adriano Sitônio Rumão

JOÃO PESSOA
2018

TARCISO RODRIGUES MARTINS

**COMPARAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS DE UM SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO
GERADOR UTILIZANDO MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO
INTERNA DE QUATRO E SEIS CILINDROS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
apresentado ao Corpo Docente do curso de
graduação em Engenharia Mecânica, da
Universidade Federal da Paraíba, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Adriano Sitônio Rumão

ORIENTADOR

JOÃO PESSOA

2018

TARCISO RODRIGUES MARTINS

**COMPARAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS DE UM SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO
GERADOR UTILIZANDO MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA
DE QUATRO E SEIS CILINDROS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Corpo Docente do curso de Graduação em
Engenharia Mecânica, da Universidade Federal da
Paraíba, como parte dos requisitos necessários para a
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica. ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Professor Dr. ADRIANO SITÔNIO RUMÃO

Orientador

Professor Dr. BENILTON LUIS NASCIMENTO DE OLIVEIRA

Examinador

MSc. FRANCISCO EVERTON TAVARES DE LUNA

Examinador

JOÃO PESSOA

2018

DEDICATÓRIA

Ao Soberano, Eterno, Santíssimo e Sapientíssimo Deus Trino, do qual deriva toda boa sabedoria e bom conhecimento e engenhosidade humana; a Ele dedico não somente estas páginas, mas a minha vida por completo.

Dedico, também, estas páginas, aos meus amados pais, Tarciso Martins e Virginia Rodrigues, à minha amada irmã, Melina Rodrigues, e ao meu estimado cunhado, Francisco Augusto, pelo amor desmedido, cuidado, sustento, conselhos e auxílio.

Aos meus amigos e colegas dedico, igualmente, este trabalho, pelo apoio, aprendizado e companhia.

Dedico especialmente este trabalho ao Grupo de Oração das Mulheres Cristãs em Missão, da Primeira Igreja Batista de Mangabeira, da qual sou membro, que, com amor e perseverança, sustentam-me em orações.

AGRADECIMENTOS

Exalto, louvo e bendigo o nome do Deus Trino, e a Ele, que é Todo-Poderoso, Santíssimo, justo, Soberano e Supremo em Seu governo sobre todas as coisas, sou grato pela conclusão deste trabalho, que representa a conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Louvo-O, por suas ricas demonstrações de graça, misericórdia e amor para comigo durante o decorrer deste curso; louvo-O por sua providência maravilhosa, que me sustenta noite e dia. Sou-Lhe grato por me criar, a Sua imagem e semelhança, tornando-me capaz de compreender as Suas obras, através da Sua Palavra, do conhecimento e da ciência, pois não tenho dúvidas que todo bom conhecimento d’Ele deriva, e só me foi possível até aqui chegar porque Ele me capacitou a isso. São insuficientes as mais numerosas linhas que dedicaria a agradecer-Lo.

Se, como dizia o poeta Tom Jobim “fundamental é mesmo o amor / é impossível ser feliz sozinho”, sou, dos homens, o mais feliz e grato. Agradeço, portanto, à minha família, pelo amor desmedido com que me ama, pelo cuidado, ensino, conselhos e orações, por ser o martelo e a bigorna que forjam meu caráter. Agradeço aos meus pais, Tarciso Martins e Virginia Rodrigues, à minha irmã, Melina Rodrigues, e ao meu cunhado, Francisco Augusto; especialmente à Melina e Augusto por suas contribuições, orientações e visão crítica quanto a este trabalho. A vocês, rosas perpétuas (todo o meu amor e gratidão). Agradeço, igualmente, a todos os meus familiares – avós, tios e primos – pelo amor, cuidado, ensino e apoio ao longo da minha vida.

Sou profundamente grato ao meu orientador, o Prof. Dr. Adriano Sitônio Rumão, por me aceitar como seu orientando, pelo tema proposto, pelo conhecimento transmitido, pelos auxílios e orientações, e, sobretudo, pelo contagiante entusiasmo com a área térmica, passado em sala de aula. Agradeço, também, a todos que passaram pelo Laboratório de Inovação, durante o tempo que ali estive acompanhando os ensaios, que contribuíram com este trabalho, especialmente a Bráulio, Everton, Otávio, Vinicius e Yago. Igualmente, agradeço aos professores que integram a banca examinadora, pelas suas contribuições.

Agradeço àqueles que me enriquecem com sua amizade. Agradeço aos amigos e colegas de curso, àqueles que, durante esses anos, passaram mais tempo próximos a mim, que compartilharam dos estresses da universidade, que me foram companhia na correria por vagas em disciplinas, nas aulas e nos estudos; agradeço àqueles que se fizeram mais próximos,

como Anderson, André, Augusto, Bruno, meu primo Ed Neto, Fagner, Marcos, Robson, e tantos outros – são muitos para listar. Agradeço também àqueles que, recentemente, demonstraram seu apoio à realização deste trabalho, mesmo na simples frase: “me diga quando for apresentar, quero assistir”. Agradeço, especialmente, ao meu grupo das quintas-feiras, formado por amigos fiéis e irmãos em Cristo, pelas orações e contribuições, pelo aprendizado juntos, pelas alegrias compartilhadas e pelos ouvidos dispostos nos momentos maus. Agradeço, também, àqueles amigos que, mesmo com a distância, com as correrias da vida, estão sempre disponíveis a ouvir/ler e conversar, e que me proporcionaram sua companhia em momentos de lazer e alegria – pois ninguém é de ferro, e até este, como aprendi no curso, sofre de fadiga.

Sou grato, por fim, à igreja na qual congrego, a saber, a Primeira Igreja Batista de Mangabeira; agradeço e louvo a Deus pelas orações e por se lembrarem de mim quando sumo por causa dos estudos – especialmente os jovens. Sou profundamente grato ao grupo de oração das Mulheres Cristãs em Missão, pelas muitas e perseverantes orações em meu favor, que, sem dúvidas, me sustentaram e me capacitaram a concluir este trabalho e este curso. Louvo a Deus por vossas vidas e vosso exemplo.

“Deus é grande, grande é o seu poder e infinita a sua sabedoria. Louvem-No, céu e terra, sol, lua e as estrelas com sua própria linguagem. Meu Senhor e meu Criador! A magnificência de tuas obras que eu quero anunciar aos homens na medida em que a minha inteligência limitada possa compreender.”

(Johannes Kepler)

RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo apresentar um comparativo das eficiências de um sistema gaseificador/grupo gerador, alterando-se, em sua configuração, o grupo gerador utilizado. O sistema é constituído por um gaseificador de biomassa, do tipo leito fixo, topo aberto, concorrente, com capacidade térmica de 80 kWt, utilizando resíduos de madeira, e dotado de um sistema de lavagem de gás. A análise comparativa baseia-se nos ensaios realizados por Bezerra (2016), utilizando um motor MWM D229-4, de quatro cilindros e um gerador de 36 kVA, e nos ensaios realizados por Luna (2018), utilizando um motor MWM D229-6 e um gerador de 150 kVA; os dois motores, originalmente Diesel, foram convertidos para o funcionamento com gás pobre, no Laboratório de Inovação, da Universidade Federal da Paraíba. Seguindo uma metodologia experimental, de caráter exploratório e explicativo, foi fornecida uma revisão bibliográfica acerca da gaseificação de biomassa, do funcionamento dos motores de combustão interna e da conversão de motores Diesel para Otto, além de expostos e comparados os procedimentos experimentais seguidos pelos autores, nos quais foram utilizados, nos motores, ângulos de ignição de 22°, 16°, 9° e 7°. Em seguida, foram comparadas, para um comum conjunto de potências geradas, as eficiências do gaseificador e do grupo gerador, isoladamente, bem como a eficiência global do sistema gaseificador/grupo gerador. Através deste comparativo, foram, por fim, constatadas reduções médias de 9,68 pontos percentuais, na eficiência do gaseificador, de 11,10 pontos percentuais, na eficiência do grupo gerador, e de 11,37 pontos percentuais, na eficiência global do sistema, quando utilizado o motor de seis cilindros.

Palavras-chave: Gaseificador de biomassa. Motor Diesel convertido. Eficiências.

ABSTRACT

This undergraduate work aims to present a comparison of efficiencies of a gasifier/generator set system, changing, in its configuration, the generator set used. The system consists of a biomass gasifier, fixed bed type, open top, downdraft, with a thermal capacity of 80 kWt, using wood residues, and equipped with a gas washing system. The comparative analysis is based on the tests performed by Bezerra (2016), using a four-cylinder MWM D229-4 engine and a 36 kVA generator, and on the tests performed by Luna (2018), using a MWM D229-6 engine and a 150 kVA generator; the two engines, originally Diesel cycle, were converted to poor gas operation at the Innovation Laboratory of the Federal University of Paraíba. Following an exploratory and explanatory experimental methodology, a literature review was provided on biomass gasification, on the operation of internal combustion engines, and on the conversion of Diesel engines to Otto cycle besides exposing and comparing the experimental procedures followed by the authors, in which were used, in the engines, ignition advance angles of 22°, 16°, 9° and 7°. Then, for a common set of generated powers, the gasifier and generator set efficiencies were compared in isolation, as well as the overall efficiency of the gasifier/generator set system. Through this comparison, were finally identified average reduction of 9.68 percentage points, in the gasifier efficiency, of 11.10 percentage points, in the generator set efficiency, and of 11.37 percentage points in the overall system efficiency, when using the six-cylinder engine.

Keywords: Biomass gasifier. Diesel converted engine. Efficiencies.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Rotas de conversão da energia da biomassa	24
Figura 2.2 – Composição das fontes de energia de biomassa no mundo.	25
Figura 2.3 – Poder calorífico inferior da biomassa em função do seu percentual de umidade	29
Figura 2.4 – Esquema de um gaseificador contracorrente.....	46
Figura 2.5 – Esquema de um gaseificador concorrente.....	47
Figura 2.6 – Esquema de um gaseificador de fluxo cruzado.....	49
Figura 2.7 – Esquema de um gaseificador de leito fluidizado circulante.....	51
Figura 2.8 – Ciclo Diesel ideal	58
Figura 2.9 – Ciclo Diesel real.....	60
Figura 2.10 – Ciclo Otto ideal	61
Figura 2.11 – Ciclo Otto real.....	63
Figura 3.1 – Gaseificador utilizado no trabalho	69
Figura 3.2 – Esquema do gaseificador, seus componentes e sistema de limpeza	70
Figura 3.3 – Isolamento térmico de lã de rocha aplicado (a) às tubulações e (b) aos filtros....	71
Figura 3.4 – Reservatório de gás em aço 1020.....	72
Figura 3.5 – Sistema de desobstrução da grelha.....	72
Figura 3.6 – Grupo gerador MWM D229-4/Bambozzi 36 kVA	73
Figura 3.7 – Grupo gerador MWM D229-6/Negrine 150 kVA	74
Figura 3.8 – Serra elétrica de bancada.....	75
Figura 3.9 – Paquímetro em uso.....	76
Figura 3.10 – Balança digital.....	76
Figura 3.11 – Termobalança analítica	77
Figura 3.12 – (a) Termômetro digital e (b) sensores de temperatura	78
Figura 3.13 – Anemômetro digital	78
Figura 3.14 – Vacuômetro analógico	79
Figura 3.15 – Analisador de gases veiculares.....	80
Figura 3.16 – Simulador de carga e módulo de resistores.....	80
Figura 3.17 – Biomassa utilizada nos ensaios, com dimensões ajustadas.....	81
Figura 3.18 – Orifício lateral do gaseificador.....	82
Figura 3.19 – Queimador da chama piloto acionado.....	83
Figura 4.1 – Gráfico comparativo das eficiências do gaseificador.....	90

Figura 4.2 – Gráfico comparativo das eficiências dos grupos geradores	91
Figura 4.3 – Gráfico comparativo das eficiências do sistema gaseificador/grupo gerador	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Composição química elementar de biomassas selecionadas	27
Tabela 2.2 – Composição química imediata de biomassas selecionadas	28
Tabela 2.3 – Poder calorífico superior de alguns tipos de madeira.....	32
Tabela 2.4 – Qualidade do gás de síntese em função do tipo de gaseificador.....	52
Tabela 2.5 – Requisições de qualidade do gás de síntese para geradores de potência.....	53
Tabela 3.1 – Ângulos de ignição de referência, utilizados para compor o mapa de ignição, para cada intervalo de potência elétrica gerada	84
Tabela 4.1 – Comparação do poder calorífico e do teor de umidade da biomassa	89

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais
EJ	Exajoule – Unidade de Energia com Prefixo multiplicativo
ETP	Perspectivas de Tecnologia Energética
FAO	Organização das Nações Unidas para Agricultura e Alimentação
GASEIFAMAZ	Gaseificação de Biomassa in natura para Geração de Eletricidade em Comunidades Isoladas do Amazonas
GGG	Sistema Gaseificador/Grupo Gerador
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás Natural Veicular
ICE	Motor de Ignição por Centelha
ICO	Motor de Ignição por Compressão
IEA	Agência Internacional de Energia
IISc	Instituto Indiano de Ciências
IISc/CGPL	Instituto Indiano de Ciências / Laboratório de Propulsão a Gás de Combustão

IPCC	Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas
LI	Laboratório de Inovação
MAP	Pressão Absoluta do Coletor
MCI	Motor de Combustão Interna
MME	Ministério de Minas e Energia
Mtep	Megatonelada Equivalente em Petróleo
NBR	Norma Brasileira
ONU	Organização das Nações Unidas
OPET	Organização para a Promoção de Tecnologias Energéticas
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PMS	Ponto Morto Superior
SAE	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade
SERI	Instituto de Pesquisas em Energia Solar
TC	Taxa de Compressão
TG	Turbina a Gás

TPS Sensor de Posição do Acelerador

UFPB Universidade Federal da Paraíba

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Cinzas
C	Carbono
CB	Consumo de Biomassa
CH	Hidrocarboneto
C_2H_4	Eteno
C_2H_6	Etano
CH_4	Metano
CO	Monóxido de Carbono
CO_2	Dióxido de Carbono
c_p	Calor Específico a Pressão Constante
c_v	Calor Específico a Volume Constante
D	Diâmetro da Tubulação de Alimentação do Motor
g	Aceleração da Gravidade
H	Hidrogênio
h	Deslocamento da Coluna de Fluido do Manômetro

H_2O	Água
k	Relação Entre os Calores Específicos
M_{ad}	Massa Adicionada
M_s	Vazão Mássica de Biomassa Utilizada no Gaseificador
N	Nitrogênio
N_2	Gás Nitrogênio
O	Oxigênio
O_2	Gás Oxigênio
$PCI_{gás}$	Poder calorífico do Gás Produzido
$PCI_{Madeira}$	Poder Calorífico Inferior da Madeira
$Pe_{útil}$	Potência Elétrica Útil
$Q_{gás}$	Vazão Volumétrica do Gás Produzido
S	Enxofre
t	Tempo, em Horas, no qual a Biomassa Foi Consumida no Gaseificador
W	Teor de Umidade Presente na Biomassa
%CO	Percentual de Monóxido de Carbono Presente no Gás Produzido

$\eta_{\text{gaseif.}}$	Eficiência do Gaseificador
η_{GG}	Eficiência do Grupo Gerador
η_{GGG}	Eficiência do Sistema Gaseificador / Grupo Gerador
$\gamma_{\text{gás}}$	Peso Específico do Gás Produzido
γ_{liq}	Peso Específico do Líquido no Manômetro
λ	Razão Ar-Combustível Real pela Estequiométrica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
1.1. OBJETIVO GERAL.....	22
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	23
2.1. GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA	23
2.1.1. BIOMASSA.....	23
2.1.1.1. CARACTERÍSTICAS DA BIOMASSA	26
2.1.1.1.1. COMPOSIÇÃO QUÍMICA.....	26
2.1.1.1.2. TEOR DE UMIDADE	29
2.1.1.1.3. GRANULOMETRIA.....	30
2.1.1.1.4. PODER CALORÍFICO	31
2.1.2. A GASEIFICAÇÃO	33
2.1.2.1. HISTÓRICO DO USO DA GASEIFICAÇÃO.....	34
2.1.2.2. PRINCÍPIOS DO PROCESSO	37
2.1.2.3. REAÇÕES DE GASEIFICAÇÃO	38
2.1.2.4. PARÂMETROS RELACIONADOS AO PROCESSO DE GASEIFICAÇÃO.....	40
2.1.2.5. O GASEIFICADOR.....	43
2.1.2.5.1. TIPOS DE GASEIFICADORES	43
2.1.2.5.1.1. GASEIFICADORES CONTRACORRENTE.....	45
2.1.2.5.1.2. GASEIFICADORES CONCORRENTE.....	47
2.1.2.5.1.3. GASEIFICADORES DE FLUXO CRUZADO.....	49
2.1.2.5.1.4. GASEIFICADORES DE LEITO FLUIDIZADO	50
2.1.2.5.2. SISTEMA DE LIMPEZA DO GÁS DE SÍNTESE E SEUS COMPONENTES	52

2.2.	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	55
2.2.1.	CONCEITOS INICIAIS.....	55
2.2.2.	CICLOS PADRÃO A AR.....	57
2.2.3.	CICLO PADRÃO A AR DIESEL E CICLO DIESEL REAL.....	58
2.2.4.	CICLO PADRÃO A AR OTTO E CICLO OTTO REAL.....	61
2.2.5.	COMPARATIVO ENTRE OS MOTORES DO CICLO DIESEL E DO CICLO OTTO.....	64
2.2.6.	OTTOLIZAÇÃO DE MOTORES DO CICLO DIESEL.....	66
3.	METODOLOGIA.....	68
3.1.	COMPONENTES DO SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO GERADOR.....	68
3.1.1.	O GASEIFICADOR UTILIZADO NO TRABALHO.....	69
3.1.2.	OS GRUPOS GERADORES UTILIZADOS NO TRABALHO.....	73
3.2.	APARATOS EXPERIMENTAIS.....	74
3.2.1.	SERRA ELÉTRICA DE BANCADA.....	75
3.2.2.	PAQUÍMETRO.....	75
3.2.3.	BALANÇA DIGITAL.....	76
3.2.4.	TERMOBALANÇA ANALÍTICA.....	77
3.2.5.	TERMÔMETRO DIGITAL COM SENSOR DE TEMPERATURA.....	77
3.2.6.	ANEMÔMETRO DIGITAL.....	78
3.2.7.	VACUÔMETRO ANALÓGICO.....	79
3.2.8.	ANALISADOR DE GASES VEICULARES.....	79
3.2.9.	SIMULADOR DE CARGA.....	80
3.3.	O PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	81
3.4.	OS TESTES REALIZADOS.....	84
3.5.	CONSIDERAÇÕES ACERCA DA METODOLOGIA SEGUIDA NESTE TRABALHO.....	87
4.	RESULTADOS E ANÁLISES.....	89

4.1.	COMPARATIVO DO PODER CALORÍFICO E DO TEOR DE UMIDADE DA BIOMASSA.....	89
4.2.	COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DO GASEIFICADOR	90
4.3.	COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DOS GRUPOS GERADORES.....	91
4.4.	COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DO SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO GERADOR.....	92
5.	CONCLUSÃO.....	94
5.1.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	95
	REFERÊNCIAS.....	96

1. INTRODUÇÃO

Historicamente, a matriz energética mundial tem como principais fontes de energia os combustíveis fósseis, considerados fontes de energia não renováveis. Estes combustíveis foram, ao longo do tempo, associados a problemas ambientais e climáticos, como poluição atmosférica e o agravamento do aquecimento global. Frente a isto, surgiram, nos últimos anos, preocupações com questões climáticas e ambientais, notoriamente, com o tema do desenvolvimento sustentável, carregando consigo o desejo pela diversificação da matriz energética mundial, com a ampliação do uso de fontes energéticas renováveis e, por consequência, com o desenvolvimento de tecnologias para a geração mais eficiente de energia.

Corroborando esta ânsia pelo desenvolvimento sustentável, em 2015, a Organização das Nações Unidas (ONU), adotou a chamada Agenda 2030 para o desenvolvimento sustentável, que propõe dezessete metas para este a serem alcançadas até o ano de 2030. No que se refere à questão energética, destaca-se a meta 07, que propõe garantir o acesso universal, até 2030, a serviços de energia acessíveis, confiáveis, sustentáveis e modernos, bem como, dentre outros alvos, dobrar a taxa global de melhoria na eficiência energética e cooperação internacional visando facilitar o acesso à pesquisa e tecnologias de energias limpas e renováveis (ONU, 2015).

Neste contexto, o Brasil antecipou-se à ONU, publicando, em 2007, o seu Plano Nacional de Energia 2030, que busca, de modo semelhante à Agenda da ONU, a eficiência energética, sob a ótica do desenvolvimento sustentável, bem como o respeito às causas socioambientais (MME, 2008). Além disso, o Brasil destaca-se, já no contexto atual, por sua matriz energética diversificada, tendo a energia hidráulica e a energia da biomassa como suas principais fontes energéticas, conforme Atlas de Energia Elétrica do Brasil (ANEEL, 2008).

Apesar desta característica majoritariamente renovável da matriz energética nacional, devido à alta dependência de condições climáticas para a geração de energia elétrica, através da hidroeletricidade, e consequente suprimento da demanda energética nacional, é crescente o uso de termelétricas, para geração de energia através da queima direta do combustível, processo considerado ineficiente. Posto isto, ainda sob a ótica do desenvolvimento sustentável, a utilização da energia da biomassa, através de vias mais

sustentáveis e eficientes de geração de energia, como a gaseificação, surgem como alternativa ao suprimento desta demanda.

O processo de gaseificação é o processo de conversão de um combustível, líquido ou sólido, em gás combustível, através da oxidação parcial deste em elevadas temperaturas (ANEEL, 2008). Sua tecnologia é conhecida desde meados do século XIX, e anterior à utilização do petróleo em grande escala (SERI, 1979; ANEEL, 2008). Seu desenvolvimento, ao longo da história, está atrelado a períodos de crises de abastecimento e escassez energética. Atualmente, no Brasil, conforme o Plano Nacional de Energia, esta tecnologia está em fase pré-comercial, ou seja, de desenvolvimento, e possui como vantagens a conversão mais eficiente da biomassa em energia, com equipamentos compactos, possibilitando uma operação mais flexível (MME, 2008).

Entre os anos de 2002 e 2005, como parte de um projeto chamado GASEIFAMAZ, de pesquisa de gaseificação de biomassa in natura para geração de eletricidade em comunidades isoladas do Amazonas, foram importados para o Brasil gaseificadores indianos, do IISc (Instituto Indiano de Ciências), com o objetivo de verificar o desempenho destes equipamentos e a viabilidade de sua aplicação no Brasil, focando em comunidades isoladas, onde não é possível a instalação de linhas de distribuição de energia elétrica e o suprimento de energia elétrica se dava através da utilização de grupos geradores a Diesel (APOLINÁRIO, 2006).

Em 2010, através de parceria com o Ministério de Minas e Energia, foi instalado no Laboratório de Inovações (LI), da Universidade Federal da Paraíba, um gaseificador, também importado da Índia, do IISc, com a finalidade de desenvolver a tecnologia de gaseificação, equipamento este que é objeto de estudos deste trabalho (RUMÃO, 2013). Os ensaios e pesquisas envolvendo este gaseificador estão alinhados com o Plano das Nações Unidas para o desenvolvimento sustentável – no que se refere ao desenvolvimento de pesquisas em energias limpas e renováveis – e ao Plano Nacional de Energia, do Ministério de Minas e Energia – no que se refere ao respeito às causas socioambientais –, dada a busca, pelo Laboratório de Inovações, da melhoria da eficiência deste sistema na geração de energia elétrica, em configurações variadas, do ano de sua instalação até o momento.

