

DÉBORA CORAÇA POSSA

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO COM DIESEL E BIODIESEL

CASCADEL
PARANÁ - BRASIL
MARÇO - 2021

DÉBORA CORAÇA POSSA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM DIESEL E
BIODIESEL**

Dissertação apresentada à Universidade Estadual do Oeste do Paraná, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia na Agricultura, para obtenção do título de Mestre.

Orientador: Prof.^o Dr.^o Samuel Nelson Melegari de Souza

Co-orientador: Prof.^o Dr.^o Carlos Eduardo Camargo Nogueira

CASCADEL
PARANÁ - BRASIL
MARÇO - 2021

Ficha de identificação da obra elaborada através do Formulário de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da Unioeste.

Possa, Débora Coraça

Análise energética e exergética de um motor de ignição por compressão operando com diesel e biodiesel / Débora Coraça Possa; orientador(a), Samuel Nelson Melegari de Souza; coorientador(a), Carlos Eduardo Camargo Nogueira, 2021.

69 f.

Dissertação (mestrado), Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Campus de Cascavel, Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia na Agricultura, 2021.

1. termodinâmica. 2. ciclo diesel. 3. exergia. 4. energia. I. Souza, Samuel Nelson Melegari de. II. Nogueira, Carlos Eduardo Camargo . III. Título.

DÉBORA CORAÇA POSSA

Análise energética e exérgica de um motor gerador utilizando diesel e biodiesel de canola

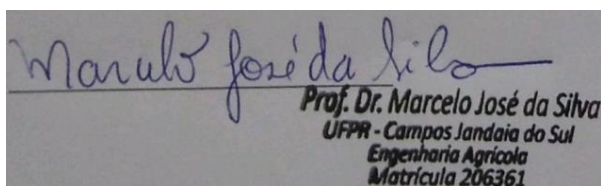
Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia na Agricultura em cumprimento parcial aos requisitos para obtenção do título de Mestra em Engenharia de Energia na Agricultura, área de concentração Agroenergia, linha de pesquisa Fontes Renováveis e Racionalização de Energia na Agroindústria e Agricultura, APROVADO(A) pela seguinte banca examinadora:



Orientador(a) - Samuel Nelson Melegari de Souza
Universidade Estadual do Oeste do Paraná - Campus de Cascavel (UNIOESTE)



Edson Antonio da Silva
Universidade Estadual do Oeste do Paraná - Campus de Toledo (UNIOESTE)



Prof. Dr. Marcelo José da Silva
UFPR - Campos Jandaia do Sul
Engenharia Agrícola
Matrícula 206361

Marcelo José da Silva
Universidade Federal do Paraná (UFPR)

Cascavel, 04 de março de 2021

“Dedico esta dissertação aos meus amados pais, Degilmar Fabres Possa e Carla de Freitas Coraça, e as minhas irmãs Desirè e Denise Coraça Possa, por todo apoio, motivação e companheirismo eterno.”.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Carla e Degilmar, por sempre serem um pilar de apoio em minha vida, pelos incentivos no decorrer do meu trabalho e integral dedicação de suas energias para colocar nossa família em primeiro lugar.

À minha vó Eugênia, pelo exemplo de integridade, persistência e força. Por ter acreditado em mim em momentos que eu mesma não acreditei.

As minhas irmãs, Desirè e Denise, pelo companheirismo e especial apoio durante este período tão atípico no qual vivemos juntas. Em especial minha irmã Desirè, por me auxiliar em todo momento que precisei em meu estudo, por dividir comigo não apenas o útero, mas a vida.

Ao meu orientador prof.^a doutor Samuel Nelson Melegari de Souza, por todos os atendimentos, disponibilidade, direcionamentos e ensinamentos para contribuir em toda etapa do trabalho. Além dos demais professores que contribuíram no decorrer de todo o mestrado de Engenharia de Energia na Agricultura e do desenvolvimento do projeto, disponibilizando de seus tempos e conhecimento para contribuir em meu estudo e formação.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudo.