1.1. OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem por objetivo principal analisar a relação entre a eficiência de um sistema gaseificador/grupo gerador, utilizado para geração de energia elétrica, fazendo uso de dois motores alternativos de combustão interna com cilindradas diferentes. Tal análise é feita através da comparação de resultados experimentais do sistema especificado com a utilização de motores com quatro cilindros e com seis cilindros.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Fornecer uma revisão bibliográfica sobre o tema;
- Expor os procedimentos experimentais realizados;
- Dispor os principais parâmetros do processo, conseguidos experimentalmente, tais como, o consumo de biomassa, o poder calorífico desta e a potência elétrica gerada;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA

O foco desta seção está na discussão acerca da utilização da madeira como biomassa para geração de energia através de um sistema gaseificador/grupo gerador. Discutir-se-á acerca do que seja biomassa e sobre suas principais características, bem como acerca do que seja a gaseificação, sua história, seus princípios e reações; além disso, serão expostos os tipos de gaseificadores, seus componentes e sistemas auxiliares.

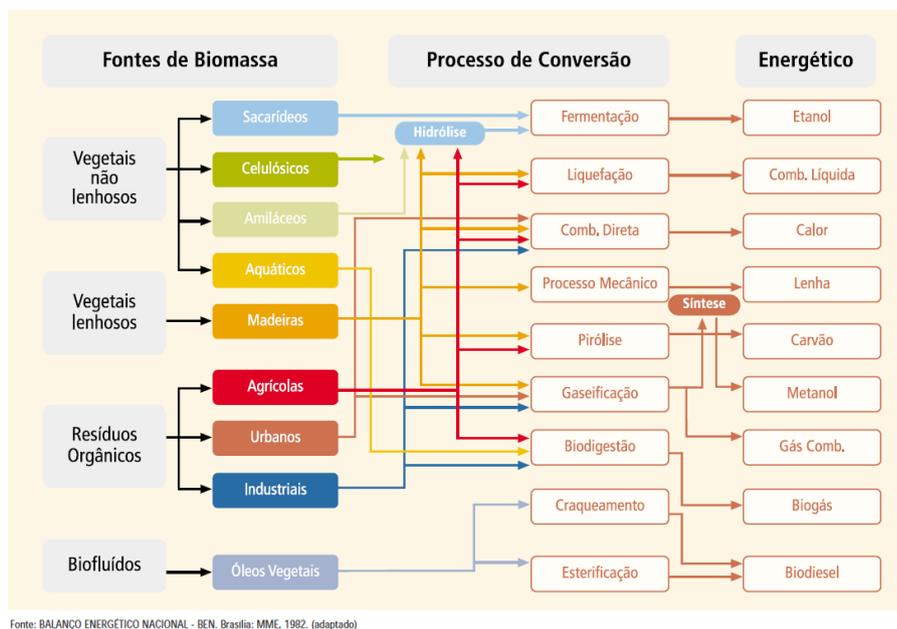
2.1.1. BIOMASSA

Biomassa é definida como toda a matéria orgânica, de origem animal ou vegetal, não fóssil, constituída por carboidratos, lipídios, proteínas e outras substâncias, resultantes de processos físico-químicos naturais, quando da síntese de glicose a partir do dióxido de carbono e água e da absorção de energia solar, a saber, a fotossíntese, possuindo, assim, energia química (VIDAL E HORA, 2011; LORA, 1997, *apud*. CHAVES, 2012; RUMÃO, 2013). Por conseguinte, é uma fonte de energia renovável (SERI, 1979; REED E DAS, 1988; CORTEZ *et al.*, 2011; CHAVES, 2012; RUMÃO, 2013).

Cortez *et al.* (2011) afirmam que a biomassa pode ser dividida em: (i) vegetais não-lenhosos, a exemplo das plantas aquáticas e algas; (ii) vegetais lenhosos, como madeira e seus resíduos; (iii) resíduos orgânicos – agrícolas, industriais e urbanos; e (iv) biofluidos, como os óleos vegetais. Alguns autores (ANDRADE, 2007; ROSILLO-CALLE *et al.*, 2007; LORA, 1997, *apud*. CHAVES, 2012) tipificam a biomassa em biomassa tradicional e biomassa moderna; sendo a tradicional aquela de obtenção não sustentável e utilizada em processos ineficientes de conversão energética e a moderna aquela obtida de forma sustentável e utilizada em processos modernos de conversão. Além dessas categorizações, Mckendry (2002) tipifica-a ainda como biomassa úmida – com conteúdo de alta umidade (acima de 50%) – e biomassa seca – com conteúdo de baixa umidade (abaixo de 50%).

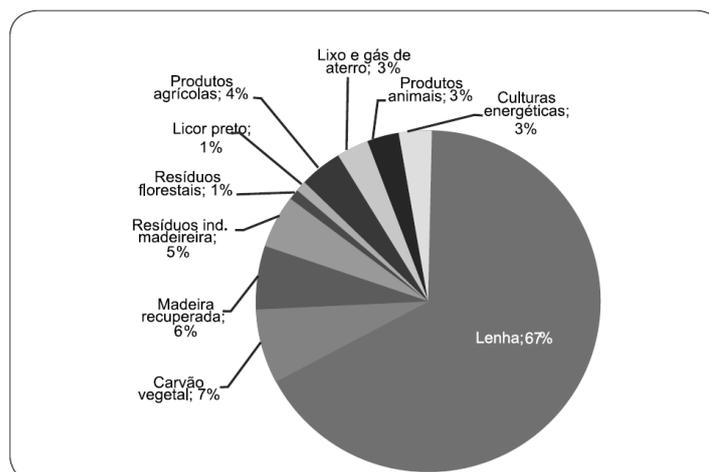
Diversos autores (REED E DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; MCKENDRY, 2002; IEA, 2007; ANEEL, 2008; CORTEZ *et al.*, 2011; LORA E VENTURINI, 2012; CHAVES, 2012; RUMÃO, 2013; LAKSMONO *et al.*, 2013) citam formas de converter a energia química da biomassa, a saber: a combustão (queima direta), a pirólise e torrefação, a gaseificação, a liquefação, a fermentação, hidrólise e destilação, a digestão anaeróbica e a transesterificação. Segundo Rosa (2017), a escolha do processo mais adequado para essa conversão depende da destinação final do produto, da viabilidade econômica e do tipo e quantidade de matéria-prima. Mckendry (2002) exemplifica a influência do teor de umidade na escolha do processo mais adequado; segundo ele, a biomassa úmida é preferida em processos como a fermentação e a biomassa seca em processos como combustão, pirólise e gaseificação. A Figura 2.1 mostra as rotas de conversão da energia da biomassa.

Figura 2.1 – Rotas de conversão da energia da biomassa



Fonte: ANEEL (2005)

Conforme apontam Cortez *et al.* (2011), os resíduos são a principal fonte para geração de energia da biomassa, entretanto, devem ser explorados adequadamente. Vidal e Hora (2011), citando dados de 2007 do *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC), afirmam que as fontes de biomassa de origem madeireira correspondem a 87% das fontes de biomassa no mundo, conforme mostra a Figura 2.2. Neste trabalho, foca-se no uso da madeira e seus resíduos como fonte para geração de energia através do processo de gaseificação.

Figura 2.2 – Composição das fontes de energia de biomassa no mundo.

Fonte: IEA Bioenergy (2009).

Fonte: Vidal e Hora (2011)

Vidal e Hora (2011) relatam que, conforme dados do IEA, em 2006, da demanda total de biomassa em energia primária, no valor de 1.186 Mtep (aproximadamente 49,7 EJ), a biomassa tradicional representava 724 Mtep (aproximadamente 30,3 EJ), sendo o restante, 462 Mtep (aproximadamente 19,4 EJ), representado pela biomassa moderna. Este dado corrobora a estimativa de Mckendry (2002), que era de aproximadamente 30 EJ/ano, para o potencial energético da biomassa proveniente de resíduos agrícolas e florestais. Um estudo do Conselho Mundial de Energia (*World Energy Council*), publicado em 2007, com base em dados de 2005, expôs, ainda, que a conversão de biomassa correspondeu a pouco mais de 1% da produção energética mundial naquele ano (ANEEL, 2008). Para 2050, a projeção é que essa porcentagem cresça para 3% a 5%, contribuição ainda pequena para o potencial estimado em 10% a 20% (IEA ETP, 2006, *apud*. IEA, 2007).

No contexto brasileiro, conforme a ANEEL (2008), a biomassa correspondia, em 2008, a 3,7% da oferta total de energia elétrica no país, sendo a segunda fonte mais utilizada, após a hidroeletricidade. Quanto à utilização de madeira e resíduos como fonte de energia, Vidal e Hora (2011), reproduzindo dados de 2007, explicam que, enquanto no mundo ela é a fonte de biomassa mais importante, no Brasil ela possui importância secundária, correspondendo a 45% da demanda (considerando a madeira destinada à produção de carvão vegetal), enquanto a cana-de-açúcar é a principal fonte (55%). Apesar disso, o MME (2007) reconhece a relevância do setor madeireiro para aproveitamento local, na geração de energia, nas regiões onde a biomassa de madeira é gerada. Segundo ele, o potencial para geração de

energia, utilizando resíduos da silvicultura, é estimado em 1.434 MW a 2.867 MW, dependendo do processo utilizado.

2.1.1.1. CARACTERÍSTICAS DA BIOMASSA

Segundo Sanchez (1994), a utilização da biomassa como combustível exige um cuidadoso trabalho de caracterização desta. Para ele, o projeto de sistemas para utilização de biomassa para geração de energia demanda conhecimento aprofundado de suas propriedades físicas e químicas. Baskar *et al.* (2012) também afirmam que a caracterização físico-química da biomassa se constitui uma etapa importante na conversão desta, pois sua adequação para procedimentos de conversão termoquímicos ou térmicos, bem como o produto destes, dependem das propriedades e composição da biomassa.

Diversos autores (BRITO E BARRICHELO, 1978; SERI, 1979; REED E DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; MCKENDRY, 2002; NOGUEIRA e LORA, 2003, *apud*. CHAVES, 2012; ANDRADE, 2007; RENDEIRO *et al.*, 2008; CORTEZ *et al.*, 2011; LORA E VENTURINI, 2012) consideram fundamentais as seguintes características técnicas ou propriedades da biomassa para os processos de conversão energética: (i) as composições químicas elementar e imediata; (ii) o teor de umidade; (iii) a granulometria; e (iv) o poder calorífico. Destacar-se-ão, a seguir, as características supracitadas para a biomassa de madeira.

2.1.1.1.1. COMPOSIÇÃO QUÍMICA

A biomassa de madeira e seus resíduos são constituídos de compostos químicos como a celulose, as hemiceluloses, a lignina, além de pectina e outros extratos (VIDAL E HORA, 2011). São, portanto, chamados de biomassa lignocelulósica (CARDOSO, 2013). Rendeiro *et al.* (2008) explicam que a hemicelulose e a celulose se agrupam formando a holocelulose, sendo este o composto do qual se origina as paredes das fibras da madeira, e a lignina é a responsável por manter as fibras unidas. Segundo os autores, madeiras moles possuem entre 45% e 50% de celulose, 25% a 35% de hemicelulose e 25% a 35% de lignina,

enquanto madeiras duras possuem entre 40% e 55% de celulose, 25% a 40% de hemicelulose e 18% a 25% de lignina.

A análise da composição química da biomassa se divide em análise elementar e análise imediata. Nogueira e Lora (2003 *apud.* CHAVES, 2012) e Cortez *et al.* (2011) explicam que na análise elementar são fornecidas as frações em massa dos elementos que constituem a biomassa, tais como carbono (C), oxigênio (O), hidrogênio (H), nitrogênio (N), enxofre (S), umidade (W) e cinzas (A). Sanchez (1994) acrescenta que esse teor de cinzas fornecido pela análise elementar quase sempre difere da fornecida pela análise imediata, devido a erros relacionados a diferenças técnicas, entretanto, não abona sua importância na determinação do teor residual de uma amostra. Esta análise elementar é feita conforme normatização da ASTM D 3176-74, de 1983 (CORTEZ *et al.*, 2011) e é fundamental para prever a composição do gás na gaseificação (RENDEIRO *et al.*, 2008). Na Tabela 2.1, dispõe-se a composição química elementar de biomassas analisadas por diversos autores, a título de exemplo.

Tabela 2.1 – Composição química elementar de biomassas selecionadas

Biomassa	Elementos em base Seca (%)						Referência
	C	H	O	N	S	A	
Pinheiro	59,00	7,20	32,70	0,00	0,00	1,10	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)
Madeira de Eucalipto	47,10	5,90	46,60	0,10	0,00	0,30	Demirba (2003 <i>apud.</i> DANISH e AHMAD, 2018)
Serragem de Bambu	39,88	5,50	47,92	0,89	0,00	5,81	Buragohain <i>et al.</i> (2010)
Cipreste	55,00	6,50	38,10	0,00	0,00	0,40	McKendry (2002)
Salgueiro	49,90	5,90	41,80	0,61	0,07	1,71	Jenkins <i>et al.</i> (1998 <i>apud.</i> YIN, 2011)
Serragem	48,90	5,80	43,30	0,30	0,10	1,60	Sanchez (1994)
Pinus	49,25	5,99	44,36	0,06	0,03	0,3	Jenkins <i>et al.</i> (1990 <i>apud.</i> CORTEZ <i>et al.</i> , 2011)

Fonte: Diversa, conforme a coluna de Referência

Brito e Barrichelo (1978) destacam como vantagem no uso da madeira como combustível, a qual também é possível aferir da Tabela 2.1, o teor desprezível de enxofre em sua composição, quando comparada a outros combustíveis, uma vez que esse elemento está relacionado a problemas de emissões e de corrosão dos equipamentos.

Na análise da composição química imediata, tal como afirmam Sanchez (1994), Nogueira e Lora (2003 *apud.* CHAVES, 2012) e Cortez *et al.* (2011), são fornecidas as porcentagens, em massa da amostra, de carbono fixo, voláteis, umidade e cinzas. Brito e Barrichelo (1978) esclarecem que a composição química imediata determina o percentual de material que é queimado no estado gasoso (voláteis), tendo este relação com a facilidade de queima (NOGUEIRA e LORA, 2003, *apud.* CHAVES, 2012), e no estado sólido (carbono fixo), além de estimar o percentual de material residual. Tal análise é feita seguindo normas para análise imediata de carvão e coque ASTM D-3172 à D-3175, conforme expõe Sanchez (1994), ou seguindo a normatização da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para carvão mineral, tal como explicam Rendeiro *et al.* (2008). A Tabela 2.2 lista alguns exemplos de composições químicas imediatas de biomassas analisadas por diversos autores.

Tabela 2.2 – Composição química imediata de biomassas selecionadas

Biomassa	Elementos em base Seca (%)			Referência
	Carbono fixo	Voláteis	Cinzas	
Bambu	17,80	81,30	0,90	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)
Madeira de Eucalipto	14,00	85,70	0,30	Demirba (2003 <i>apud.</i> DANISH e AHMAD, 2018)
Serragem de Bambu	9,30	74,20	16,50	Buragohain <i>et al.</i> (2010)
Cedro	15,30	84,60	0,10	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)
Salgueiro	16,07	82,22	1,71	Jenkins <i>et al.</i> (1990 <i>apud.</i> YIN, 2011)
Serragem	17,30	81,60	1,10	Sanchez (1994)
Pinus	17,70	82,54	0,29	Jenkins <i>et al.</i> (1990 <i>apud.</i> CORTEZ <i>et al.</i> , 2011)

Fonte: Diversa, conforme a coluna de Referência

Quanto aos compostos químicos citados inicialmente (celulose, hemicelulose e lignina), os quais constituem a biomassa da madeira e estão relacionados aos percentuais mássicos dos elementos químicos na análise elementar, alguns autores costumam igualmente relacioná-los aos teores de elementos fornecidos na análise química imediata. O SERI (1979) expõe que a pirólise da celulose fornece uma mistura de materiais voláteis, alcatrões e carvão. Pereira *et al.* (2000) explica que o teor de lignina está diretamente relacionado ao teor de carbono fixo e possui influência negativa nos teores de voláteis e cinzas. Além disso,

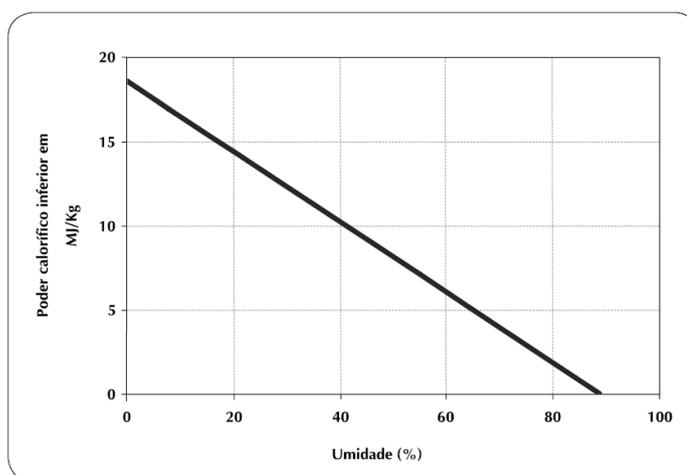
Rendeiro *et al.* (2008) explicam que, na pirólise, a lignina é vaporizada numa velocidade ao longo de todo o processo, de forma bem mais lenta que a celulose e a hemicelulose.

Finalmente, tratando da análise das cinzas, Rendeiro *et al.* (2008) atentam para complicações relativas à composição química destas, tais como: (i) ataques químicos aos equipamentos, quando estas são formadas por óxidos de metais semimetálicos, geralmente ácidos; (ii) amolecimento e fusibilidade das cinzas e aglomeração do material no equipamento; e (iii) corrosão do equipamento devido à presença de óxidos alcalinos voláteis.

2.1.1.1.2. TEOR DE UMIDADE

O teor de umidade representa a quantidade ou percentual mássico de água presente na biomassa (RENDEIRO *et al.*, 2008; VIDAL E HORA, 2011; BERSCH, 2016). É considerada a propriedade que exerce maior influência na combustão, uma vez que há perdas energéticas para evaporá-lo, representando uma redução no poder calorífico da biomassa (BRITO E BARRICHELO, 1978; VIDAL E HORA, 2011; CHAVES, 2012; ROSA, 2017). A Figura 2.3 apresenta essa relação entre umidade e poder calorífico inferior da biomassa.

Figura 2.3 – Poder calorífico inferior da biomassa em função do seu percentual de umidade



Fonte: Elaboração BNDES, com base em FAO (2004).

Fonte: Vidal e Hora (2011)

Da Figura 2.3, conforme expõem Vidal e Hora (2011), há um decréscimo do poder calorífico da madeira, partindo de 18 MJ/kg, na ausência de umidade, para zero, com

aproximadamente 88% de umidade. Além da combustão, o teor de umidade também é problemático na pirólise e gaseificação. Na gaseificação, o teor de umidade influencia na composição do gás de síntese e a perda de energia a qual acarreta pode significar uma dificuldade na destruição do alcatrão (RENDEIRO *et al.*, 2008). Vários autores (MCKENDRY, 2002; BURAGOHAIN *et al.*, 2010; BASU, 2010, *apud.* RUIZ *et al.*, 2013; FAGERNAS *et al.*, 2010, *apud.* CHEN *et al.*, 2015) sugerem que o teor de umidade ideal para a gaseificação deve estar abaixo dos 15%.

A determinação do teor de umidade é dada conforme a norma ASTM D-3173, através do método de forno de secagem (SANCHEZ, 1994), fazendo-se a diferença entre os pesos da amostra antes e após a secagem (VIDAL E HORA, 2011). Este teor pode ser expresso em base seca – razão entre a massa de água na amostra e a massa da biomassa seca – ou em base úmida – razão entre a massa de água da biomassa e a massa da biomassa úmida. (RENDEIRO *et al.*, 2008).

2.1.1.1.3. GRANULOMETRIA

A composição granulométrica da biomassa expressa, em porcentagem, o volume dos diversos tamanhos de partículas que a constituem (LORA E VENTURINI, 2012), ou seja, expressa a porcentagem em massa de cada dimensão característica das partículas que compõem a biomassa (SANCHEZ, 1994).

Há três métodos principais usados na análise granulométrica da biomassa, a saber: utilizando a microscopia eletrônica e a metodologia de contagem de partículas; a sedimentação; e a análise por peneiras padronizadas (CORTEZ *et al.*, 2011). Segundo Lora e Venturini (2012), o método de análise por peneiras segue normatização da ABNT. As análises são usualmente realizadas em laboratório (CORTEZ *et al.*, 2011).

Conforme afirma Cardoso (2013), o conhecimento acerca da distribuição e tamanho das partículas da biomassa é fundamental para selecionar a tecnologia que será utilizada para gaseificá-la. A granulometria da biomassa é, também, importante fator para se dimensionar o alimentador e para a velocidade do gás (SANCHEZ, 1994). Ela é igualmente importante em questões como transporte e entrega do combustível, bem como o comportamento deste durante o processo de gaseificação (REED E DAS, 1988).

Além disso, Rosa (2017) explica a influência do tamanho das partículas na eficiência do processo de gaseificação; estes autores afirmam que partículas menores permitem uma maior eficiência, devido à maior superfície de contato favorecer maiores velocidades de reação, já partículas de maiores dimensões tornam mais difícil a difusão dos voláteis, tornando a reação mais lenta, bem como diminuindo a taxa de conversão da biomassa. Igualmente, quanto maior o tamanho das partículas, menor será a taxa transferência de calor (JENKINS *et al.*, 1998; BASKAR *et al.*, 2012), ocasionando um gradiente de temperatura entre a superfície desta e seu núcleo que favorece a formação de carvão (ENCIMAR *et al.*, 2000, *apud.* TRIPATHI *et al.*, 2016).

O tamanho das partículas também influencia na composição do gás de síntese, resultante do processo da gaseificação. Fremaux *et al.* (2015 *apud.* ROSA, 2017) mostrou que, para três faixas granulométricas de madeira, os teores de hidrogênio gerados cresciam à medida que se decrescia a faixa granulométrica. Luo *et al.* (2010 *apud.* UDOMSIRICHAKORN e SALAM, 2014) tratam, igualmente, do crescimento do teor de hidrogênio decrescendo-se o tamanho da partícula e, ainda, que também os teores de monóxido de carbono no gás de síntese crescem, decrescendo-se a granulometria.

Nogueira e Trossero (2000 *apud.* CHAVES, 2012) apresentam as faixas granulométricas recomendadas para diferentes tipos de gaseificadores – dos quais será tratado mais adiante. Para os gaseificadores de leito fixo, recomenda-se que as partículas tenham entre 50 mm e 100 mm; para queima em suspensão, recomenda-se granulometria menor que 6 mm ou 7 mm; no caso do leito fluidizado borbulhante, entre 20 mm e 30 mm; e para o leito fluidizado circulante, partículas menores que 6 mm ou 7 mm.

2.1.1.1.4. PODER CALORÍFICO

O poder calorífico representa, para a biomassa, a quantidade de energia por unidade de massa ou volume, em forma de calor, liberada durante sua combustão completa (BRITO E BARRICHELO, 1978; CORTEZ *et al.*, 2011; CHAVES, 2012; LORA E VENTURINI, 2012; BERSCH, 2016). Ele é expresso em duas formas: poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI). O PCS representa a quantidade máxima de energia liberada na combustão da biomassa, concernente à água líquida como produto, já o

PCI é relativo ao vapor de água como produto (SERI, 1979; CHAVES, 2012; BERSCH, 2016). O PCI representa, na prática, a quantidade de energia por unidade de massa realmente disponível durante a combustão (MCKENDRY, 2002; ROSILLO-CALLE *et al.*, 2007; NOGUEIRA E RENDEIRO, 2008, *apud.* CHAVES, 2012), podendo ser entre 10% e 20% menor que o PCS (NOGUEIRA E RENDEIRO, 2008, *apud.* CHAVES, 2012) por não considerar a energia liberada na vaporização da umidade presente na biomassa, tampouco a energia para formação de água a partir do hidrogênio dos hidrocarbonetos que a compõem (ROSILO-CALLE *et al.*, 2007).

Quanto aos fatores que influenciam no poder calorífico da biomassa, além do já anteriormente tratado, como o teor de umidade, também a composição química desta influencia em seu poder calorífico. Jenkins (1989 *apud.* JENKINS *et al.*, 1998) relaciona o acréscimo de 1% de carbono na composição da biomassa a um acréscimo aproximado, no poder calorífico, de 0,39 MJ/kg. A FAO (2015) associa o teor mais elevado de lignina em madeiras de algumas espécies a um acréscimo de 2% no seu poder calorífico, comparando-as a madeiras com teores menores de lignina; ela explica que a lignina possui um elevado poder calorífico, comparado aos da celulose e hemicelulose.

A determinação do poder calorífico superior de um combustível é feita em uma bomba calorimétrica adiabática, em ensaio padronizado pela ABNT (NBR 8633) e pela ASTM (D-2015-77), tal ensaio consiste na aferição da variação de temperatura da água ocasionada pela combustão completa de uma amostra de biomassa (SANCHEZ, 1994; RENDEIRO *et al.*, 2008; CORTEZ *et al.*, 2011; LORA E VENTURINI, 2012; BERSCH, 2016). A conversão para poder calorífico inferior pode ser feita por métodos analíticos (SANCHEZ, 1994). A Tabela 2.3 lista o PCS de alguns tipos de madeira, analisados por diversos autores.

Tabela 2.3 – Poder calorífico superior de alguns tipos de madeira

Biomassa	PCS (MJ/kg)	Referência
Bambu	19,210	Scurlock <i>et al.</i> (2000 <i>apud.</i> LORA e VENTURINI, 2012)
Eucalipto	19,420	Jenkins e Ebeling (1985 <i>apud.</i> LORA e VENTURINI, 2012)
Pinheiro	20,189	Franco <i>et al.</i> (2003 <i>apud.</i> UDOMSIRICHAKORN e SALAM, 2014)
Mogno	19,850	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)

Cedro	20,210	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)
Sucupira	20,200	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)
Maçaranduba	20,110	Rendeiro <i>et al.</i> (2008)

Fonte: Diversa, conforme a coluna de Referência

2.1.2. A GASEIFICAÇÃO

A gaseificação é um processo de conversão termoquímica de material, sólido ou líquido, constituído de carbono, em um gás com características combustíveis, por meio do seu aquecimento e oxidação parcial a elevadas temperaturas, na presença de um meio gaseificador (ar, vapor, oxigênio, nitrogênio, dióxido de carbono ou mistura destes) em quantidades inferiores à estequiométrica, e em pressões atmosféricas ou maiores (SANCHEZ, 1994; MCKENDRY, 2002; ANEEL, 2005; ROSILLO-CALLE *et al.*, 2007; SANCHEZ, 2010, *apud.* RUMÃO, 2013; CORTEZ *et al.*, 2011; MARTÍNEZ *et al.*, 2012; LORA E VENTURINI, 2012; MORRIN *et al.*, 2012, *apud.* ROSA, 2017; RUIZ *et al.*, 2013; TRIPATHI *et al.*, 2016). Este processo, conforme explicam Reed e Das (1988), pode ser direto ou indireto; no processo direto, ar ou oxigênio são usados para provocarem reações exotérmicas, gerando, assim, o calor necessário ao processo; no processo indireto, transfere-se calor ao reator através de uma fonte externa.

O gás produzido pela gaseificação recebe várias denominações, como gás de biomassa, gás pobre, gás de baixo poder calorífico, gás manufacturado (*producer gas*) (CORTEZ *et al.*, 2011; LORA E VENTURINI, 2012; RUMÃO, 2013). Conforme explicam Cortez *et al.* (2011), quando da gaseificação utilizando ar ou oxigênio, adicionando pequena quantidade de vapor superaquecido a estes, o produto é um gás rico em hidrogênio (H₂) e monóxido de carbono (CO), denominado gás de síntese ou *syngas*. Além destes compostos, há também concentrações de metano (CH₄) e de produtos característicos dos processos de combustão, como de dióxido de carbono (CO₂), água (H₂O), oxigênio (O₂) e nitrogênio (N₂) – este último, apenas quando o agente gaseificante é o ar (ANDRADE, 2007; HARYANTO *et al.*, 2009, *apud.* CHAVES, 2012; LORA E VENTURINI, 2012; RUMÃO, 2013; EICHLER *et al.*, 2015; BEZERRA, 2016). Lora e Venturini (2012) e Martínez *et al.* (2012) acrescentam que na composição do gás de síntese pode, ainda, haver concentrações menores de outros hidrocarbonetos, como eteno (C₂H₄), etano (C₂H₆), entre outros. Além disso, ao término do

processo o gás está sujo, contendo impurezas como particulados, alcatrão, compostos sulfurosos, compostos de nitrogênio e compostos alcalinos (MCKENDRY, 2002).

Segundo Nogueira e Lora (2003 *apud.* CHAVES, 2012), o gás de síntese pode ser classificado, de acordo com seu poder calorífico, em três tipos, a saber: (i) gás de baixo poder calorífico, com PCI até 5 MJ/Nm³; (ii) gás de médio poder calorífico, com PCI entre 5 MJ/Nm³ e 10 MJ/Nm³; e (iii) gás de alto poder calorífico, com PCI entre 10 MJ/Nm³ e 40 MJ/Nm³. Tratando do poder calorífico do gás de síntese, Rosa (2017) relaciona o seu valor ao agente gaseificador utilizado no processo. A autora explica que o uso de ar como agente gaseificador acarreta na produção de um gás com baixo poder calorífico, devido à diluição deste no nitrogênio (N₂) presente no ar; já com o uso de vapor de água, o gás produzido é de médio a alto poder calorífico, devido ao aumento da concentração de hidrogênio (H₂); por fim, com a utilização de oxigênio puro, o gás produzido é de alto poder calorífico.

As aplicações para o gás de síntese são várias, podendo este ser usado para a geração de energia mecânica e elétrica, através da sua combustão em motores alternativos de combustão interna ou em turbinas a gás, para a geração de calor para processos, ou mesmo como matéria-prima para síntese de combustíveis (CORTEZ *et al.*, 2011).

2.1.2.1. HISTÓRICO DO USO DA GASEIFICAÇÃO

O surgimento da gaseificação remonta às últimas décadas do século XVIII, precisamente ao ano de 1798, quando foi descoberta, de maneira independente, na França e na Inglaterra (REED e DAS, 1988; CORTEZ, 1997, *apud.* ANDRADE, 2007). Sua mais antiga forma consistia no aquecimento de combustível em uma redoma com ausência de oxigênio, processo conhecido como destilação seca (*dry distillation*), que nada mais era senão a pirólise deste combustível (SANCHEZ, 1994; CORTEZ, 1997, *apud.* ANDRADE, 2007; RUMÃO, 2013). Já no século XIX, em 1812, a primeira companhia de gás de carvão começou a operar em Londres, utilizando este para iluminação pública, e em 1850, considerável parte de Londres já era iluminada a gás (SERI, 1979; GROENEVELD, 1980, *apud.* CORTEZ *et al.*, 2011).

Em 1839, foi desenvolvida por Bishoff outra forma de gaseificação, o gaseificador contracorrente, o qual, em 1857, modificado por Siemens (CORTEZ, 1997,

apud. Andrade, 2007). Este gaseificador, aprimorado por Siemens, passaria a ser usado em toda a Europa, durante um período de 100 anos (SANCHEZ, 1994). Sobre este tipo de gaseificador, Cortez *et al.* (2011) relatam como grande empecilho a retirada de cinzas e a produção de alcatrão. Vários desenhos alternativos foram sugeridos a fim de solucionar tal empecilho (SANCHEZ, 1994).

Nas proximidades do século XX, a gaseificação se desenvolveu, havendo, também, um acelerado crescimento da indústria de manufatura de gás, com o melhoramento das técnicas relativas ao processo; gaseificava-se carvão em grandes quantidades (FOLEY E GEOFFREY, 1983, *apud.* CORTEZ *et al.*, 2011). Próximo ao início da Primeira Guerra Mundial, os principais combustíveis utilizados na gaseificação eram linhito e turfa, os quais eram abundantes e podiam ser fornecidos dentro das especificações solicitadas; onde seu fornecimento não era possível, era utilizada a biomassa (CORTEZ *et al.*, 2011). Nesta época, o reator de leito fixo era o de utilização mais ampla (WILTGEN FILHO, 1983, *apud.* SANCHEZ, 1994).

Na década de 1930, surgiram as linhas de distribuição de gás natural, o qual tinha um baixo custo comparado ao gás manufaturado, ocasionando a substituição deste por combustíveis derivados de petróleo. A indústria de manufatura de gás foi, então, esquecida, tendo quase a totalidade de suas plantas desativadas (REED e DAS, 1988; CORTEZ *et al.*, 2011). Nesta mesma época – aliás, iniciando ainda durante a Primeira Guerra – surgiram pequenos gaseificadores de carvão vegetal e biomassa para operar em veículos, trens, barcos e geradores elétricos de pequeno porte, mantidos durante o entreguerras por entusiastas, dado que seu custo era mais elevado que o da gasolina (RAMBUSH, 1923, *apud.* REED e DAS, 1988). Neste mesmo período também foram desenvolvidos os reatores de leito fluidizado (tipo Winkler) e leito arrastado (tipo Koppers-Totzek) (SANCHEZ, 1994).

Em 1939, o bloqueio alemão interrompeu o fornecimento de combustíveis líquidos para a Europa; começava, então, um período de escassez que ocasionou o ressurgimento da gaseificação, com progressos no seu desenvolvimento e larga implantação (REED e DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; ANDRADE, 2007). Aqueles pequenos gaseificadores que, durante o entreguerras, foram mantidos por entusiastas da tecnologia, os quais foram chamados gasogênios, tornaram-se a solução para o transporte durante a Segunda Guerra; estima-se que um milhão de veículos, em todo o mundo foram convertidos ao gasogênio, os quais eram alimentados com pedaços de madeira, turfa, coque e antracito

(REED e DAS, 1988; FOLEY E GEOFFREY, 1983, *apud.* SANCHEZ, 1994). Segundo Andrade (2007), os motores destes veículos operavam com 75% de sua potência utilizando gasolina, e exigiam maiores cuidados com manutenção, devido ao alcatrão e particulado do gás.

Siciliano (1945 *apud.* CORTEZ *et al.*, 2011), relata que somente no Brasil, aproximadamente 20 mil veículos utilizavam gasogênio. Cardoso (2013) relata uma antecipação do governo brasileiro frente à possibilidade de escassez de combustível na Europa, visando diminuir o impacto desta no país, criando, em fevereiro de 1939, a Comissão Nacional do Gasogênio, através do Decreto-Lei 1.125. Tal decreto instituía cursos sobre o gasogênio e determinava que se um proprietário tivesse dez veículos, um teria que ser convertido a gasogênio – escreve a autora, citando Cytrynowicz (2002). O esforço para consolidar a tecnologia foi tal que até mesmo uma corrida no Autódromo de Interlagos – o I Grande Prêmio São Paulo de Automobilismo – foi realizada, em 1944, com todos os carros movidos a gasogênio, a qual foi vencida pelo piloto paulista Chico Landi, o qual ficou, curiosamente, conhecido como “rei do gasogênio”, devido a ser um dos fabricantes do equipamento e garoto propaganda de sua empresa (CARDOSO, 2013; BARONE, 2013).

Ao final da Segunda Guerra Mundial surgem os primeiros gaseificadores operando com pressões acima da atmosférica, baseados nos projetos de Lurgi (1936) e Koppers-Totzek (1948) (REED, 1981, *apud.* SANCHEZ, 1994). Entretanto, o fim da guerra reestabeleceu o fornecimento de combustíveis fósseis, ocasionando a reconversão dos veículos para gasolina e diesel, resultando no abandono da gaseificação em países industrializados, com a chegada do petróleo a baixo custo, e conseqüente estagnação de seu desenvolvimento tecnológico (CORTEZ *et al.*, 2011).

Dias (2004), entretanto, ressalta que, com a crise do petróleo, ocorrida na década de 1970, linhas de pesquisa voltadas para a aplicação sustentável de recursos renováveis, como a biomassa, foram fortalecidos. O autor destaca que foi nas décadas que sucederam esta crise que houve o início de uma investigação mais aprofundada acerca da gaseificação de biomassa. Ele cita o exemplo da Índia, no desenvolvimento da tecnologia, a qual, segundo ele, alcançou uma posição de vanguarda, devido aos avanços técnicos alcançados, bem como ao empenho em implantar a tecnologia. Discorre, ainda, ele que, desde a década de 1980 até o ano de publicação de seu trabalho, cerca de quatro mil sistemas haviam sido instalados

naquele país, parte para geração de energia (visando à eletrificação de zonas rurais) e parte para o bombeamento de água de irrigação.

2.1.2.2. PRINCÍPIOS DO PROCESSO

O processo de gaseificação pode ser dividido em quatro estágios: (i) secagem; (ii) pirólise; (iii) oxidação parcial ou combustão; e (iv) gaseificação propriamente dita, ou redução (BASKAR *et al.*, 2012; RUMÃO, 2013; SANSANIWAL *et al.*, 2017). Baskar *et al.* (2012) explicam que estes estágios podem ocorrer em regiões, ou zonas, específicas do gaseificador (como nos gaseificadores de leito fixo), ou podem ocorrer no interior de uma partícula, em nível microscópico (como nos gaseificadores de leito fluidizado).

- (i) O estágio de secagem é o mais importante do processo de gaseificação, devido à influência da umidade no poder calorífico da biomassa, conforme discutido no tópico sobre características da biomassa (BASKAR *et al.*, 2012; RUMÃO, 2013). Segundo Sansaniwal *et al.* (2017), como este estágio ocorre a baixas temperaturas, não há decomposição dos materiais voláteis da biomassa neste, podendo ser expresso pela seguinte reação endotérmica:



- (ii) A pirólise ocorre entre 280°C e 450°C e consiste na decomposição térmica da biomassa na ausência de ar ou oxigênio (BURAGOHAIN, 2010; CORTEZ *et al.*, 2011). Nesta etapa, portanto, os carboidratos que formam a biomassa, ou seja, a celulose, a hemicelulose e a lignina, são decompostos, a temperaturas entre 250°C e 300°C, em moléculas menores de gases não condensáveis – como CO, CO₂, H₂, CH₄ e O₂ –, gases condensáveis e carvão vegetal, e, entre 350°C e 450°C, há produção de alcatrão e ácidos leves (CORTEZ *et al.*, 2011; BASKAR *et al.*, 2012; RUMÃO, 2013).

- (iii) Conforme anteriormente explicado, a combustão pode ocorrer no próprio reator (processo direto), ou fora dele (processo indireto). Esta etapa consiste na oxidação do material, e é a responsável por prover calor às demais etapas (RUMÃO, 2013).
- (iv) A gaseificação propriamente dita ocorre a temperaturas entre 400°C e 900°C, quando há a oxidação parcial dos hidrocarbonetos e do carbono do combustível, formando como gases combustíveis principais, o monóxido de carbono (CO) e gás hidrogênio (H₂) (RUMÃO, 2013).

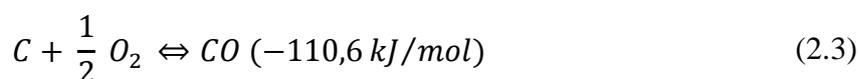
2.1.2.3. REAÇÕES DE GASEIFICAÇÃO

Os processos expostos no tópico anterior podem ser descritos por meio das reações químicas que neles ocorrem, sendo, sobretudo, reações exotérmicas de oxidação e reações endotérmicas de redução (SÁNCHEZ, 2010, *apud.* RUMÃO, 2013). Segundo Cortez *et al.* (2011) e Lora e Venturini (2012), as reações são:

- (I) Reação simplificada da pirólise:



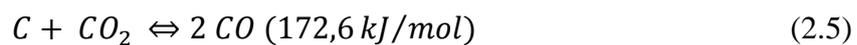
- (II) Oxidação de Carbono:



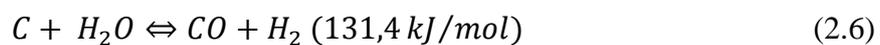
(III) Gaseificação:

(i) Reações heterogêneas:

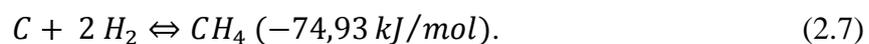
i. Reações de Boudouard:



ii. Reação de gás-água ou reação de carbono vapor:

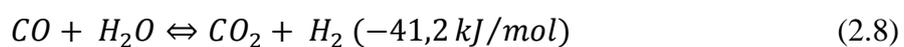


iii. Reação de formação de metano:



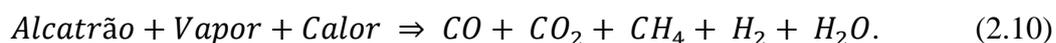
(ii) Reações Homogêneas:

i. Reação de *shift*, água/gás

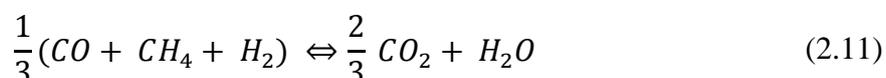




(IV) Craqueamento do alcatrão:



(V) Oxidação parcial dos produtos da pirólise:



Conforme explicam Cortez *et al.* (2011), as reações de oxidação de carbono são rápidas, fortemente exotérmicas e, nas habituais temperaturas de gaseificação, irreversíveis; a reação de Boudouard ganha mais importância quando a temperatura do processo está entre 800°C e 900°C, quando esta ocorre em todo o leito, ainda explica o autor, citando Shaw e Paterson (1978). Além disso, Cortez *et al.* (2011) listam os fatores que afetam a composição dos gases, dadas as reações acima apresentadas, a saber: (i) a temperatura; (ii) a pressão; (iii) a umidade do combustível; (iv) o teor de oxigênio presente no agente gaseificante; e (v) o tipo de combustível.

2.1.2.4. PARÂMETROS RELACIONADOS AO PROCESSO DE GASEIFICAÇÃO

Lora e Venturini (2012) listam os principais fatores que afetam o desempenho dos sistemas de gaseificação, são eles: (i) a razão de equivalência, ou fator de ar; (ii) o tipo de agente de gaseificação; (iii) o tempo de residência; (iv) as características físico-químicas e energéticas da biomassa; e (v) a utilização ou não de catalizadores. Alguns destes, como as características da biomassa e o tipo de agente de gaseificação utilizado já foram anteriormente

expostos. Os autores ainda citam como parâmetros envolvidos no processo de gaseificação a temperatura, a capacidade de produção de gás (que está relacionada ao tipo de gaseificador utilizado) e a eficiência da gaseificação.

Quanto ao fator de ar, Lora e Venturini (2012) explicam que este representa o valor da razão ar/combustível real utilizada na gaseificação pela razão ar/combustível estequiométrica; ele ainda discorre que o fator de ar define a proporção de combustível queimado com relação à proporção de combustível gaseificada. Reed e Das (1988) expõem as influências do fator de ar na composição do gás, no teor de carvão formado, na temperatura do processo e no poder calorífico do gás produzido; para eles, com um fator de ar de 0,25, todo o carvão produzido no processo é convertido em gás e a fração de energia contida na biomassa analisada (madeira) realmente convertida em gás é máxima.

Quando este fator de ar é menor que 0,25, há uma fração de carvão não convertida em gás, o que, conseqüentemente, decresce o poder calorífico deste; à medida que o fator de ar aumenta, a partir de 0,25, a temperatura do processo aumenta e o poder calorífico do gás diminui, conforme Reed e Das (1988). Além disso, os autores mostram que a fração de monóxido de carbono atinge seu máximo para o fator de ar de 0,25, enquanto os teores de umidade e de dióxido de carbono (CO₂) são mínimos e o teor de metano (CH₄) é anulado; o teor de gás hidrogênio (H₂) decresce conforme o fator de ar é aumentado e o teor de gás nitrogênio (N₂) aumenta (REED E DAS, 1988). Todos estes valores e relações expostas por Reed e Das (1988) foram conseguidas em gaseificação em pressão atmosférica.

Escrevendo acerca do tempo de residência, Ramos (2018) o define como o período médio de permanência das partículas de biomassa dentro do gaseificador. Ele é limitado pelo tipo de reator, sendo limitante, para reatores de leito fluidizado, a velocidade de fluidização, e, para reatores de leito fixo, pelo projeto e operação da grelha (LORA E VENTURINI, 2012). Ramos (2018) cita vários estudos (HERNANDEZ *et al.*, 2010; ZHOU *et al.*, 2013; PINTO *et al.*, 2015) em diferentes tipos de gaseificadores que concluem – em consonância – que o aumento do tempo residência está relacionado a um aumento na produção do gás com altos teores de gás hidrogênio (H₂) e metano (CH₄).

O uso de catalisadores está relacionado à qualidade do gás produzido, no que se refere à sua limpeza. Cui *et al.* (2010 *apud.* RUIZ *et al.*, 2013) afirmam que o monitoramento das impurezas geradas na gaseificação, como cinzas e alcatrões, deve começar com a seleção do tipo de gaseificador, dos seus parâmetros de operação, bem como do uso de catalisadores

apropriados. Eles podem ser adicionados junto com a biomassa ou diretamente ao leito do gaseificador, e são classificados quanto à natureza como minerais ou sintéticos (ZHANG, CHU E CHAMPAGNE, 2010, *apud.* RUIZ *et al.*, 2013).

Quanto à sua influência do uso de catalisadores na composição do gás de síntese, Panwar *et al.* (2012) explicam que há um crescimento nos teores de H₂ e CO₂ com o uso de catalisadores, explicado provavelmente pelo favorecimento da reação de *shift* água/gás, e uma redução do teor de CO. Por outro lado, McKendry (2002) explica que, quando não utilizados os catalisadores, pode ser preferido o craqueamento térmico do alcatrão, o qual demanda uma energia extra para o aquecimento do gás, geralmente conseguida com a adição de uma pequena quantidade de ar, ocasionando a combustão de parte do gás, elevando, assim, a temperatura. Entretanto – explica ainda o autor –, este método reduz a eficiência de conversão da biomassa em energia na gaseificação.