As amigas que nasceram e se afirmaram com meus colegas do mestrado, por todo apoio na parte do meu trabalho, estudos e emocional que fizeram total diferença no decorrer destes 2 anos.

As pessoas que escolhi para chamar de família, Beatriz, Patrick, Heloísa, Larissa, Natália, Felipe e Lukas, por estarem presentes em todos os momentos que precisei, sempre me apoiando, e incentivando para nunca desistir.

Ao meu companheiro Otto, por todo incentivo, compreensão e apoio nesta etapa, por fazer parte da minha vida e ser meu parceiro de vida.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Quantidade máxima de trabalho que o sistema pode produzir.	8
Figura 2 – Mecanismo da reação de transesterificação.	16
Figura 3 – Motor de ignição por compressão 4 tempos.	25
Figura 4 – Ciclo padrão a ar Diesel ideal.	26
Figura 5 – Motor gerador.	30
Figura 6 – Volume de controle definido para o grupo motor-gerador.	32
Figura 7 – Consumo específico de combustível para combustíveis ensaiados.	41
Figura 8 – Energia do combustível para os combustíveis testados.	42
Figura 9 – Eficiência térmica para os combustíveis testados.	44
Figura 10 – Energia dos gases de exaustão para os combustíveis testados.	45
Figura 11 – Perdas por transferência de calor para os combustíveis testados.	46
Figura 12 – Distribuição de energia para cada mistura e carga.	48
Figura 13 - Exergia do combustível para os combustíveis testados.	49
Figura 14 – Eficiência exergética dos combustíveis testados.	50
Figura 15 – Exergia dos gases de exaustão para os combustíveis testados.	51
Figura 16 – Exergia das perdas por transferência de calor para os combustíveis testados.	53
Figura 17 – Exergia destruída dos combustíveis testados.	54
Figura 18 - Distribuição de exergia para cada mistura e carga.	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre óleo diesel com distintos teores de enxofre	12
Tabela 2 – Propriedades físicas de óleos vegetais	14
Tabela 3 – Comparação de propriedades biodiesel e diesel.....	15
Tabela 4 - Entalpia de formação a 298,15 K para alguns gases	21
Tabela 5 - Poderes caloríficos para alguns combustíveis no estado de referência (25°C, 1 atm).....	22
Tabela 6 - Temperatura de chama adiabática à pressão constante (1 atm)	23
Tabela 7 – Especificações técnicas do motor e do conjunto motor gerador	30
Tabela 8 – Propriedades físico-químicas do diesel e do biodiesel de óleo de canola	33
Tabela 9 – Coeficientes da reação de combustão com mistura e estequiométrica com combustão completa.....	33
Tabela 10 – Frações molares de referência.....	37
Tabela 11 – Propriedades físico-químicas do combustível	38
Tabela 12 – Dados obtidos no ensaio para cada mistura e potência respectiva.....	39
Tabela 13 – Propriedades termodinâmicas para B0	64
Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas para B10	64
Tabela 15 – Propriedades termodinâmicas para B20	64
Tabela 16 – Propriedades termodinâmicas para B30	65
Tabela 17 – Propriedades termodinâmicas para B100	65
Tabela 18 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B0.....	66
Tabela 19 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B10....	66
Tabela 20 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B20....	66
Tabela 21 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B30....	66
Tabela 22 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B100..	67
Tabela 23 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B0.....	68
Tabela 24 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B10....	68
Tabela 25 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B20....	68
Tabela 26 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B30....	68
Tabela 27 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B100..	69