Outro importante parâmetro no processo de gaseificação é a temperatura. Conforme Lora e Venturini (2012) relatam, ela é condicionada pelo fator de ar e pelas composições elementar e imediata da biomassa utilizada, e deve ser adequada de maneira a garantir que o carbono presente na biomassa seja completamente transformado e não haja acúmulo de cinzas. De fato, ela é um parâmetro importante no controle das concentrações de alcatrão e da formação de cinzas e carvão (SANSANIWAL *et al.*, 2017).

Além disso, a temperatura possui grande influência na composição do gás produzido, sendo a elevação desta responsável pelo aumento das concentrações de H₂ e CO e diminuição da concentração de CH₄, o que, por consequência, eleva o poder calorífico do gás (LORA E VENTURINI, 2012; SUSASTRIAWAN *et al.*, 2017). Apesar de apresentar vantagens, Ruiz *et al.* (2013) alerta que, se esta elevação for considerável, poderão ocorrer problemas como sinterização, erosão e corrosão; o autor explica que metais alcalinos podem originar silicatos alcalinos e sulfatos, os quais, sofrendo fusão devido às altas temperaturas, podem incrustar nas paredes do reator, diminuindo a eficiência do processo.

Por fim, a eficiência da gaseificação é distinguida – conforme Lora e Venturini (2012) – entre eficiência a quente e eficiência a frio. A eficiência a quente corresponde à razão entre o somatório da energia sensível e química do gás produzido e a energia química da biomassa gaseificada; por considerar a energia sensível do gás, pode levar a valores incorretos, sendo, portanto, pouco utilizada (LORA E VENTURINI, 2012). A eficiência a

frio, ainda segundo os autores, corresponde à razão entre a energia química do gás e a energia química do combustível.

2.1.2.5.O GASEIFICADOR

De acordo com Dias (2004) e Ruiz *et al.* (2013), o gaseificador é um reator químico onde são misturados, em maior ou menor grau, a biomassa e o agente gaseificador, juntamente ou não com outros materiais inertes, aditivos ou catalisados, e no qual ocorrem várias reações físicas e químicas. Em seu interior, conforme também anteriormente mencionado, a biomassa tem seu teor de umidade reduzido (sofre secagem), aquece, passa pelo processo de pirólise, oxida e reduz, ao longo da extensão do reator, até que chegue ao final como uma mistura gasosa combustível (DIAS, 2004).

O processo de gaseificação e a qualidade do gás produzido são profundamente dependentes do tipo de gaseificador e, em cada um deles, seus subprocessos fundamentais ocorrem em ordens diferentes, alterando, assim, as características do gás produzido (SANSANIWAL *et al.*, 2017). Portanto, será exposta, a seguir, a classificação dos gaseificadores e discutir-se-á, em seguida, acerca dos principais tipos utilizados nos processos de gaseificação de biomassa e, por fim, sobre o sistema de limpeza do gás produzido e os principais componentes nele utilizados.

2.1.2.5.1. TIPOS DE GASEIFICADORES

Diversos autores (SANCHEZ, 1994; LORA *et al.*, 2004; CORTEZ *et al.*, 2011) concordam ou se complementam quanto à classificação dos gaseificadores. Eles classificam-nos segundo os seguintes fatores:

- (I) Poder calorífico do gás produzido:

- (i) Gás de baixo poder calorífico: até 5 MJ/Nm³
 - (ii) Gás de médio poder calorífico: entre 5 MJ/Nm³ e 10 MJ/Nm³
 - (iii) Gás de alto poder calorífico: entre 10 MJ/Nm³ e 40 MJ/Nm³
- (II) Tipo de agente gaseificador:
- (i) Ar
 - (ii) Vapor de água
 - (iii) Oxigênio
 - (iv) Hidrogênio (hidrogaseificação)
- (III) Pressão de trabalho:
- (i) Baixa pressão (atmosférica)
 - (ii) Pressurizados (até 6 MPa)
- (IV) Direção do movimento relativo da biomassa e do agente gaseificador:
- (i) Contrafluxo (contracorrente)
 - (ii) Fluxo direto (concorrente)
 - (iii) Fluxo cruzado
 - (iv) Leito fluidizado
 - (v) Leito arrastado
- (V) Tipo e forma da biomassa:
- (i) Resíduos agrícolas

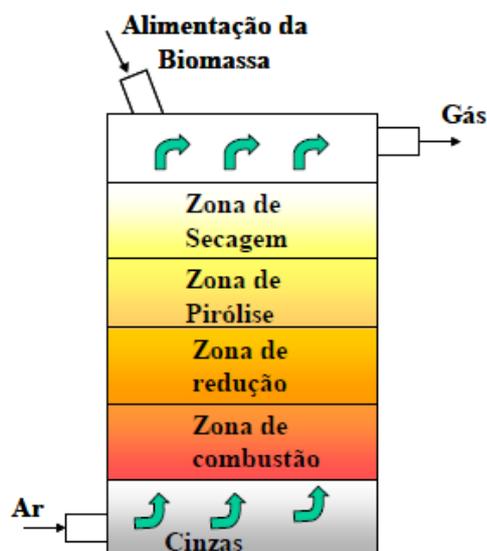
- (ii) Resíduos industriais
- (iii) Resíduos sólidos urbanos (lixo)
- (iv) Biomassa in natura
- (v) Biomassa peletizada
- (vi) Biomassa pulverizada

Conforme Bezerra (2016), a classificação mais usual é quanto ao tipo de leito utilizado (leito fixo, fluidizado e arrastado), a qual se divide de acordo com a direção do movimento relativo da biomassa e do agente gaseificador, a saber: contrafluxo ou contracorrente, concorrente, fluxo cruzado e leito fluidizado. A seguir, será discutido sobre cada um deles.

2.1.2.5.1.1. GASEIFICADORES CONTRACORRENTE

Também chamado de gaseificador de contrafluxo ou de fluxo ascendente (*updraft*), é considerado o mais simples e mais antigo em operação (REED, DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; APOLINARIO, 2004; ANDRADE, 2007; CORTEZ *et al.*, 2011; RUMÃO, 2013). Neste gaseificador o ar é introduzido na sua parte inferior, pela grelha, a qual está localizada em sua base e a biomassa é introduzida pela parte superior, por uma porta de alimentação ou uma válvula rotativa (APOLINARIO, 2004); o fluxo de gás é ascendente, contrário ao do combustível, o qual, à medida que é consumido, desloca-se para baixo por ação da força gravitacional (CORTEZ *et al.*, 2011). A Figura 2.4, a seguir, ilustra como ocorre o processo de gaseificação em um gaseificador contracorrente.

Figura 2.4 – Esquema de um gaseificador contracorrente



Fonte: Andrade (2007)

Durante o processo neste gaseificador, o carvão vegetal, formado da biomassa, sofre uma intensa combustão, gerando CO_2 e H_2O a elevadas temperaturas, que, em seguida, são reduzidos a CO e H_2 , através de reações endotérmicas (REED, DAS, 1988; APOLINARIO, 2004). Ao subirem, os gases trocam calor com os sólidos descendentes ocasionando a sua pirólise, aquecimento e secagem; por isto, estes gaseificadores possuem uma alta eficiência térmica (SANCHEZ, 1994; APOLINARIO, 2004; ANDRADE, 2007; CORTEZ *et al.*, 2011).

Entretanto, por não haver o craqueamento dos produtos da pirólise na zona de combustão, devido ao seu arraste pelo fluxo ascendente dos gases, este tipo de gaseificador possui como desvantagem a produção de um gás excessivamente impuro, com teores de alcatrão e óleos elevados, podendo causar incrustações e entupimentos em tubulações e outros componentes (SANCHEZ, 1994; APOLINARIO, 2004; ANDRADE, 2007; CORTEZ *et al.*, 2011; CHAVES, 2012). Conforme OPET Finland (2002 *apud.* CHAVES, 2012), o gás formado ainda apresenta baixo teor de particulado, em razão da sua baixa velocidade e dos efeitos filtrantes das zonas de secagem e pirólise. A temperatura de saída deste gás é de aproximadamente 400°C (CORTEZ *et al.*, 2011).

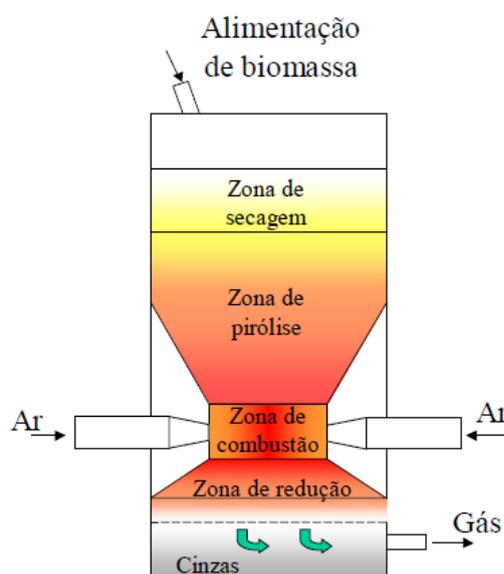
Quanto às características construtivas deste gaseificador, o projeto da grelha tem elevada influência nos processos que dele se utilizam, pois ela está localizada diretamente na zona de combustão, devendo ser capaz de deixar cair as cinzas, sem que haja grandes perdas de combustível (FOLEY E GEOFFREY, 1983, *apud.* CORTEZ *et al.*, 2011). Outra

característica é a utilização, como cobertura na zona de combustão ou mesmo em toda a câmara de gaseificação, de materiais refratários, a fim de proteger as partes metálicas e diminuir perdas de energia por transferência de calor (CORTEZ *et al.*, 2011).

2.1.2.5.1.2.GASEIFICADORES CONCORRENTE

Também chamado de gaseificador de fluxo direto ou de fluxo descendente (“*downdraft*”), é o gaseificador mais difundido, consistindo na maioria dos chamados gasogênios, utilizados para a geração de potência mecânica em veículos, durante a Segunda Guerra Mundial (REED E DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; APOLINARIO, 2004; CORTEZ *et al.*, 2011; CHAVES, 2012). O fornecimento de combustível, neste tipo de reator, dá-se pela parte superior deste e o agente gaseificador tem fluxo descendente, ou seja, concorrente ao combustível, e pode ser fornecido pelo topo do reator ou lateralmente, sendo injetado ou aspirado (REED E DAS, 1988; SANCHEZ, 1994; ANDRADE, 2007; LORA E VENTURINI, 2012). O gás produzido é conduzido para a parte inferior do reator, passando por regiões de alta temperatura, permitindo reações de craqueamento do alcatrão arrastado (ANDRADE, 2007). A Figura 2.5 ilustra o processo de gaseificação em um reator concorrente.

Figura 2.5 – Esquema de um gaseificador concorrente



Fonte: Andrade (2007)

Conforme mostrado na Figura 2.5, as zonas de redução e de combustão são dispostas de maneira oposta ao gaseificador contracorrente (RUMÃO, 2013). Tal disposição permite que, na zona de redução, o carvão vegetal, produto da pirólise, reaja com o dióxido de carbono (CO_2) e a água (H_2O), provenientes da zona de combustão, formando monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2) (ANDRADE, 2007). Esta característica é fundamental, pois possibilita, também, que o alcatrão e os particulados gerados na zona de pirólise sejam direcionados às zonas de combustão, onde serão craqueados em condições controladas, em temperaturas elevadas, formando compostos como CO , CO_2 e CH_4 , diminuindo em até 99,9% o teor de alcatrão desprendido (ANDRADE, 2007; HENRIQUES, 2009, *apud*. RUMÃO, 2013). Por conseguinte, é essencial o bom projeto da zona de combustão, de maneira que não sejam permitidas baixas temperaturas na mesma, ocasionando a livre passagem de voláteis não craqueados (CORTEZ *et al.*, 2011).

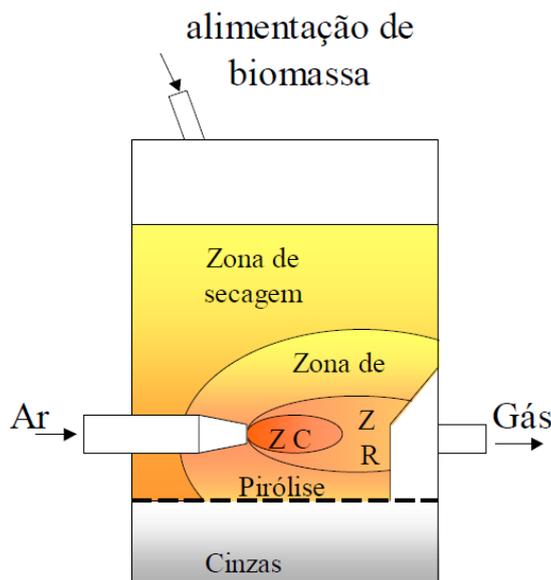
Da Figura 2.5, também é notória a redução no diâmetro da zona de combustão. Cortez *et al.* (2011) explicam que esta redução serve como uma garganta, produzida em material cerâmico substituível, onde são também dispostos radialmente as entradas de ar, de tal modo que possibilitem uma distribuição uniforme do ar e que seja alcançada em toda a seção uma temperatura satisfatória para que ocorra o craqueamento do alcatrão que para ali é direcionado. Discorrendo ainda sobre essa configuração, os autores apontam como desvantagem um teor considerável de cinzas e fuligem, uma vez que o gás é diretamente liberado da zona de redução, arrastando-as consigo.

Apolinario (2004) destaca uma importante variação do gaseificador concorrente, desenvolvido na Índia, em 1994, por Mukunda *et al.*, do Instituto Indiano de Ciências – *Indian Institute of Science* (IISc), que trata-se de um gaseificador de topo aberto à atmosfera, o qual trabalha por depressão, garantindo o fluxo de gases através da biomassa, possibilitando a entrada de aproximadamente dois terços do ar utilizado na gaseificação; o restante do ar necessário é injetado ou aspirado, através de bocais localizados um pouco acima da grelha, completando a queima ou craqueamento de alcatrões que não tenham reagido; ainda segundo a autora, o referido gaseificador obteve bons resultados em testes de avaliação, e foi trazido ao Brasil, como parte do projeto GASEIFAMAZ. Cortez *et al.* (2011) explica que, com essa variação, busca-se evitar altas temperaturas no processo que acarretem na fusão das cinzas.

2.1.2.5.1.3. GASEIFICADORES DE FLUXO CRUZADO

No gaseificador de leito cruzado, a alimentação do combustível se dá pela parte superior do reator, enquanto o agente gaseificador é injetado lateralmente na câmara de gaseificação, na mesma altura em que o gás produzido é retirado, em posição oposta (SANCHEZ, 1994; LORA E VENTURINI, 2012). O injetor é projetado de tal modo que possa prover ar (ou outro agente gaseificador) no centro da zona de combustão (CORTEZ *et al.*, 2011). As características do gás produzido neste reator, conforme explicam Cortez *et al.* (2011), são intermediárias às dos gaseificadores contracorrente e concorrente; Lora e Venturini (2012) acrescentam que este gás possui um teor considerável de alcatrão, sendo mais adequado para produção de energia térmica. A Figura 2.6 esquematiza o processo de gaseificação no reator de fluxo cruzado.

Figura 2.6 – Esquema de um gaseificador de fluxo cruzado



ZC – Zona de combustão

ZR – Zona de redução

Fonte: Andrade (2007)

Conforme explica Andrade (2007), este reator necessita de uma taxa de fornecimento de ar superior aos outros tipos de reatores. Cortez *et al.* (2011) explica que, devido a essa maior taxa de fornecimento de ar, uma zona de combustão com elevadas temperaturas é criada, com rápido desprendimento de gases. O autor ainda acrescenta, e é

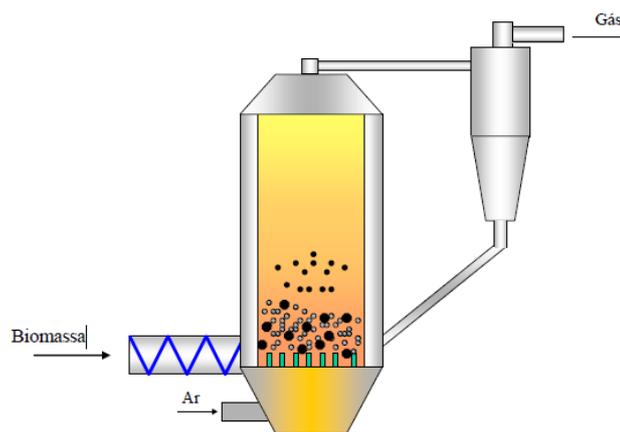
facilmente percebido da Figura 2.6, que as zonas de redução e combustão estão localizadas em um pequeno volume no centro do gaseificador, e não há necessidade de delimitar a região utilizando materiais refratários.

Entre as vantagens do gaseificador de fluxo cruzado estão sua rápida resposta à variação de carga, seu peso reduzido e sua construção simples (CORTEZ *et al.*, 2011); sua utilização, entretanto, é restringida devido à sensibilidade que apresenta às variações na composição, granulometria e umidade do combustível utilizado (ANDRADE, 2007; CORTEZ *et al.*, 2011).

2.1.2.5.1.4. GASEIFICADORES DE LEITO FLUIDIZADO

Diferentemente dos outros tipos de gaseificadores, o gaseificador de leito fluidizado não possui zonas de reação diferenciadas, mas possui um leito isotérmico, comumente operando a temperaturas entre 700°C e 900°C (LORA E VENTURINI, 2012). Neste leito, no qual se utiliza materiais particulados inertes, tais como areia, sílica e alumina, as partículas de combustível são mantidas em suspensão, as quais são fluidizadas pelo agente gaseificador, o que possibilita melhoras nas condições de transferência de calor e a homogeneização da temperatura do leito (SANCHEZ, 1994; CORTEZ *et al.*, 2011). Em tais condições, o processo de gaseificação se dá de maneira limpa e eficiente, devido à maioria dos voláteis estarem em contato com as partículas do leito aquecido (CORTEZ *et al.*, 2011).

Estes gaseificadores podem ser de dois tipos: leito fluidizado borbulhante ou leito fluidizado circulante (ANDRADE, 2007). Conforme Andrade (2007), os gaseificadores borbulhantes operam com velocidades menores que as de arraste pneumático e não há retorno ao leito das partículas arrastadas pelo processo; a biomassa é diretamente alimentada no leito. Quanto aos gaseificadores de leito fluidizado circulantes, de modo contrário ao borbulhante, o mesmo autor explica que eles operam com velocidades próximas às de arraste pneumático, possuindo maior taxa de conversão de carbono, devido ao maior tempo de residência das partículas, e que as partículas arrastadas pelo processo são enviadas de volta ao leito. A Figura 2.7, a seguir, esquematiza um reator de leito fluidizado circulante.

Figura 2.7 – Esquema de um gaseificador de leito fluidizado circulante

Fonte: Andrade (2007)

Conforme explicam Cortez *et al.* (2011), na seção transversal do leito são identificadas duas fases: a emulsão, contendo as partículas sólidas e o gás, e as bolhas; o fluxo do gás é restringido pela quantidade que permite a mínima velocidade para fluidizar a mistura. Quaisquer quantidades maiores de gás passam pelo leito na forma de bolhas, as quais, apesar de praticamente serem desprovidas de partículas sólidas, ao passarem pelo leito promovem o arraste de algumas destas, ocasionando a sua mistura no leito (CORTEZ *et al.*, 2011).

Cortez *et al.* (2011) ainda explicam que o leito deste reator é aquecido inicialmente por um combustível auxiliar, como GLP (gás liquefeito de petróleo) ou carvão vegetal, e, quando alcançada uma temperatura satisfatoriamente alta, a biomassa é introduzida e o processo de gaseificação é iniciado. Fernandes (2000 *apud.* CHAVES, 2012) acrescenta que, após este aquecimento inicial do leito, a alta temperatura do leito permite a conservação do processo utilizando somente a biomassa, não sendo mais, portanto, necessário o uso de combustível auxiliar.

O gaseificador de leito fluidizado pode operar a temperaturas relativamente mais baixas, devido à alta reatividade da biomassa, entretanto, tal redução da temperatura tem por consequência uma elevação do teor de alcatrão no gás produzido (SANCHEZ, 1994). Sanchez (1994) explica que, embora uma elevação do teor de alcatrão signifique um aumento no poder calorífico do gás e uma chama mais luminosa, na sua queima, com melhores taxas de transferência de calor por radiação, ela também representa uma maior tendência à formação de incrustações nas tubulações.

Sanchez (1994) cita como grande vantagem deste gaseificador a facilidade no controle da temperatura, conseguida variando-se a alimentação de ar e de combustível. Adicionalmente, Lora e Venturini (2012) citam como vantagens deste reator, quando se utiliza biomassa como combustível, uma alta taxa de conversão de carbono em gás, a uniformidade da temperatura ao longo do reator e a operação com ampla variedade na composição do combustível.

2.1.2.5.2. SISTEMA DE LIMPEZA DO GÁS DE SÍNTESE E SEUS COMPONENTES

Ao final do processo de gaseificação, o gás de síntese, conforme anteriormente mencionado, está sujo, apresentando materiais particulados e alcatrões, também gerados no processo. Lora e Venturini (2012) explicam que este material não é admissível, por suas características físicas e químicas, em aplicações diretas do gás de síntese em máquinas térmicas, sejam turbinas a gás (TG) ou motores de combustão interna. Para tais aplicações, nas quais impurezas no gás representam a possibilidade de problemas durante o funcionamento das máquinas térmicas – por exemplo, entupimento de válvulas de injeção, erosão e corrosão de paredes dos pistões, entre outros – o gás de síntese deve, então, ser o mais limpo possível, devendo ser utilizado um sistema de limpeza do gás, garantindo o bom funcionamento destas (ANDRADE, 2007; LORA E VENTURINI, 2012).

Lora e Venturini (2012), explicam que o caráter e o teor das impurezas observadas no gás de síntese estão relacionados ao tipo de biomassa usada no processo e suas características e ao processo de gaseificação utilizado, especialmente ao tipo de reator. A Tabela 2.4, fornecida pelos autores, mostra a qualidade do gás produzido em função do tipo de gaseificador utilizado, dispondo os teores mínimos e máximos, bem como as faixas representativas das principais impurezas encontradas no gás de síntese.

Tabela 2.4 – Qualidade do gás de síntese em função do tipo de gaseificador

Tipo de Gaseificador		Particulado (g/Nm ³)			Alcatrão (g/Nm ³)		
		Mín.	Máx.	Faixa representativa	Mín.	Máx.	Faixa representativa
Leito Fixo	Concorrente	0,01	10	0,1 - 0,2	0,04	6	0,1 - 1,2
	Contracorrente	0,1	3	0,1 - 1,0	1	150	20 - 100

Leito Fluidizado	Borbulhante	1	100	2 - 20	< 0,1	23	1 - 15
	Circulante	8	100	10 - 35	< 1	30	1 - 15

Fonte: Stevens (2001 *apud*. LORA e VENTURINI, 2012)

Para que uma máquina térmica possa operar com gás de síntese, é necessário que este gás atenda requisitos de qualidade quanto ao teor e dimensão de particulado, teor de alcatrão e de metais pesados (ANDRADE, 2007). A Tabela 2.5 dispõe as requisições de qualidade do gás para geração de potência em motores de combustão interna e turbinas a gás.

Tabela 2.5 – Requisições de qualidade do gás de síntese para geradores de potência

Equipamento de geração de potência	Particulados (mg/Nm ³)	Dimensão do particulado (µm)	Alcatrão (mg/Nm ³)	Metais Pesados (mg/Nm ³)
Motor de combustão interna	< 50	< 10	< 100	
Turbina a gás	< 30	< 5		0,24

Fonte: Hasler (1999 *apud*. ANDRADE, 2007)

Conforme Lora e Venturini (2012), os fatores que devem ser levados em consideração na definição do sistema de limpeza de gases a ser utilizado em uma instalação de gaseificação são: a eficiência de remoção requerida, os custos de investimento e de operação, o espaço disponível, as características do gás de síntese, entre outros. Quanto aos equipamentos que podem ser utilizados, os autores recomendam, para a remoção de particulado, a utilização: (i) ciclones; (ii) filtros cerâmicos (*candle*) e/ou filtros de manga; (iii) precipitador eletrostático; e (iv) lavadores de gases (*wet scrubbers*).

- (i) Ciclones: Devido ao baixo custo e elevada eficiência na remoção de partículas mais grosseiras, são geralmente empregados como primeira etapa no processo de limpeza; estes equipamentos têm a capacidade de remover 90% dos particulados de até 5 µm de diâmetro e, com o uso de isolamento, podem conservar o calor sensível do gás, devido à sua possibilidade de operação sob temperatura elevadas

(STEVENS, 2001 *apud.* LORA E VENTURINI, 2012; LORA E VENTURINI, 2012).

- (ii) Filtros: Formados por elementos porosos, como materiais cerâmicos, placas metálicas e leitos granulares, cuja função é permitir que o gás passe impedindo apenas a passagem do material particulado; são instalados após os ciclones, com o propósito de reduzir sua saturação com partículas mais grosseiras (LORA E VENTURINI, 2012). Para temperaturas acima de 400°C, recomenda-se a utilização de filtros de quaisquer destes materiais acima citados, entretanto, para temperaturas superiores a 720°C, recomendam-se os filtros cerâmicos ou os de placas metálicas sinterizadas, os quais, nestas condições, podem operar com eficiência superior a 99,8% para partículas de 2 a 7 µm de diâmetro (KATOFSKY, 1993, *apud.* LORA E VENTURINI, 2012; LORA E VENTURINI, 2012). A utilização de filtros de manga demanda o controle da temperatura do gás na entrada do dispositivo (LORA E VENTURINI, 2012).

- (iii) Precipitador eletrostático: de elevado custo, tem por princípio de funcionamento a força eletrostática, utilizando eletrodos com cargas elétricas opostas às das partículas, e são empregados em sistemas de limpeza que demandam alta pureza com relação ao particulado (LORA E VENTURINI, 2012).

- (iv) Lavadores de gases (*scrubbers*): empregam geralmente água, com a finalidade de remover o particulado através da colisão das partículas com as gotas de água; o tipo mais comumente empregado em aplicações de alta eficiência é o lavador Venturi (LORA E VENTURINI, 2012). Neste tipo, a velocidade do gás, em sua garganta, varia entre 60 e 125 m/s, sendo sua eficiência proporcional à queda de pressão; além disso, possui fatores limitantes como a necessidade de tratamento da água nele utilizada e, devido às perdas de carga em seu interior, consideráveis requerimentos de potências (LORA E VENTURINI, 2012). Stevens (2001 *apud.* LORA e VENTURINI, 2012) constatou que o lavador Venturi possui eficiência

de remoção para particulados maiores que 1 μm que variam de 95% até 99,9%, para pressões entre 2,5 e 25 kPa.

Quanto à remoção de alcatrão, Hasler *et al.* (1999 *apud.* LORA e VENTURINI, 2012) afirmam que ele pode ser removido utilizando-se leitos de material inerte, lavadores de gases e/ou filtros de carvão ativado ou coque de lignito para adsorção do alcatrão. Além do uso destes dispositivos, que consistem no método físico de remoção do alcatrão, podem ser utilizados, conforme Zhang *et al.* (2004 *apud.* LORA e VENTURINI, 2012), métodos térmicos e catalíticos, já anteriormente expostos.

2.2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

O foco desta subseção está na discussão acerca dos ciclos de funcionamento dos motores de combustão interna do tipo alternativo. Para tal, serão, inicialmente, introduzidos os conceitos de máquinas térmicas, de motores de combustão interna, bem como sua classificação como alternativo, seu princípio de funcionamento e componentes básicos, para a melhor compreensão do assunto. Além disso, serão expostas as hipóteses nas quais se baseia o ciclo padrão-ar, e os ciclos, ideais e reais, Diesel e Otto. Por fim, tratar-se-á acerca da conversão de motores do ciclo Diesel para o ciclo Otto, processo conhecido por ottolização.

2.2.1. CONCEITOS INICIAIS

Martins (2016) conceitua máquinas térmicas como aquelas que realizam a transformação de energia térmica, advinda da energia química resultante da combustão de uma mistura combustível-comburente, em energia mecânica útil para o trabalho. Do ponto de vista termodinâmico, Çengel (2007), conceitua máquinas térmicas como sendo o dispositivo que, operando em um ciclo, ao receber calor de uma fonte à alta temperatura, converte parte dele em trabalho, e rejeita o restante para um sumidouro, uma fonte à baixa temperatura. O autor ainda explica que a definição de máquinas térmicas abarca os motores de combustão interna (MCI), considerando-os como uma aplicação mais ampla desta definição, dado que

tais motores operam segundo um ciclo mecânico e, entretanto, não operam segundo um ciclo termodinâmico.

Pulkrabek (1997) define o motor de combustão interna (MCI), de modo similar à definição dada por Martins (2016) para máquinas térmicas, ampliando-a, tal como explica Çengel (2007). Ele o define como um motor térmico capaz de converter energia química, em um combustível, em energia mecânica; explica, ainda, que esta energia química é, primeiramente, convertida em energia térmica, por combustão ou oxidação com o ar dentro do motor. Então, esta energia eleva a pressão e a temperatura dos gases ali confinados, acarretando na expansão dos gases contra os elementos mecânicos do motor. Esta expansão, por fim, é convertida, pelas ligações mecânicas do mesmo, em rotação de um virabrequim, ou cambota, que é conectada a um sistema de transmissão ou um gerador.

Giacosa (1970) explica que os MCI podem ser classificados em alternativos, rotativos e a jato. Nos motores alternativos e rotativos, o movimento de seus órgãos é realizado por um fluido, chamado fluido de trabalho ou fluido ativo (a mistura combustível-comburente nomeada acima é um exemplo deste), já nos motores a jato, é o próprio fluido ativo que gera o empuxo necessário para o movimento do veículo no qual ele está instalado (GIACOSA, 1970).

Nos MCI alternativos, a expansão dos gases, no interior de um cilindro, movimenta um pistão; o movimento do pistão, de seu ponto mais alto, chamado Ponto Morto Superior (PMS), ao seu ponto mais baixo, chamado Ponto Morto Inferior (PMI), ou vice-versa, é denominado curso. A conversão do movimento alternativo dos pistões em rotativo, do virabrequim, é dada por um mecanismo biela-manivela. (BRUNETTI, 2012; MARTINS, 2016).

Um ciclo constitui-se de quatro fases: admissão, compressão, expansão e escape. Se cada uma dessas fases é realizada em um curso de pistão, diz-se que o motor é de quatro tempos, todavia, se estas forem realizadas em dois cursos de pistão, o motor é de dois tempos. (GIACOSA, 1970; MARTINS, 2016).

2.2.2. CICLOS PADRÃO A AR

Segundo Taylor (1985), a complexidade dos processos termodinâmicos e químicos reais, que ocorrem durante um ciclo, em um motor de combustão interna não permitem uma análise teórica completa. Deste modo, é necessário idealizar um ciclo que se aproxime ao real, mas suficientemente simples para análise, é o caso dos ciclos padrão a ar.

Taylor (1985) expõe, ainda, que estes ciclos padrão a ar apresentam, geralmente, características em comum aos ciclos reais, aos quais representam, tais como: sequência de processos similares; mesma razão volumétrica ou de pressão; mesma temperatura e pressão em um ponto de referência selecionado; e um valor apropriado de calor adicionado por unidade de massa de ar.

Pulkrabek (1997), Çengel (2007), Brunetti (2012) e Martins (2016), enumeram as seguintes hipóteses, nas quais se fundamentam os ciclos padrão-ar:

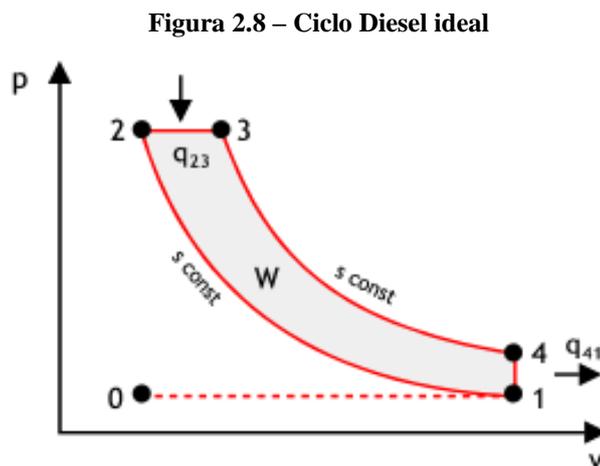
- (i) O fluido ativo tem as propriedades do ar;
- (ii) Este fluido ativo comporta-se como um gás perfeito;
- (iii) O ciclo aberto (real) é substituído por um ciclo fechado, ou seja, não há admissão nem escape;
- (iv) Os processos de compressão e de expansão são adiabáticos e reversíveis, a saber, isentrópicos;
- (v) O processo de combustão é substituído por um fornecimento de calor, a partir de uma fonte externa, ao fluido ativo, podendo ser a volume constante ou a pressão constante;
- (vi) Para retornar o fluido à condição inicial, o processo de escape é substituído por uma rejeição de calor a volume constante.

Segundo Martins (2016), estas hipóteses são satisfatórias, devido à baixa quantidade de combustível misturada ao ar durante o processo real, cuja proporção é de aproximadamente 7%. Pulkrabek (1997) acrescenta que elas representam uma boa aproximação, mesmo para a segunda metade do ciclo, quando a composição do ar é majoritariamente de CO₂, H₂O e N₂.

2.2.3. CICLO PADRÃO A AR DIESEL E CICLO DIESEL REAL

Desenvolvido e patenteado, entre os anos de 1892 e 1897, pelo engenheiro mecânico alemão Rudolph Diesel, o “motor térmico racional” (conforme seu inventor), ou motor de ignição por compressão (ICO), também popularmente chamado motor Diesel, admite ar puro, que é comprimido no interior do cilindro, alcançando pressão e temperatura suficientemente elevadas para que a combustão aconteça à medida que seja injetado, neste, o combustível (Society of Automotive Engineers – SAE, 2004; MOLLENHAUER, TSCHOEKE, 2010; ÇENGEL, 2007; MARTINS, 2016).

Este motor tem seu funcionamento expresso em um ciclo que compreende quatro fases, ou tempos, a saber: admissão, compressão, expansão e escape. (MARTINS, 2016). De forma idealizada, o ciclo padrão Ar-Diesel também pode ser demonstrado graficamente, através de um gráfico de pressão em função do volume, como mostrado na Figura 2.8.



Fonte: Rumão (2013)

A Figura 2.8 mostra, portanto, os seguintes processos idealizados em um sistema:

- (i) Admissão (0 – 1);
- (ii) Compressão isentrópica (1 – 2);
- (iii) Fornecimento de calor a pressão constante, q_{23} (2 – 3);
- (iv) Expansão isentrópica (3 – 4);
- (v) Rejeição de calor a volume constante, q_{41} (4 – 1);
- (vi) Escape (1 – 0).

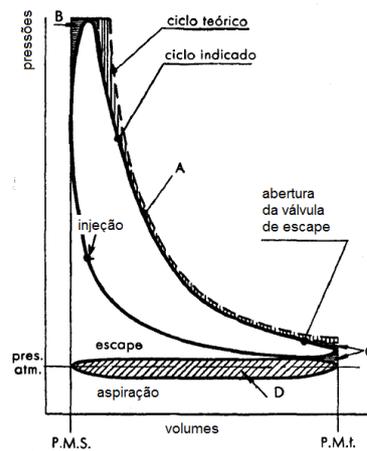
Onde as fases de admissão e escape são realizadas à pressão atmosférica, é comum desprezá-las na análise. (MARTINS, 2016)

Tratando, então, do ciclo real, Giacosa (1970) afirma que existem dissimilaridades nos valores e nas formas das temperaturas e pressões, comparativamente ao ciclo ideal. Rumão (2013) esclarece que, em sua forma real, os processos não acontecem adiabaticamente, a pressão constante e a volume constante, pois ocorrem, neste caso, perdas de calor e por atrito.

Martins (2016), lista parâmetros que deveriam ser levados em consideração na modelação de um ciclo real, tais como: (i) as propriedades das misturas ar-combustível, nos processos de admissão e compressão, bem como a dos gases de escape, no processo de expansão; (ii) a mistura dos gases de admissão e escape, no processo de admissão; (iii) no processo de combustão, a velocidade de queima, dissociação do combustível, combustão incompleta, etc.; (iv) transferências de calor, durante os processos de compressão, expansão e combustão; (v) escoamento dos gases pelos coletores, cilindro e válvulas; (vi) o atrito das peças em movimento. O que, segundo o autor, torna o modelo muito sofisticado e de implementação e uso difíceis.

Um modelo mais simples é apresentado na Figura 2.9. Este, ainda conforme Martins (2016), não leva em consideração parâmetros como a modelagem dos escoamentos de admissão e escape, que é fator determinante na eficiência volumétrica, tampouco do escoamento dentro dos cilindros, fator determinante da velocidade de queima, entretanto, permite analisar cada um dos processos, bem como identificar variáveis que afetam o desempenho, e a predição do comportamento do motor ante as modificações construtivas e funcionais que possam ser realizadas.

Figura 2.9 – Ciclo Diesel real



Fonte: Adaptado de Giacosa (1970)

Comparando o ciclo real ao ideal, na Figura 2.9, é possível identificar regiões que caracterizam perdas, conforme enumeram Martins (2016) – embora resumidamente –, Giacosa (1970), Brunetti (2012) e Rumão (2013), a saber:

- (I) Região B: A combustão não é realizada de forma instantânea, podendo, também, não se dar de forma completa e a pressão varia durante o processo, além disso, o combustível se dissocia em elementos, como CO_2 , H_2 , O_2 e CO , num processo endotérmico, ou seja, com absorção de calor;
- (II) Região A: O sistema de arrefecimento do motor, responsável por manter o motor em uma temperatura de funcionamento adequada, gera perdas na expansão, devido ao gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio ser muito grande (tais perdas não são sentidas no processo de compressão, quando o processo real não se mostra tão distinto do isentrópico);
- (III) Região C: no processo ideal, como exposto, o escape foi substituído pela transferência de calor para um sumidouro, entretanto, aqui, é necessária a abertura antecipada da válvula de escape, ainda durante a expansão, para que parte dos gases, resultantes da combustão, escape o mais cedo possível, de tal modo que, durante o curso ascendente, o pistão não encontre muita resistência, e, assim, não acarrete em muitas perdas por bombeamento;
- (IV) Região D: nos processos de admissão e descarga, não existentes no ciclo real, há perdas por bombeamento.

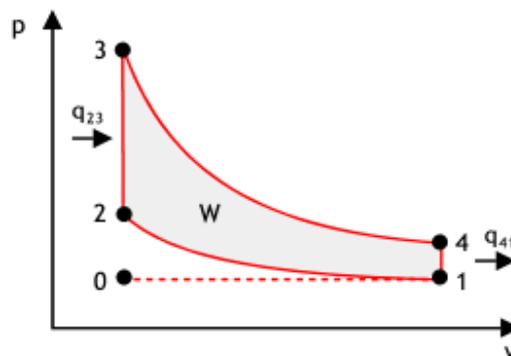
2.2.4. CICLO PADRÃO A AR OTTO E CICLO OTTO REAL

Em 1862, o francês Alphonse Beau de Rochas descreveu o princípio de um ciclo motor de quatro tempos, idealizando as condições nas quais uma máxima eficiência em um motor de combustão interna seria obtida. Ele idealizou uma ignição de um combustível a altas pressões, próximo ao final da compressão, em vez de realizar a combustão a pressão atmosférica. Em 1867, Nikolaus A. Otto e Eugen Langen, ambos alemães, apresentaram o primeiro protótipo de motor atmosférico com sucesso. (GUPTA, 2006; PULKRABEK, 1997; STONE, 1992; HEYWOOD, 1988).

Segundo a SAE (2004) e Bellis (2017), em 1876, Otto patenteou um motor de carga comprimida, de quatro tempos, hoje conhecido como por motor de ciclo Otto, e, no ano seguinte, junto aos irmãos Francis e William Crossley, patenteou um novo motor de quatro tempos, a gás. Posteriormente, a patente do primeiro destes motores foi revertida em favor de Beau de Rochas, embora este tenha apenas idealizado tal motor. Entretanto, apesar disso, o termo “ciclo Otto” foi popularmente aplicado.

Estes motores, comumente, admitem uma mistura ar-combustível e são conhecidos, tecnicamente, por motores de ignição comandada (ICE), ou motores de ignição por centelha, uma vez que essa mistura entra em ignição pela ação de uma centelha elétrica (MARTINS, 2016). Eles têm seu princípio de funcionamento, assim como o motor Diesel, explicado, simplificada, em um ciclo padrão a ar, o qual é graficamente apresentado, com a pressão dependente do volume, na Figura 2.10 abaixo.

Figura 2.10 – Ciclo Otto ideal



Fonte: Rumão (2013)

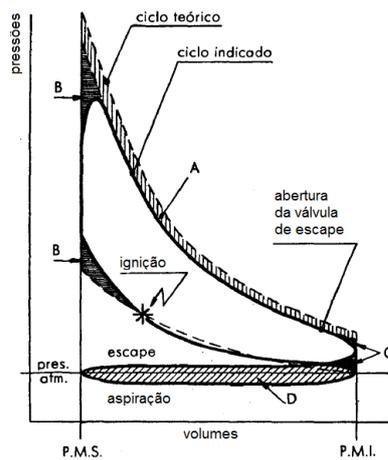
A Figura 2.10 mostra, portanto, os seguintes processos idealizados em um sistema:

- (i) Admissão (0 – 1);
- (ii) Compressão isentrópica (1 – 2);
- (iii) Fornecimento de calor a volume constante, q_{23} (2 – 3);
- (iv) Expansão isentrópica (3 – 4);
- (v) Rejeição de calor a volume constante, q_{41} (4 – 1);
- (vi) Escape (1 – 0).

De igual modo ao ciclo Diesel, Martins (2016) explica que em razão dos processos de admissão e escape ocorrerem em pressão atmosférica, no ciclo ideal, é comum desprezá-los na análise.

Tratando da modelagem do ciclo Otto real, para uma análise completa do mesmo, aqueles mesmos parâmetros enumerados por Martins (2016), referentes ao ciclo Diesel real, expostos no tópico anterior, deveriam ser levados em consideração neste ciclo, o que, como relatado, levaria a um modelo extremamente complexo, bem como de difícil utilização. Vale-se, então, das simplificações relatadas anteriormente, com as quais se chega a um modelo de ciclo que permite analisar satisfatoriamente cada um dos processos, bem como identificar as variáveis que afetam o desempenho dos motores (MARTINS, 2016). A Figura 2.11, a seguir, mostra, em um gráfico de pressão em função do volume, o ciclo Otto real.

Figura 2.11 – Ciclo Otto real



Fonte: Adaptado de Giacosa (1970)

Conforme é possível verificar na Figura 2.11, em sua forma real, os processos no ciclo Otto não ocorrem de forma adiabática, nem tampouco a volume constante. Comparando-o ao ciclo ideal, é possível identificar regiões que caracterizam perdas, conforme listam Martins (2016) – embora resumidamente –, Giacosa (1970), Brunetti (2012) e Rumão (2013), a saber:

- (I) Região B: A combustão não é realizada de forma instantânea, podendo, também, não se dar de forma completa, e o volume varia durante o processo, além disso, o combustível se dissocia em elementos, como CO_2 , H_2 , O_2 e CO , num processo endotérmico, ou seja, com absorção de calor;
- (II) Região A: O sistema de arrefecimento do motor, responsável por manter o motor em uma temperatura de funcionamento adequada, gera perdas na expansão, devido ao gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio ser muito grande;
- (III) Região C: no processo ideal, o escape foi substituído pela transferência de calor para um sumidouro, aqui, porém, é necessária a abertura antecipada da válvula de escape, ainda durante a expansão, para que parte dos gases, resultantes da combustão, escape o mais cedo possível, de forma que, durante o curso ascendente, o pistão não encontre muita resistência e, assim, não acarrete em muitas perdas por bombeamento;
- (IV) Região D: nos processos de admissão e descarga, não existentes no ciclo real, há perdas por bombeamento.

Ainda sobre o processo de combustão, Giacosa (1970), explica que a diminuição da pressão e temperatura máximas do ciclo – representada na região B – se deve à elevação dos valores dos calores específicos (a pressão e a volume constante) conforme se eleva a temperatura, mantendo, todavia, a diferença entre eles, $c_p - c_v$, constante, e, portanto, diminuindo a razão c_p/c_v , conhecida por k ; deste modo, a pressão e temperatura máximas do ciclo real são sempre menores que as do ciclo ideal. O autor ainda expõe que, na prática, os produtos da combustão possuem calores específicos maiores que os do ar, o que corrobora com as perdas correspondentes à região B.

Além disso, Brunetti (2012) observa que, devido à combustão não ser instantânea, a ignição do combustível ocorre antes do PMS, e que a expansão começa antes que a máxima pressão seja alcançada na combustão. Martins (2016) esclarece que se a ignição for gradativamente aproximada, até um limite, ao PMS, o trabalho realizado pelo pistão, para subir, será maior, e a pressão máxima ocorrerá após o PMS, elevando muito mais o trabalho sobre o pistão na descida, resultando em um incremento na pressão máxima do ciclo e na melhora do desempenho do motor. Esta aproximação da ignição ao PMS é chamada avanço de ignição. Martins (2016), entretanto, ressalva que avanços exagerados de ignição acarretam em uma redução do trabalho útil realizado pelo pistão na sua subida.

2.2.5. COMPARATIVO ENTRE OS MOTORES DO CICLO DIESEL E DO CICLO OTTO

Giacosa (1970) e Brunetti (2012) explicam que, mecanicamente, não existem grandes diferenças entre os motores do ciclo Diesel e do ciclo Otto. Basicamente, segundo eles, a diferença está nos seus ciclos de funcionamento. Conforme exposto anteriormente, os processos em seus ciclos são os mesmos, a saber: admissão, compressão, expansão e escape. A diferença está, portanto, na forma como ocorrem estes processos.

Conforme anteriormente exposto, os motores de combustão do ciclo Otto têm seu processo de combustão iniciado pela ação de uma centelha elétrica, enquanto nos motores de ciclo Diesel, o processo de combustão se inicia com a injeção do combustível em alta pressão, ainda durante a compressão, com a autodetonação da mistura.

Quanto aos motores do ciclo Otto, conforme relata Martins (2016), o combustível pode ser misturado ao ar ainda no coletor de admissão, chamada injeção indireta, ou

diretamente injetado dentro do cilindro, em motores mais modernos (injeção direta). Nos motores do ciclo Diesel, conforme explicam Gupta (2006) e Rumão (2013), também há dois tipos de injeção: direta, com o combustível sendo injetado diretamente no cilindro; e indireta, sendo o combustível injetado em uma pré-câmara, onde, de acordo com Martins (2016), a mistura ar-combustível é realizada pela alta rotação do ar nesta. Neste motor, conforme Rumão (2013), a pressão de injeção pode chegar a 1400 bar.

Com relação à compressão, é necessário definir o que seja taxa de compressão. Conforme Martins (2016), matematicamente, a taxa de compressão (TC) é a razão entre o volume total acima do pistão, quando este se encontra no PMI, e o volume da câmara de combustão (V_{CC}), a saber, o volume sobre o pistão quando este se encontra no PMS; ou seja, esta é a medida do quanto se pode comprimir a mistura ar-combustível. Igualmente, é necessário definir o que seja octanagem. Rumão (2013) define octanagem como o índice de resistência à detonação do combustível admitido em função da pressão que este pode ser submetido sem entrar em autoignição.

Nos motores do ciclo Otto, a condição de autodetonação – ou autoignição, do combustível (conhecida, também, por *knock*) – é indesejada, pois, como explica Martins (2016), ela gera pressões elevadíssimas e uma frequência de vibrações destrutiva, ocasionando sérios problemas. Rumão (2016) esclarece que o surgimento deste fenômeno nos motores ICE, antes da ação da centelha, provoca perda de potência, elevação do consumo, elevação da temperatura do motor, podendo até fundir os pistões. Já nos motores a Diesel, a autodetonação é a condição para que haja a combustão.

Assim, conforme explicam Giacosa (1970), Heywood (1988), Brunetti (2012) e Rumão (2013), a taxa de compressão nos motores do ciclo Otto, por ser limitada pela octanagem, é baixa, entre 8:1 e 12:1, no entanto, a taxa de compressão nos motores do ciclo Diesel é alta, com valores entre 14:1 e 25:1. Essa taxa de compressão significativamente mais alta do ciclo Diesel é o motivo pelo qual esses motores são mais pesados e robustos que os motores do ciclo Otto, bem como mais ruidosos. (GUPTA, 2006; RUMÃO, 2013)

2.2.6. OTTOLIZAÇÃO DE MOTORES DO CICLO DIESEL

O processo de ottolização é definido como o processo de modificação de um motor que opera segundo o ciclo Diesel (ICO) para operar segundo o ciclo Otto (ICE). Rumão (2013) e Alves (2016) destacam como principal vantagem desse processo o aproveitamento de uma das características mais desejadas em um motor do ciclo Diesel, a sua robustez, tal característica – conforme Rumão (2013) – permite ao motor Diesel Ottolizado suportar condições de operação nas quais um motor projetado especificamente para o ciclo Otto seria incapaz de trabalhar. Além desta, Alves (2016) ainda cita como vantagem do processo, a possibilidade de substituição do combustível por um de menor custo e menos agressivo ao meio ambiente.

Quanto à técnica relativa ao processo de ottolização, Ferraz (2014) e Barros (2015) destacam a desenvolvida pelo Laboratório de Inovação (LI), da UFPB, como atrativa devido à sua simplicidade, baixo custo e a possibilidade de ser revertida, ou seja, voltar às características originais do motor, podendo ser realizada até mesmo no próprio chão de fábrica, em um curto período. Tal técnica, de acordo com Jaguaribe *et al.* (2007) e Queiroga *et al.* (2011) consiste nas seguintes etapas:

- (i) Retirada de todo o sistema de distribuição do Diesel, como condutos, bomba e injetores;
- (ii) Adaptação do cabeçote do motor, com a instalação de velas de ignição, cabos de vela e sistemas de controle eletrônico de ignição, com todos os componentes relativos a este;
- (iii) Instalação de um sistema de distribuição, com dutos de admissão da mistura ar/combustível e um corpo de borboleta, conectado a um módulo eletrônico de velocidade, capaz de controlar o fluxo da mistura;
- (iv) Ajuste da taxa de compressão do motor, em função do combustível a ser utilizado;
- (v) Instalação do novo sistema de alimentação do combustível, por exemplo, instalação do “kit” de gás natural, para alimentação com gás natural veicular (GNV), dentre outros.

Rumão (2013) ressalta que, no caso de operação do motor otolizado com gás pobre, devido a sua insuficiente energia de pressão, é necessário adaptar os equipamentos disponíveis no mercado, de modo que seja possível a alimentação adequada deste gás ao motor, em quantidades, pressão e tempo desejados. Além disso, no caso de motores turboalimentados, Ferraz (2014), explica que estes demandam um maior cuidado com relação a parâmetros limitantes de potência, tais como: taxa de compressão, ângulo de ignição e temperatura dos gases de exaustão. O autor explica que tal cuidado se deve à ação do turbocompressor na promoção de um maior fluxo na mistura ar/combustível, tendo por consequência uma maior energia no processo de combustão, a qual se manifesta em pressão e temperatura de combustão mais elevadas, podendo, ainda, dificultar a eliminação dos gases de escape, o que resulta, também, na elevação da temperatura de todos os componentes do sistema de escape.

3. METODOLOGIA

Nesta seção será exposta a metodologia do trabalho, desenvolvido experimentalmente, na forma de pesquisa exploratória e explicativa. Relatar-se-ão os materiais e equipamentos utilizados por Bezerra (2016) e Luna (2018) em seus experimentos com o sistema gaseificador/grupo gerador (GGG), nas configurações anteriormente citadas, a saber, utilizando grupo gerador de quatro cilindros e de seis cilindros, respectivamente. Estes trabalhos constituem a base para posterior comparação das eficiências do sistema, a qual será possível, graças à manutenção, por parte dos autores, da mesma configuração do gaseificador, e da obtenção de iguais potências elétricas para um mesmo conjunto de ângulos de ignição utilizados.

Primeiramente, serão descritas as características técnicas de cada componente do sistema utilizados pelos autores, ou seja, as características do gaseificador e dos grupos geradores utilizados, bem como os materiais e equipamentos utilizados no experimento por cada um dos autores, de forma comparativa, pontuando-se quando houver diferenças. Após isso, será relatado, de forma igualmente comparativa, o procedimento experimental seguido pelos autores, também se pontuando quando se diferenciar. Por fim, tratar-se-á do equacionamento matemático trazido por Bezerra (2016) e Luna (2018), o qual também regerá este trabalho.

3.1. COMPONENTES DO SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO GERADOR

Nesta subseção, serão expostas as características técnicas dos componentes do sistema GGG, a saber: o gaseificador e os grupos geradores utilizados, bem como as evoluções alcançadas experimentalmente com os mesmos até o momento dos trabalhos realizados por Bezerra (2016) e Luna (2018).

3.1.1. O GASEIFICADOR UTILIZADO NO TRABALHO

O gaseificador utilizado por Bezerra (2016) e Luna (2018), o qual também é objeto de estudo deste trabalho, encontra-se instalado no Laboratório de Inovação, LI, da Universidade Federal da Paraíba, tendo sido importado da Índia, do *Indian Institute of Science/Combustion Gas Propulsion Laboratory* (IISc/CGPL), sendo este do tipo leito fixo, concorrente, e possuindo capacidade térmica de 80 kWt. Quando na Índia, originalmente, alimentava um grupo gerador com MCI do tipo Dual (operando com Diesel e gás pobre), tendo capacidade de geração de 20 kWe. Entretanto, após modificações introduzidas ao longo do tempo, possibilitando seu uso para alimentar um motor de ciclo Diesel Ottolizado, foram obtidas, em ensaios, potências de 26 kWe (RUMÃO, 2013), 29 kWe (BEZERRA, 2016), utilizando um reservatório de gás para todos os testes, e 32 kWe e 25 kWe, com e sem reservatório de gás, respectivamente (LUNA, 2018). A Figura 3.1 mostra o gaseificador utilizado.

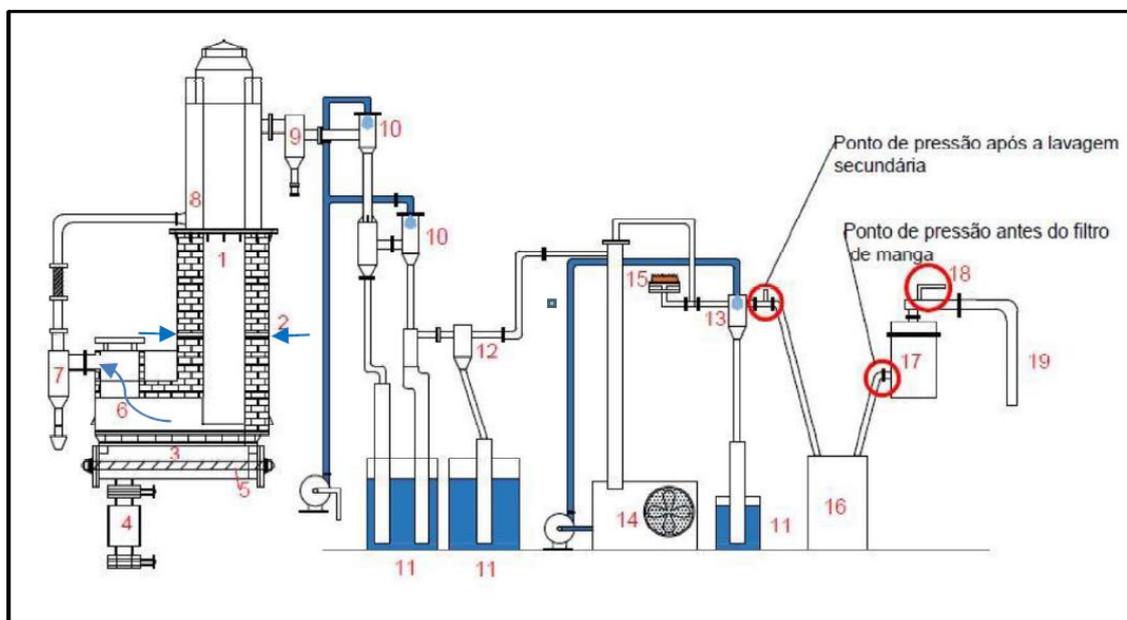
Figura 3.1 – Gaseificador utilizado no trabalho



Fonte: Autor

Luna (2018) esquematizou este gaseificador, em sua configuração anterior ao seu trabalho, com todos os seus componentes e seu sistema de limpeza do gás, como mostrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Esquema do gaseificador, seus componentes e sistema de limpeza



Fonte: Luna (2018)

Os componentes enumerados por Luna (2018), na Figura 3.2, são, conforme descreve o mesmo, respectivamente:

- 1) Reator, onde ocorrem as reações de gaseificação outrora descritas;
- 2) Orifícios laterais, para a entrada de ar secundária, por onde também se inflama o carvão ao iniciar o processo, com auxílio de um maçarico;
- 3) Depósito de cinzas;
- 4) Eliminador de cinzas;
- 5) Sem-fim, cujo acionamento, promove a chegada das cinzas ao eliminador;
- 6) Tubulação de saída do gás pobre;
- 7) Ciclone, utilizado para remoção de material particulado;
- 8) Trocador de calor responsável pelo pré-aquecimento da biomassa, o qual é promovido pela passagem do gás por ele;
- 9) Conduto com placa de condensação de alcatrão;

- 10) Resfriadores (*cooler*) para a lavagem primária do gás;
- 11) Reservatórios de água,
- 12) Conduto com placa de condensação da água no gás;
- 13) Trocador de calor (*cooler*), para lavagem secundária do gás;
- 14) Central de refrigeração (*chiller*), que alimenta o trocador de calor (12);
- 15) Queimador de chama piloto;
- 16) Reservatório de gás (pulmão);
- 17) Filtro de manga, para filtragem do material particulado remanescente;
- 18) Válvula de passagem e de controle de fluxo do gás;
- 19) Tubulação de distribuição do gás para o motor.

Quanto à configuração mais atual do sistema, Bezerra (2016) implantou o isolamento térmico de lã de rocha, das tubulações entre o sistema secundário de limpeza do gás e a alimentação do motor, com o objetivo de reduzir a perda térmica nesta região, conforme mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Isolamento térmico de lã de rocha aplicado (a) às tubulações e (b) aos filtros

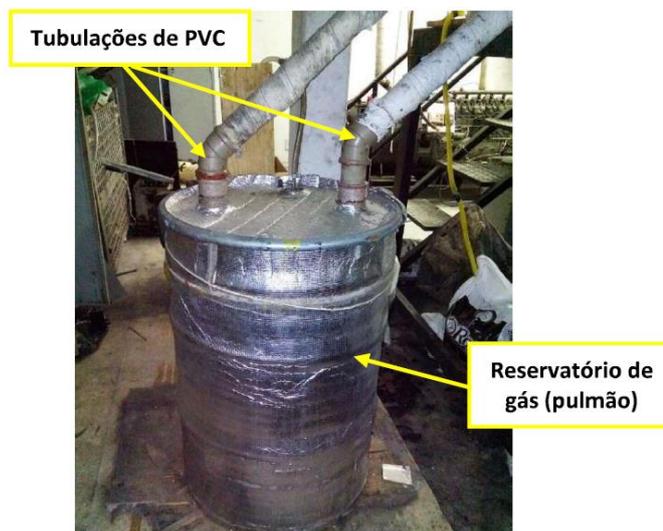


Fonte: Adaptado de Bezerra (2016)

Além destas modificações, Bezerra (2016) também instalou o reservatório de gás (pulmão), indicado na Figura 3.2 (16), em PVC, com capacidade aproximada de 100 litros, solucionando um problema de arrasto de água de lavagem do gás pelo motor, ocasionando, também, um ganho de autonomia a este, permitindo passar-se a potências mais elevadas em um tempo menor, ou seja, uma estabilização mais rápida. Este reservatório foi substituído,

posteriormente, por Bezerra (2016), por um mais resistente, de aço 1020, o qual é mostrado na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Reservatório de gás em aço 1020



Fonte: Luna (2018)

Luna (2018) também introduziu um sistema de desobstrução da grelha, de baixo custo, montagem simples e fácil manutenção, substituindo o sem-fim, ver item (5) da Figura 3.2, por um sistema acionado manualmente por manivela, no qual seu movimento é transmitido a um virabrequim que aciona um dispositivo de perfuração, responsável pela desobstrução da grelha, conforme mostrado na Figura 3.5.

Figura 3.5 – Sistema de desobstrução da grelha



Fonte: Luna (2018)

3.1.2. OS GRUPOS GERADORES UTILIZADOS NO TRABALHO

Bezerra (2016) utilizou em seus ensaios um gerador com capacidade de 36 kVA, da Bambozzi, acoplado a motor MWM série D229-4. Este possui quatro cilindros dispostos em linha, e era, originalmente, do tipo aspirado a diesel, de injeção direta, possuindo 3,922 litros de capacidade cúbica total, taxa de compressão de 17:1, e potência nominal de 44,13 kW (60 cv). Foi posteriormente convertido ao ciclo Otto, de modo a operar com gás pobre, sendo, entretanto, mantida a taxa de compressão original. Este grupo gerador é mostrado na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Grupo gerador MWM D229-4/Bambozzi 36 kVA



Fonte: Autor

Ainda sobre este grupo gerador de quatro cilindros, Bezerra (2016) realizou a troca de seu sistema de ignição por um mais moderno, visando à economia de combustível e o consequente aumento de sua eficiência. Foram instaladas uma roda fônica com sensor indutivo de rotação, que servia para mandar informações referentes à posição do virabrequim e rotação do motor, para uma central eletrônica modelo FT 400, que por sua vez fazia o controle do sinal para um módulo de ignição SparkPRO 2, ambos da marca FuelTech, que fazia uso de bobinas com duas saídas da marca Bosch, para ignição do tipo centelha perdida; por fim, o autor efetuou a configuração e calibração do novo sistema de ignição. Além disso, foram instalados os sensores MAP (*Manifold Absolute Pressure*), de pressão absoluta no

coletor de admissão, e o TPS (*Throttle Position Sensor*), de posição da borboleta do acelerador, responsável pela regulação da vazão de mistura ar-combustível na admissão.

Luna (2018), todavia, utilizou em seus ensaios um gerador da Negrine, com capacidade de geração nominal de 150 kVA e potência ativa de 120 kW, acoplado a um motor MWM série D229-6. Tal motor possuía seis cilindros dispostos em linha, com capacidade cúbica total de 5,88 litros, taxa de compressão de 17:1 e potência nominal de 66 kW (89,73 cv), sendo originalmente do tipo aspirado a diesel, com injeção mecânica direta. O referido motor já tinha sido convertido para o ciclo Otto para operar com etanol por Queiroga, e recentemente, adaptado para operação com gás pobre (QUEIROGA, 2009, *apud.* LUNA, 2018; MELO, 2018, *apud.* LUNA, 2018). Este grupo gerador é mostrado na Figura 3.7.

Figura 3.7 – Grupo gerador MWM D229-6/Negrine 150 kVA



Fonte: Autor

3.2. APARATOS EXPERIMENTAIS

Para a realização dos ensaios, além do gaseificador e dos grupos geradores anteriormente descritos, os autores Bezerra (2016) e Luna (2018) utilizaram de aparatos ou equipamentos suplementares, os quais serão comentados a seguir.

3.2.1. SERRA ELÉTRICA DE BANCADA

Bezerra (2016) e Luna (2018) relatam o uso de uma serra elétrica de bancada, a qual foi empregada, em seus ensaios, com a finalidade de preparar a biomassa neles empregada, a saber, madeira, garantindo a padronização de suas dimensões. A Figura 3.8 mostra tal equipamento.

Figura 3.8 – Serra elétrica de bancada



Fonte: Rumão (2013)

3.2.2. PAQUÍMETRO

Apenas Bezerra (2016) relatou o uso de um paquímetro, em seus ensaios, com o objetivo de determinar se as dimensões da biomassa estavam dentro da especificação. Apesar de não referir-se ao uso de paquímetro em seu experimento, a padronização das dimensões da biomassa seguida por Luna (2018), iguais às de Bezerra (2016), sugere seu uso. A Figura 3.9, a seguir, mostra tal instrumento.

Figura 3.9 – Paquímetro em uso**Fonte: Rumão (2013)**

3.2.3. BALANÇA DIGITAL

Luna (2018) utilizou uma balança digital da marca Tomate, com capacidade de 10 kg, e especificação SF-400, para o cálculo do consumo de biomassa no gaseificador, através da aferição de sua massa quando adicionada no interior do reator; Bezerra (2016) não relata o uso deste tipo de balança, entretanto, a similaridade dos procedimentos experimentais seguidos pelos autores sugere o seu uso. A Figura 3.10 mostra este equipamento.

Figura 3.10 – Balança digital**Fonte: Luna (2018)**

3.2.4. TERMOBALANÇA ANALÍTICA

Bezerra (2016) e Luna (2018) utilizaram uma termobalança semianalítica em seus ensaios, com resolução de 0,001g e 0,01% de umidade, possuindo capacidade de 160g. Esta mede a variação da massa de uma amostra por consequência de processos de evaporação, sublimação, oxidação, redução, decomposição e adsorção ou dessorção de gás aos quais pode ser submetida (RUMÃO, 2013); utiliza também, para aferição do teor de umidade da amostra, um infravermelho, com comprimento de onda de 2,5 nm (BEZERRA, 2016). Este instrumento é mostrado na Figura 3.11.

Figura 3.11 – Termobalança analítica

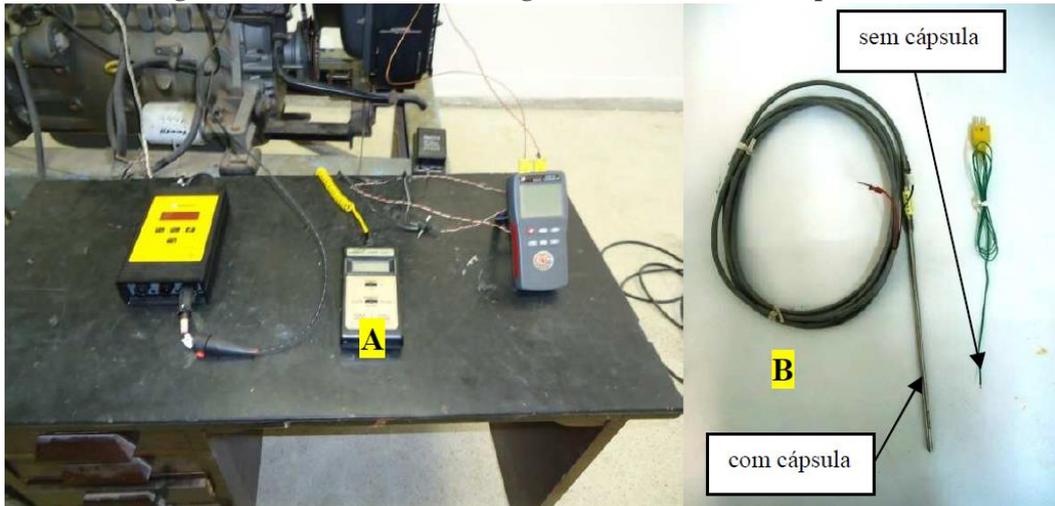


Fonte: Bezerra (2016)

3.2.5. TERMÔMETRO DIGITAL COM SENSOR DE TEMPERATURA

Bezerra (2016) relatou o uso de termômetros digitais com sensores de temperatura constituídos por termopares do tipo K, os quais, segundo o autor, são indicados para uso em atmosferas inertes ou oxidantes, até 1300°C, de modo contínuo, para aferições de temperatura; Luna (2018) não relatou o uso deste instrumento. O termômetro digital, assim como os sensores de temperatura, é mostrado, a seguir, na Figura 3.12.

Figura 3.12 – (a) Termômetro digital e (b) sensores de temperatura



Fonte: Rumão (2013)

3.2.6. ANEMÔMETRO DIGITAL

Apenas Bezerra (2016) relatou a utilização de um termoanemômetro, da marca ICEL e especificação AN-4870, do tipo ventoinha, para aferição da velocidade do ar em condutos, sendo capaz de medir velocidade de até 35 m/s. O autor explica que, com este instrumento, é possível, também, a aferição de vazão e temperaturas, sendo, para estes parâmetros, sua capacidade de até 99.999 m³/min, para a vazão, e faixa nominal, para a temperatura, de 20°C a 60°C (bulbo seco) e 22°C a 70°C. A Figura 3.13 mostra o anemômetro digital utilizado.

Figura 3.13 – Anemômetro digital



Fonte: Rumão (2013)

3.2.7. VACUÔMETRO ANALÓGICO

Bezerra (2016) também relatou o uso de um vacuômetro, para aferições de pressão na tubulação de gás pobre; tal equipamento – conforme o autor – é utilizado na aferição de pressões inferiores a uma atmosfera física; Luna (2018) não relatou o uso deste instrumento. A Figura 3.14 mostra o vacuômetro analógico.

Figura 3.14 – Vacuômetro analógico

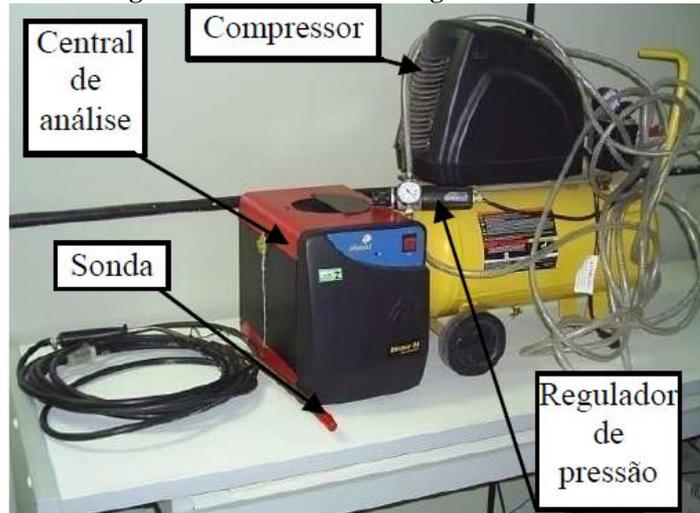


Fonte: Rumão (2013)

3.2.8. ANALISADOR DE GASES VEICULARES

Bezerra (2016) e Luna (2018) utilizaram, em seus ensaios, um analisador de gases veiculares da marca Alfatest, modelo Discovery G4, composto por uma central de análises eletrônica, uma sonda, um compressor de ar e um regulador de pressão. Este equipamento é utilizado para determinação da composição, em percentual volumétrico, dos gases de escapamento, informando o percentual de CO, CO₂, HC (hidrocarbonetos) e O₂, dispondo ainda de um sensor de O₂, capaz de prever se o motor está funcionando em queima estequiométrica ($\lambda=1$) ou não ($\lambda \neq 1$), conforme expõem os autores. A Figura 3.15, a seguir, mostra o analisador de gases, com todos os seus componentes.

Figura 3.15 – Analisador de gases veiculares

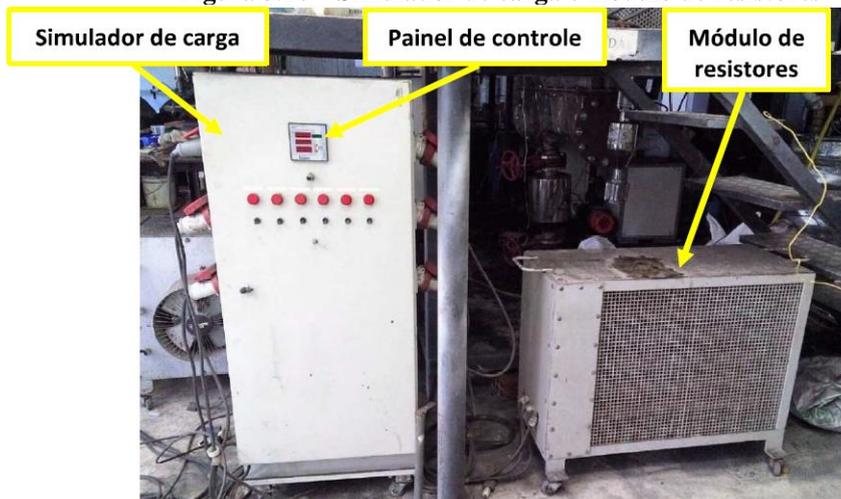


Fonte: Rumão (2013)

3.2.9. SIMULADOR DE CARGA

Bezerra (2016) e Luna (2018), em seus ensaios, também utilizaram um equipamento de simulação de carga, composto por um painel de controle e dois módulos, com capacidade de 45 kW cada, constituídos por resistências elétricas. Este equipamento possibilita a avaliação, indireta e continuamente, da potência do motor, através do gerador a ele acoplado, sendo calculada através do rendimento do gerador em determinado valor de potência elétrica gerada (BEZERRA, 2016). A Figura 3.16 mostra este equipamento.

Figura 3.16 – Simulador de carga e módulo de resistores



Fonte: Luna (2018)

3.3. O PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A biomassa utilizada por Bezerra (2016) e Luna (2018) foi obtida através de rejeitos de madeira provenientes da UFPB (cadeiras, mesas, portas, ripas e quadros) e outra parte – apenas relatada por Luna (2018) – proveniente de serrarias (pallets). Este rejeito de madeira, segundo os autores, foi cortado conforme dimensão padronizada por Rumão (2013), em seus ensaios, a saber, (60 mm x 25 mm x 25 mm), garantindo melhor empacotamento desta no reator e, por consequência, uma queima mais uniforme. Bezerra (2016) ressalta, ainda, que estas dimensões adotadas para a biomassa, quando empregadas, favorecem a zona de redução, durante o processo, promovendo a maior eficiência das reações químicas. A Figura 3.17 mostra a biomassa utilizada nos ensaios.

Figura 3.17 – Biomassa utilizada nos ensaios, com dimensões ajustadas



Fonte: Luna (2018)

Conforme exposto na Fundamentação Teórica, na seção relativa às características da biomassa, e ressaltado por Bezerra (2016), o teor de umidade da biomassa é uma propriedade de grande influência na gaseificação, sendo recomendado um teor abaixo de 15%. Para garantir a adequação da biomassa utilizada, Bezerra (2016) relata a utilização de uma termobalança, pertencente ao Laboratório de Carvão Ativado, da UFPB, para a aferição desta. Foram aferidos – segundo o autor – os teores de umidade de três amostras distintas e, posteriormente, calculado o valor médio. Além disso, também foi determinada a massa específica da biomassa, antes da determinação da umidade.

Quanto aos procedimentos iniciais para a realização dos ensaios, Bezerra e Luna (2018) relatam a necessidade de verificação do correto funcionamento dos instrumentos de medição que seriam usados, do posicionamento das válvulas de entrada e saída das bombas, bem como do nível de água de lavagem do gás nos reservatórios. Após isso, o gaseificador foi alimentado com carvão, em sua parte mais profunda, e biomassa (até o topo), em uma proporção aproximada de 50% de carvão e 50% de biomassa (BEZERRA, 2016; LUNA, 2018).

Dando prosseguimento, os autores relatam os procedimentos de acionamento das bombas e central de refrigeração e da partida do gaseificador, realizando primeiro o acionamento das bombas e da central de refrigeração e, em seguida, dando partida no reator. Quanto ao procedimento de acionamento das bombas e da central de refrigeração (*chiller*), Luna (2018), relata a necessidade de aguardar que a temperatura da água deste atingisse os 5°C; Bezerra (2016) expõe que, primeiramente, aciona-se a bomba relacionada ao circuito primário de lavagem, após isto, aciona-se a bomba relacionada ao circuito de lavagem secundário, juntamente com o *chiller*. Quanto à partida do reator, esta foi feita através de orifícios laterais localizados na parte externa do reator, utilizando-se um maçarico a gás (BEZERRA, 2016; LUNA, 2018). Este orifício lateral é mostrado na Figura 3.18.

Figura 3.18 – Orifício lateral do gaseificador



Fonte: Luna (2018)

Bezerra (2016) explica que, após a partida do reator, há dois caminhos possíveis para o gás produzido, a saber, para a alimentação do motor ou ser desviado por um ramal de

liberação do gás, para um queimador, onde, dada a ignição, origina a chama piloto. Tanto Bezerra (2016) quanto Luna (2018) relatam em seus ensaios o fechamento da válvula de alimentação do motor e o encaminhamento do gás ao queimador de chama piloto, onde está é acesa e assim permanece por aproximadamente 15 minutos, quando passa de uma coloração avermelhada para uma cor azulada. Tal coloração azulada demonstra que o gás já possui poder calorífico suficiente para acionar o motor, conforme ainda explicam os autores. Após isto, a válvula do queimador era fechada e dava-se partida ao motor (LUNA, 2018). A Figura 3.19 mostra o queimador acionado.

Figura 3.19 – Queimador da chama piloto acionado



Fonte: Bezerra (2016)

Bezerra (2016) e Luna (2018) adotaram os mesmos procedimentos de partida do motor, também adotados por Rumão (2013). Este procedimento consistia em, garantida a qualidade do gás pobre por meio de inspeção visual (chama azulada), abria-se em 15% a válvula de alimentação do motor, sendo, assim fornecida ao motor uma mistura, através da borboleta do controlador de mistura ar-gás na proporção de 15% de gás e 85% de ar, conforme explica Bezerra (2016). Durante a partida, conforme ainda explica o autor, o corpo de borboleta foi ajustado, em termos percentuais, a 5% de abertura e o controlador de rotação desativado, assim, a rotação do motor iria variar, conforme a qualidade do gás, entre 700 e 900 rpm; nesta situação, podem ser usados ângulos de ignição entre 6° e 20°.

Bezerra (2016) prossegue explicando que, ao alcançar 1600 rpm, o controlador a borboleta estava 80% aberta e era, então, acionado o controlador eletrônico, o qual estabilizava a rotação do motor em 1800 rpm. Após isso – esclarece ele – era ligado o conjunto de resistências ao gerador, iniciando de uma potência de 8,4 kWe e elevando-a quando decorridos 10 minutos de testes, de modo a garantir que houvesse gás pobre suficiente para tais elevações. O autor finaliza afirmando que, a cada mudança na carga, tomava-se nota dos dados gerados.

3.4. OS TESTES REALIZADOS

Seguindo com o comparativo do procedimento experimental seguido por Bezerra (2016) e Luna (2018) em seus trabalhos, faz-se necessário diferenciar alguns objetivos almejados por estes na realização de seus testes. Visando construir um mapa de ignição de referência, devido às alterações, já mencionadas, empreendidas pelo autor, no grupo gerador utilizado, Bezerra (2016) expandiu a faixa de ângulos de ignição determinada por Rumão (2013), executando testes para várias potências elétricas geradas, para cada valor de ângulo de ignição, determinando, posteriormente, os melhores ângulos de ignição para cada potência elétrica gerada, produzindo assim, um mapa de ignição onde os ângulos eram modificados automaticamente, a depender da carga aplicada, por uma central FT 400, mencionada anteriormente. Luna (2018), entretanto, focou seus testes utilizando o mapa de ignição produzido por Bezerra (2016). A Tabela 3.1 mostra os melhores ângulos de ignição para cada intervalo de potência gerada.

Tabela 3.1 – Ângulos de ignição de referência, utilizados para compor o mapa de ignição, para cada intervalo de potência elétrica gerada

Faixa de Potência (kWe)	Ângulo de ignição
8,4 - 18	12°
18 - 23	16°
23 - 28	9°
28 - 29	7°

Fonte: Adaptado de Bezerra (2016)

Estabelecido este parâmetro, na execução dos testes, após a estabilização do motor, para cada potência elétrica, cronometrava-se o tempo decorrido, iniciando com o gaseificador abastecido com biomassa até o topo e, conforme a biomassa era consumida, pesava-se uma nova carga de biomassa, que era adicionada, em seguida ao gaseificador (BEZERRA, 2016); este procedimento foi seguido pelos dois autores. Com as informações de massa e tempo de funcionamento, calculou-se o consumo, em kg/h, de biomassa, através da Equação 3.1:

$$CB = \frac{M_{ad}}{t} \quad (3.1)$$

Na qual CB é o consumo de biomassa, M_{ad} é a massa adicionada e t é o tempo decorrido para o consumo da biomassa no gaseificador.

Com a finalidade de determinar a vazão volumétrica do gás produzido pelo gaseificador, os autores relatam a utilização de um manômetro em U, acoplado a um tubo de Pitot, o qual foi introduzido na tubulação de alimentação do motor. Conforme Bezerra (2016) e Luna (2018), este manômetro utilizado possui querosene em seu interior, e através da diferença de altura da coluna de querosene neste dispositivo, calculava-se a vazão volumétrica de gás ($Q_{gás}$), através da Equação 3.2:

$$Q_{gás} = \frac{\pi \times D^2}{4} \sqrt{2 \times g \times h \times \left(\frac{\gamma_{líq} - 1}{\gamma_{gás}} \right)} \quad (3.2)$$

Na qual D é o diâmetro da tubulação de escoamento (m), g é a aceleração da gravidade (m/s^2), h é o deslocamento da coluna de querosene no manômetro (m), e $\gamma_{líq}$ e $\gamma_{gás}$ são, respectivamente, os pesos específicos (N/m^3) do líquido (querosene) no manômetro e do gás que escoar pela tubulação de alimentação do motor.

Além do consumo da biomassa e da vazão do gás, os autores necessitaram determinar o valor energético da biomassa utilizada, ou seja, o poder calorífico da madeira. Garcia (2002 *apud.* RUMÃO, 2013) fornece uma equação para o cálculo do poder calorífico

inferior da madeira, $PCI_{Madeira}$, em kcal/kg, correspondente à Equação 3.3, na qual vê-se a influência do teor de umidade (W) neste parâmetro:

$$PCI_{Madeira} = 4756 - 53,418 \cdot (W) \quad (3.3)$$

De modo análogo, o poder calorífico do gás gerado ($PCI_{gás}$), em MJ/Nm³, foi determinado por Bezerra (2016) e Luna (2018), através da averiguação do percentual de monóxido de carbono neste (%CO) e da utilização da Equação 3.4, deduzida por Rumão (2013):

$$PCI_{gás} = -0,004738 \times (\%CO)^2 + (\%CO) \times 0,3149 - 0,1057 \quad (3.4)$$

Determinados estes parâmetros, os autores calcularam as eficiências do gaseificador, do grupo gerador e do sistema gaseificador/grupo gerador. Primeiramente, para a obtenção da eficiência do gaseificador, utilizaram-se do equacionamento definido pela FAO (1993 *apud*. CHAVES, 2012), para aplicações deste no fornecimento de gás para motores de combustão interna; tal equacionamento corresponde à Equação 3.5, adaptada para o uso de madeira como biomassa:

$$\eta_{gaseif.} = \frac{PCI_{gás} \times Q_{gás}}{PCI_{Madeira} \times M_s} \times 100 \quad (3.5)$$

Na qual $PCI_{gás}$ é o poder calorífico inferior do gás produzido (J/Nm³), $Q_{gás}$ é a vazão deste mesmo gás (m³/s), $PCI_{Madeira}$ é o poder calorífico inferior da madeira, utilizada como biomassa, no gaseificador (J/kg) e M_s é a vazão mássica desta (kg/s).

Bezerra (2016) e Luna (2018), em seguida, utilizam-se do equacionamento matemático para a obtenção da eficiência do grupo gerador. A Equação 3.6, a seguir, corresponde ao cálculo desta eficiência:

$$\eta_{GG} = \frac{Pe_{\text{útil}}}{PCI_{\text{gás}} \times Q_{\text{gás}}} \times 100 \quad (3.6)$$

Onde $Pe_{\text{útil}}$ corresponde à potência elétrica útil (W).

Concluindo, os autores apresentam o equacionamento para a eficiência global do sistema gaseificador/grupo gerador (η_{GGG}), correspondente à Equação 3.7, disposta a seguir:

$$\eta_{GGG} = \frac{\eta_{\text{gaseif.}} \times \eta_{GG}}{100} \quad (3.7)$$

3.5. CONSIDERAÇÕES ACERCA DA METODOLOGIA SEGUIDA NESTE TRABALHO

Conforme anteriormente tratado, Luna (2018) executou testes com e sem reservatório de gás, conseguindo potências inferiores às conseguidas por Bezerra (2016) para a configuração sem pulmão, e potência máxima superior às conseguidas por este, para a configuração com pulmão; Bezerra (2016) executou testes para um conjunto mais amplo de valores de ângulos de ignição e potências que Luna (2018), entretanto, seus testes foram todos com a configuração com o pulmão. Portanto, para as análises deste trabalho, de caráter comparativo, considerar-se-ão apenas os resultados de Luna (2018) para os testes com pulmão, alinhados aos resultados de Bezerra (2016), limitando-se, igualmente, o conjunto de valores de ângulos de ignição e potências analisados aos alcançados por ambos, estabelecendo, assim, uma comparação mais plausível.

Com fins de analisar adequadamente os parâmetros que exercem influência sobre a eficiência do sistema GGG, quando da troca do motor de quatro cilindros pelo de seis cilindros, serão delimitados três volumes de controle: o gaseificador, o grupo gerador e o sistema GGG. Considerar-se-ão, portanto, para o sistema GGG, apenas a entrada e a saída deste volume de controle, ou seja, apenas a biomassa alimentada no gaseificador e consumida no processo e a potência elétrica gerada, deste modo, uma vez que a potência gerada corresponde a um conjunto fixo de valores, restarão como parâmetros de influência à eficiência do sistema apenas o poder calorífico inferior da biomassa (madeira) e o consumo

desta durante a realização dos testes. Deste modo, Equação 3.7, para a eficiência global do sistema GGG, tomará a forma apresentada na Equação 3.8:

$$\eta_{GGG} = \frac{Pe_{\acute{u}til}}{PCI_{Madeira} \cdot M_s} \times 100 \quad (3.8)$$

4. RESULTADOS E ANÁLISES

Nesta seção serão expostos e discutidos os resultados obtidos neste trabalho, através do comparativo dos resultados experimentais obtidos por Bezerra (2016) e Luna (2018). Serão expostos comparativos entre o poder calorífico da biomassa utilizada pelos dois autores em seus testes, os comparativos das eficiências alcançadas pelo gaseificador, o comparativo das eficiências dos grupos geradores utilizados (motor de quatro cilindros e motor de seis cilindros), e, por fim, o comparativo das eficiências do sistema gaseificador/grupo gerador, que se caracteriza como principal objetivo deste trabalho.

4.1. COMPARATIVO DO PODER CALORÍFICO E DO TEOR DE UMIDADE DA BIOMASSA

A Tabela 4.1 apresenta comparativos, trazidos por Luna (2018), do poder calorífico e do teor de umidade de amostras da biomassa (madeira) por ele utilizadas com o poder calorífico e o teor de umidade de amostras daquela utilizada por Bezerra (2016) em seus experimentos; também é comparada a média dos poderes caloríficos das amostras analisadas pelos autores, bem como de seu teor de umidade.

Tabela 4.1 – Comparação do poder calorífico e do teor de umidade da biomassa

Amostras	PCI da Madeira (kJ/m ³)		Teor de Umidade Médio (%)	
	Bezerra	Luna	Bezerra	Luna
1	17805,633	17666,075	9,42	10,04
2	17906,276	17640,132	8,97	10,16
3	18107,561	17839,852	8,07	9,27
4	17897,330	17847,903	9,01	9,23
Média	17929,200	17748,491	8,87	9,67

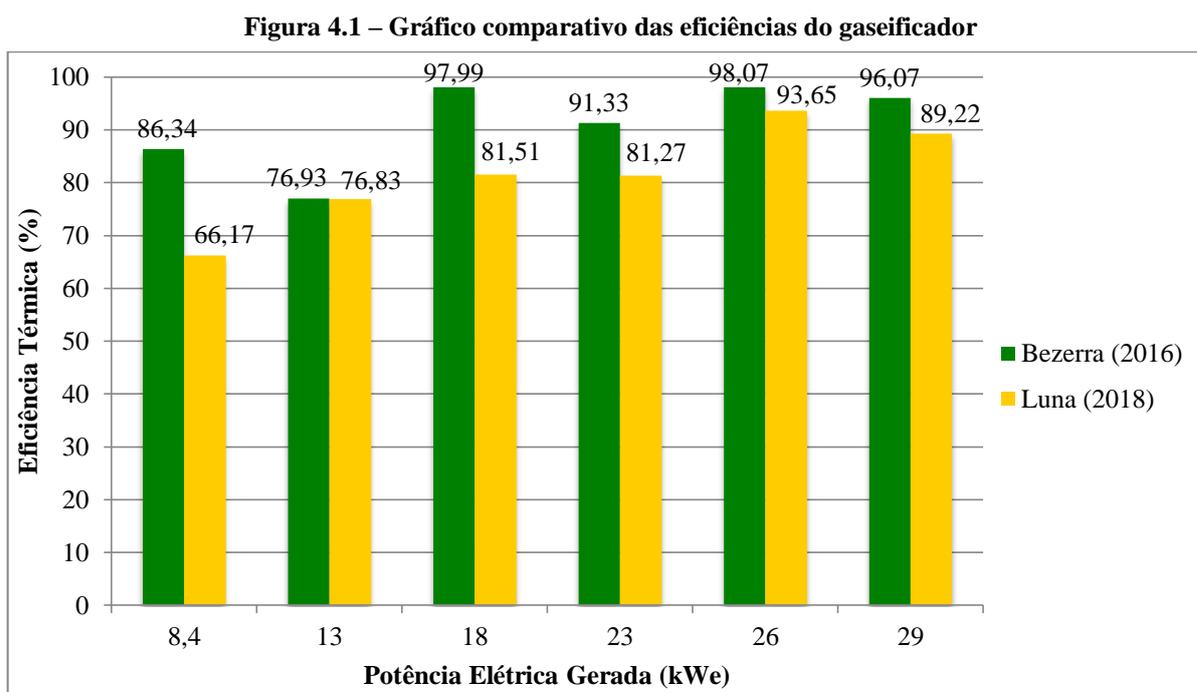
Fonte: Adaptado de Luna (2018)

Desta tabela, é possível notar que as amostras de biomassa analisadas por Luna (2018) apresentam menores valores amostral e médio para o poder calorífico inferior as amostras analisadas por Bezerra (2016). Os valores médios do PCI da biomassa utilizada

pelos autores foram de 17.929,2 kJ/m³, para Bezerra (2016), e de 17.748,491 kJ/m³, para Luna (2018). Esta diferença, conforme explicado na fundamentação teórica, e segundo a Equação 3.3, trazida na seção anterior, é explicada por um maior teor de umidade nas amostras analisadas por Luna (2018), em comparativo às analisadas por Bezerra (2016), fato que também é notado na Tabela 4.1.

4.2. COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DO GASEIFICADOR

O gráfico comparativo, exibido na Figura 4.1, dispõe os valores de eficiência térmica do gaseificador, alcançados pelos autores em seus ensaios. Nota-se neste uma redução da eficiência do gaseificador, para a configuração analisada por Luna (2018), para todas as potências geradas. Baseando-se na média dos resultados obtidos por Bezerra (2016), há uma redução média de 9,68 pontos percentuais, aproximadamente, na eficiência do gaseificador.

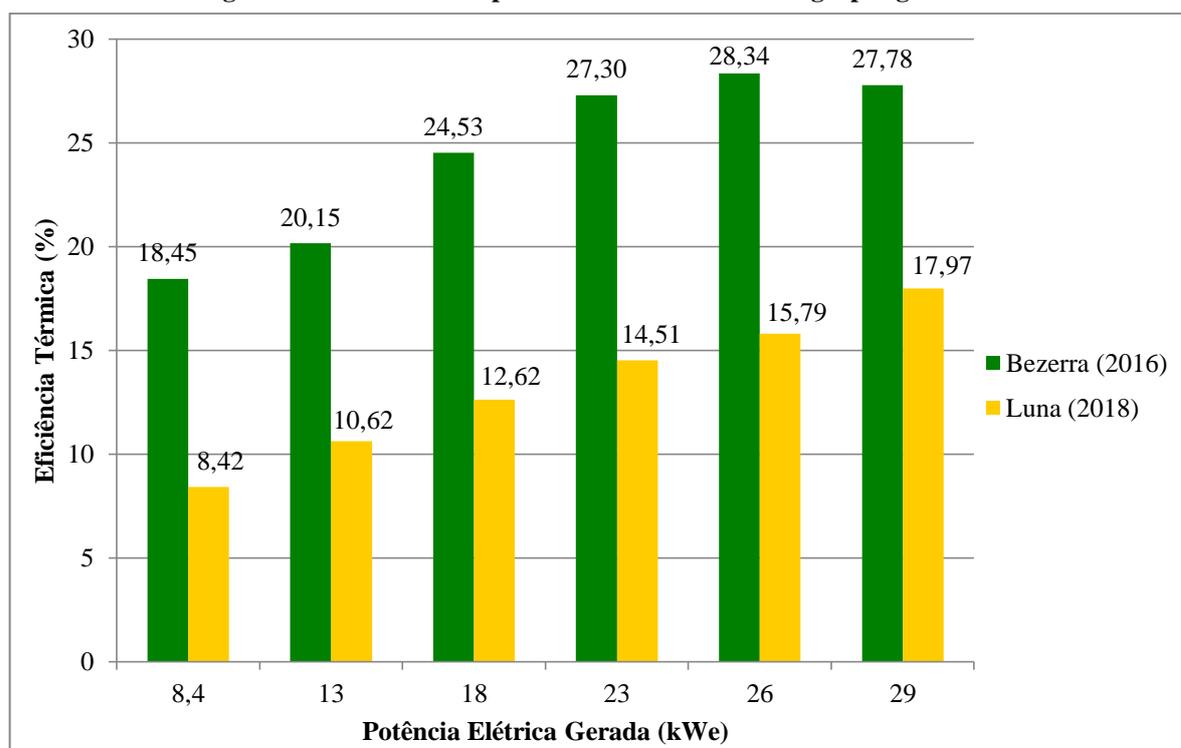


Fonte: Autor

4.3. COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DOS GRUPOS GERADORES

O gráfico comparativo, exibido na Figura 4.2, mostra as eficiências térmicas, para o grupo gerador, alcançadas por Bezerra (2016) e Luna (2018) em seus ensaios. Nota-se que o grupo gerador adotado por Bezerra (2016) – a saber, utilizando MCI de quatro cilindros e menor capacidade cúbica – é mais eficiente para todo o conjunto de ângulos de ignição e potência, igualmente testados por Luna (2018), na configuração adotada por este último, a saber, utilizando motor de seis cilindros, com maior capacidade cúbica. Esta diferença corresponde a uma redução média de 11,10 pontos percentuais, aproximadamente, decorrente da troca do motor de quatro cilindros pelo de seis cilindros, sendo explicada pela maior demanda de gás no motor de maior capacidade cúbica, a qual, conforme a Equação 3.6, definida na seção anterior, é inversamente proporcional à eficiência.

Figura 4.2 – Gráfico comparativo das eficiências dos grupos geradores

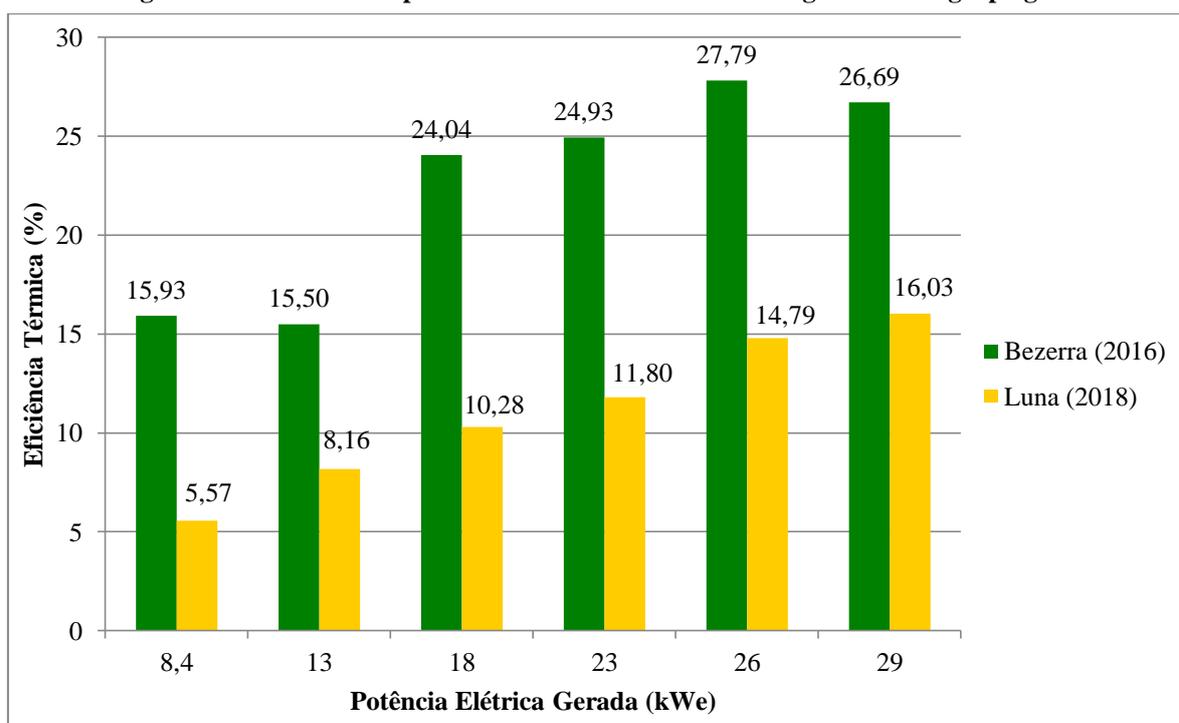


Fonte: Autor

4.4. COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS DO SISTEMA GASEIFICADOR/GRUPO GERADOR

A Figura 4.3 exibe um gráfico comparativo das eficiências globais do sistema gaseificador/grupo gerador, alcançados pelos autores analisados, nas configurações adotadas por estes em seus ensaios, a saber, utilizando motores de combustão interna de quatro cilindros (BEZERRA, 2016) e seis cilindros (LUNA, 2018). Nota-se uma redução das eficiências alcançadas por Luna (2018) comparadas às obtidas por Bezerra (2016), para todo o conjunto de ângulos de ignição e potências elétricas por eles testadas, resultado evidenciado para as potências intermediárias, de 18 kWe e 23 kWe, para as quais houve, respectivamente, uma redução aproximada de 13,76 e 13,13 pontos percentuais. A redução média das eficiências, quando da utilização do MCI de seis cilindros, foi da ordem de 11,37 pontos percentuais, explicada, conforme a Equação 3.7, pelas reduções na eficiência do gaseificador, na eficiência do grupo gerador ou em ambas, notada nos testes executados por Luna (2016).

Figura 4.3 – Gráfico comparativo das eficiências do sistema gaseificador/grupo gerador



Fonte: Autor

Adicionalmente, a análise comparativa das eficiências do sistema gaseificador/grupo gerador pode ser feita sob a ótica do volume de controle, proposta na seção anterior, e representada, ali, matematicamente pela Equação 3.8, que aponta para os parâmetros responsáveis diretamente pela variação percebida nas eficiências, a saber, a vazão de biomassa (madeira) e seu valor energético (poder calorífico inferior), na entrada do volume de controle. Uma vez que a potência elétrica gerada – numerador da equação – possui valores fixos, a variação da eficiência, em decorrência de novos testes, trocando-se o grupo gerador de um motor de quatro cilindros para um de seis cilindros, dá-se proporcionalmente à variação destes parâmetros. Tendo em vista que, em média, os poderes caloríficos da biomassa utilizada nos ensaios por Luna (2018) é menor que aquela utilizada por Bezerra (2016) – fato que, isoladamente, elevaria a eficiência –, a redução nos valores da eficiência global do sistema se deve ao aumento do consumo de biomassa pelo gaseificador, obedecendo à maior demanda de gás do motor de seis cilindros, em comparação aos ensaios realizados por Bezerra (2016).

5. CONCLUSÃO

O presente trabalho objetivou uma análise comparativa das eficiências do sistema gaseificador/grupo gerador, utilizado para geração de energia através de resíduos de madeira. O sistema, instalado no Laboratório de Inovações da Universidade Federal da Paraíba, foi testado por Bezerra (2016) e Luna (2018), utilizando, respectivamente, motores alternativos de combustão interna com quatro cilindros e com seis cilindros, sendo estes ensaios a base para este trabalho.

Utilizou-se, portanto, a metodologia experimental, na forma de pesquisa exploratória e explicativa, na qual se buscou, com êxito, fornecer uma fundamentação bibliográfica acerca do tema e das tecnologias associadas ao processo, bem como relatar e explicar o procedimento experimental seguido pelos autores analisados. Além disso, buscou-se, com êxito, fundamentar teórica e metodologicamente os resultados conseguidos e a análise, posteriormente feita.

Quanto aos resultados obtidos com o trabalho, foi alcançado o objetivo principal do mesmo, ou seja, pôde-se estabelecer uma relação entre a troca do motor de combustão utilizado no sistema e a variação da eficiência global do mesmo. Observou-se que, ao trocar o motor de combustão interna de quatro cilindros por um de seis cilindros, de mesma geometria (cilindros em linha) e maior capacidade cúbica, houve uma redução da eficiência global do sistema, para um conjunto fixo de valores de potências elétricas geradas, da ordem de 11,37 pontos percentuais. Esta redução da eficiência do sistema foi explicada sob duas óticas:

(i) De que a eficiência global decorre da multiplicação das eficiências dos componentes do sistema, ou seja, das eficiências do gaseificador e do grupo gerador – cujas reduções médias de eficiência foram, respectivamente, de aproximadamente 9,68 e 11,10 pontos percentuais – e as variações destas foram refletidas na eficiência global do sistema;

(ii) Pela análise segundo um volume de controle que abarca o sistema GGG, de modo que os parâmetros que diretamente interferem na eficiência global foram explicitados na forma de entradas – consumo e poder calorífico da biomassa – e saída –potência elétrica útil – deste, e

pela qual se observou que esta redução da eficiência decorreu do maior volume de gás aspirado utilizando-se o motor de seis cilindros (de maior capacidade cúbica), ou seja, devido ao maior consumo de biomassa para a produção do volume de gás que o motor demandava para as cargas a ele impostas.

Ressalta-se, entretanto, como benefício ao sistema gaseificador/grupo gerador, utilizando motor de seis cilindros, a maior capacidade de geração de energia, tendo alcançado uma potência de 32 kWe nos testes realizados por Luna (2018) com o uso do reservatório de gás. Bezerra (2016), em seus ensaios utilizando motor de quatro cilindros e o reservatório de gás na composição do sistema alcançou uma menor potência elétrica gerada, de 29 kWe.

5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuros comparativos da eficiência do sistema gaseificador/grupo gerador estudado, recomenda-se:

- Utilizar o gerador de 36 kVA acoplado ao motor MWM D229-6, uma vez que o gerador acoplado a este motor para a realização dos ensaios analisados excedia a capacidade do motor, ou seja, estava superdimensionado;
- Ampliação do conjunto de ângulos de ignição e potências elétricas geradas testadas para cada motor utilizado, utilizando nestes um mesmo tipo de sistema de ignição programável;
- Manter o mesmo grau de desenvolvimento do gaseificador para os ensaios com diferentes motores, de modo que a introdução de melhorias neste não cause variações na eficiência global que transcendam o conjunto de parâmetros analisados, gerando dúvidas sobre a relação direta destes parâmetros com a variação das eficiências;
- Homogeneização da biomassa utilizada nos ensaios e utilização de outros tipos de biomassa.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas da energia elétrica do Brasil**. 2 ed. Brasília: Aneel, 2005. 243 p.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas da energia elétrica do Brasil**. 3 ed. Brasília: Aneel, 2008. 236 p.
- ALVES, André Filipe Mendes. **Influência do resfriamento da turbina no desempenho de um motor diesel turboalimentado otolizado para gás natural**. 2016. 78 f. Apresentada com dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2016.
- ANDRADE, Rubenildo Vieira. **Gaseificação de biomassa: uma análise teórica e experimental**. 2007. 205 f. Apresentada como tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.
- APOLINARIO, Sandra Maria. **Geração de energia em comunidades isoladas na Região Amazônica com a utilização de gaseificadores de biomassa**. 2006. 186 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- BARROS, Bruno Vinícius de Menezes. **Efeito da contrapressão e do resfriamento da turbina no desempenho de um motor diesel otolizado para gás natural**. 2015. 79 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2015.
- BARONE, João. 1942: **O Brasil e sua guerra quase desconhecida**. 1 ed. Rio de Janeiro: Nova Fronteira, 2013.
- BASKAR, Chinnappan; BASKAR, Shikha; DHILLON, Ranjit S. **Biomass conversion: the interface of biotechnology, chemistry and materials science**. 1 ed. Berlim: Springer, 2012. 468 p.
- BELLIS, Mary. **Biography of Nicolaus Otto: Designer of the Gas Motor Engine**. **ThoughtCo.**, 6 abr. de 2017. Disponível em: <<https://www.thoughtco.com/nicolaus-otto-engine-design-4072867>>. Acesso em: 29 jan. 2018.
- BERSCH, Aline Patricia. **Caracterização energética da madeira de diferentes materiais genéticos de *Eucalyptus sp.*** 2016. 35 f. Apresentado como trabalho de conclusão de curso de graduação em Engenharia Florestal, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Dois Vizinhos, 2016.
- BEZERRA, Alexandre Freire. **Aprimoramento da eficiência de um sistema de geração de energia elétrica por grupo gerador alimentado com gás pobre**. 2016. 82 f. Apresentada como tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2016.
- BRITO, José Otávio; BARRICHELO, Luiz Ernesto George. Características do eucalipto como combustível: análise química imediata da madeira e da casca. **Revista IPEF**.

Piracicaba, n. 16, p. 63-70, 1978. Disponível em: <<http://www.ipef.br/publicacoes/scientia/nr16.asp>>. Acesso em: 15 mar. 2018.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**: volume 1. 1 ed. São Paulo: Blucher, 2012. 554 p.

BURAGOHAİN, Buljit; MAHANTA, Pinakeswar; MOHOLKAR, Vijayanand S. Biomass gasification for decentralized power generation: the Indian perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 14, p. 73-92, 2010. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.034>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

CARDOSO, Marco Tsuyama. **Da iluminação das cidades no século XIX às biorrefinarias modernas: história técnica e econômica da gaseificação**. 2013. 139 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

ÇENGEL, Yunus A.; Boles, Michael A. **Termodinâmica**. 5 ed. São Paulo: McGraw-Hill Brasil, 2007. p. 395 – 407.

CHAVES, Luiz Inácio. **Microgeração de energia elétrica com gás de síntese de um gaseificador concorrente utilizando *Mazilarus Itaúba***. 2012. 58 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Energia na Agricultura, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel, 2012.

CHEN, Wei-Hsin; PENG, Jianghong; BI, Xiaotao T. A state-of-the-art review of biomass torrefaction, densification and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 44, p. 847-866, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.039>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

CORTEZ, Luís Augusto B.; LORA, Electo E. S; GÓMEZ, Edgardo O. **Biomassa para energia**. 2 ed. Campinas, SP: Editora Unicamp, 2011. 736 p.

DANISH, Mohammed, AHMAD, Tanweer. A review on utilization of wood biomass as a sustainable precursor for activated carbon production and application. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 87, p. 1-21, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.02.003>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

DIAS, Mário Sergio Cassoli. Uso de pequenos gaseificadores para geração de energia elétrica e bombeamento d'água em localidades remotas. **Solarterra Engenharia e Serviços Ltda.**, São Paulo. Disponível em: <luizmeira.com/dados/recicla/gaseificadores.pdf>. Acesso em: 14 ago. 2017.

EICHLER et al. Produção de biometanol via gaseificação de biomassa lignocelulósica. **Química Nova**, São Paulo, v. 38, n. 6, p. 828-835, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.5935/0100-4042.20150088>>. Acesso em: 31 out. 2017.

FERRAZ, Fagner Barbosa. **Análise de desempenho de um motor diesel turboalimentado otolizado para gás natural**. 2014. 123 f. Apresentada como tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2014.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS. **Wood fuels handbook**. 1 ed. Pristina, Kosovo: FAO, 2015. 31p.

GIACOSA, Dante. **Motores Endotérmicos**. 3 ed. Barcelona: Editorial Científico-Médica, 1970. 757 p.

GUPTA, H. N. **Fundamentals of internal combustion engines**. 1 ed. Nova Delhi: Prentice-Hall of India, 2006. 614 p.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1 ed. Nova York: McGraw-Hill Education, 1988. 960 p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Biomass for power generation and CHP. **International Energy Agency**. Jan. 2007. Disponível em: <<https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/essentials3.pdf>>. Acesso em: 05 mar. 2018.

JAGUARIBE, E. F.; RUMÃO, A. S.; OLIVEIRA, B. L. N.; QUEIROGA, B. L. C.; FERRAZ, F. B.; FILHO, R. M. **Desempenho de um grupo gerador operando com motor diesel convertido para funcionar apenas com gás natural**. 8º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, Cusco, 2007.

JENKINS, B. M.; BAXTER, L. L.; MILES, T. R.; MILES Jr., T. R. Combustion properties of biomass. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 54, p. 17-46, 1998. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0378-3820\(97\)00059-3](https://doi.org/10.1016/S0378-3820(97)00059-3)>. Acesso em: 11 mar. 2018.

LAKSMONO, Nino; PARASCHIV, Maria; LOUBAR, Khaled. Biodiesel production from biomass gasification tar via thermal/catalytic cracking. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 106, p. 776-783, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.10.016>>. Acesso em: 11 mar. 2018.

LORA, Electo Eduardo Silva; VENTURINI, Osvaldo José. **Biocombustíveis**: volume 1. 1 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2012. 588 p.

LUNA, Francisco Everton Tavares de. **Efeito de um reservatório de gás (pulmão) na melhoria da eficiência energética de um gaseificador de biomassa**. 2018. 61 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2018.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. 5 ed. rev. e aum. Porto: Publindústria, Edições Técnicas, 2016. 528 p.

MCKENDRY, Peter. Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. **Bioresource Technology**, Amsterdam, v. 83, p. 37-46, 2002. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0960-8524\(01\)00118-3](https://doi.org/10.1016/S0960-8524(01)00118-3)>. Acesso em: 05 mar. 2018.

MCKENDRY, Peter. Energy production from biomass (part 3): gasification technologies. **Bioresource Technology**, Amsterdam, v. 83, p. 55-63, 2002. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0960-8524\(01\)00120-1](https://doi.org/10.1016/S0960-8524(01)00120-1)>. Acesso em: 05 mar. 2018.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Plano nacional de energia 2030**. Brasília: MME e EPE, 2007.

MOLLENHAUER, Klaus; TSCHOEKE, Helmut. **Handbook of Diesel engines**. 1 ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. 636 p.

ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS. **Envision2030: 17 goals to transform the world for persons with disabilities**. Nova York, 2015. Disponível em: <<https://www.un.org/development/desa/disabilities/envision2030.html>>. Acesso em: 20 out. 2018.

PANWAR, N. L.; KOTHARI, Richa; TYAGI, V. V. Thermo chemical conversion of biomass – ecofriendly energy routes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 16, p.1801-1816, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.024>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

PEREIRA, J.C.D.; STURION, J.A.; HIGA, A.R.; HIGA, R.C.V.; SHIMIZU, J.Y. **Características da madeira de algumas espécies de eucalipto plantadas no Brasil**. Colombo: Embrapa Florestas, 2000. 113p.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 1 ed. Nova Jersey: Prentice Hall, 1997. 411 p.

QUEIROGA, B. L. C.; JAGUARIBE, E. F.; OLIVEIRA, B. L. N.; RUMÃO, A. S.; FERRAZ, F. B. **A MWM D229-6 diesel engine converted into an ethanol Otto cycle engine used in activating electrical generator**. 21º Congresso Internacional de Engenharia Mecânica, Natal, 2011.

RAMOS et al. Co-gasification and recent developments on waste-to-energy conversion: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 81, p. 380-398, 2018. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.07.025>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

REED, Thomas B.; DAS, Agua. **Handbook of biomass drowncraft gasifier engine systems**. 1 ed. Golden, CO: Department of Energy, Solar Energy Research Institute, 1988. 140 p.

RENDEIRO et al. **Combustão e gaseificação de biomassa sólida: soluções energéticas para a Amazônia**. 1 ed. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008. 193 p.

ROSA, Amanda Assunção. **Conversão termoquímica de biomassas residuais em gás combustível**. 2017. 86 f. Apresentada como dissertação de mestrado em Tecnologia Química, Universidade de Brasília, Brasília, 2017.

ROSILLO-CALLE, Frank; GROOT, Peter de; HEMSTOCK, Sarah Louise; Woods, Jeremy. **The biomass assessment handbook: bioenergy for a sustainable environment**. 1 ed. Londres: Earthscan, 2007.

RUIZ, J. A. et al. Biomass gasification for electricity generation: review of current technology barriers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 18, p. 174-183, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.021>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

RUMÃO, Adriano Sitônio. **Geração de potência e energia elétrica a partir da gaseificação de rejeitos de biomassa**. 2013. 130 f. Apresentada como tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2013.

SÁNCHEZ, Caio Glauco. **Estudo da volatilização e da gaseificação de biomassa em leito fluidizado**. 1994. 158 f. Apresentada como tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

SANSANIWAL, S. K.; ROSEN, M. A.; TYAGI, S. K. Global challenges in the sustainable development of biomass gasification: an overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 80, p. 23-43, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.215>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives**. Edição de Richard van Basshuysen e Fred Schäfer. 1 ed. Warrendale: SAE International, 2004. 811 p.

SOLAR ENERGY RESEARCH INSTITUTE. **A survey of biomass gasification: volume II - principles of gasification**. 1 ed. Golden, CO: Department of Energy, Solar Energy Research Institute, 1979. 240 p.

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engines**. 2 ed. Hampshire: The MacMillan Press, 1992. 574 p.

SUSASTRIAWAN, A. A. P.; SAPTOADI, HARWIN; PURNOMO. Small-scale downdraft gasifiers for biomass gasification: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 76, p. 989-1003, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.112>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

TAYLOR, Charles Fayette. **The internal-combustion engine in theory and practice: volume I: thermodynamics, fluid flow, performance**. 2 ed. rev. Massachusetts: MIT Press, 1985. 558 p.

TRIPATHI, Manoj; SAHU, J. N.; GANESAN P. Effect of process parameters on production of biochar from biomass waste through pyrolysis. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 55, p. 467-481, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.122>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

UDOMSIRICHAKORN, Jakkapong; SALAM, P. Abdul. Review of hydrogen-enriched gas production from steam gasification of biomass: the prospect of CaO-based chemical looping gasification. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 30, p. 565-579, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.013>>. Acesso em: 10 mar. 2018.

VIDAL, André Carvalho Foster; HORA, André Barros da. Perspectivas do setor de biomassa de madeira para a geração de energia. **BNDES Setorial**, Rio de Janeiro, n. 33, p. 261-314, mar. 2011. Disponível em: <<https://web.bndes.gov.br/bib/jspui/handle/1408/2523>>. Acesso em: 14 ago. 2017.

YIN, Chun-Yang. Prediction of higher heating values of biomass from proximate and ultimate analyses. **Fuel**, Amsterdam, v. 90, p. 1128 - 1132, 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.031>>. Acesso em: 18 mar. 2018.