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Primeira lei da termodinâmica para sistemas fechados	5
Equação 2 – Primeira lei da termodinâmica com a variação total de energia do sistema	5
Equação 3 – Energia da massa de um volume de controle	5
Equação 4 - Entalpia	5
Equação 5 – Primeira lei da termodinâmica para sistemas em regime permanente...5	
Equação 6 – Conservação da massa em regime permanente	6
Equação 7 – Entropia	6
Equação 8 - Variação de entropia	6
Equação 9 – Condição para processos reversíveis e irreversíveis	6
Equação 10 - Geração de entropia	7
Equação 11 - Balanço de exergia para um volume de controle	8
Equação 12 - Exergia cinética específica	9
Equação 13 - Exergia potencial específica	9
Equação 14 - Exergia física específica	9
Equação 15 - Exergia química específica	9
Equação 16 - Taxa de destruição de exergia	10
Equação 17 - Eficiência exergética	10
Equação 18 - Custo exergético unitário	10
Equação 19 – Entalpia molar padrão para espécie química <i>i</i>	20
Equação 20 – Energia de mudança de estado	20
Equação 21 – Entalpia de combustão por massa de mistura.....	21
Equação 22 – Densidade	29
Equação 23 – Viscosidade cinemática	29
Equação 24 – Vazão mássica	31
Equação 25 – Vazão molar	31
Equação 26 – Reagente e produtos da combustão	33
Equação 27 – Balanço da primeira lei da termodinâmica para o volume definido	34
Equação 28 – Entalpia absoluta do combustível.....	34
Equação 29 – Entalpia de formação do combustível no estado de referência	35
Equação 30– Entalpia para a mistura gasosa	35
Equação 31 – Energia perdida nos gases de exaustão	35

Equação 32 – Eficiência energética	35
Equação 33 – Consumo específico de combustível.....	35
Equação 34 – Balanço de exergia para o volume estabelecido	36
Equação 35 – Exergia química para combustível líquido.....	36
Equação 36 – Exergia física específica para os gases de exaustão.....	36
Equação 37 – Exergia química específica para os gases de exaustão.....	37
Equação 38 – Eficiência exergética para volume de controle definido.....	37

LISTA DE SIGLAS E SIMBOLOS

$\bar{h}_{0,i}$	Entalpia específica da espécie i no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{ar}	Entalpia específica do combustível	[kJ/kmol]
\bar{h}_{comb}	Entalpia específica do combustível	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{f,i}^0$	Entalpia de formação no estado de referência padrão	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,CO_2}^0	Entalpia de formação de CO ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,H_2O}^0	Entalpia de formação de H ₂ O no estado e referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,N_2}^0	Entalpia de formação de N ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,O_2}^0	Entalpia de O ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{f,comb}^0$	Entalpia de formação do combustível	[kJ/kmol]
\bar{h}_{ge}	Entalpia específica dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{i(T)}$	Entalpia específica da espécie i na temperatura T	[kJ/kmol]
\bar{h}_m	Entalpia de mistura gasosa	[kJ/kmol]
\dot{E}_D	Exergia destruída	[kW]
\dot{Q}_a	Potência dissipada em forma de calor do volume de controle	[kW]
\dot{Q}_{ge}	Potência dissipada nos gases de exaustão	[kW]
\dot{Q}_k	Parcela de transferência de calor por meio da fronteira	[kW]
\dot{Q}_{vc}	Transferência de calor do volume de controle	[kW]
\dot{S}_{ger}	Entropia gerada	[kW/K]
\dot{W}_s	Potência efetiva do motor	[kW]
\dot{W}_{vc}	Potência do volume de controle	[kW]
\bar{e}_{ar}	Exergia de escoamento do ar	[kJ/kmol]
\bar{e}_{comb}	Exergia de escoamento do combustível	[kJ/kmol]

\bar{e}_{comb}^{ch}	Exergia química específica do combustível	[kJ/kmol]
\bar{e}_{ge}	Exergia de escoamento dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
\bar{e}_{ge}^{ch}	Exergia química específica dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
\bar{e}_{ge}^{th}	Exergia física específica dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível	[kg/s]
\dot{m}_e	Taxa de massa de entrada ao volume de controle	[kg/s]
\dot{m}_s	Taxa de massa de saída do volume de controle	[kg/s]
\dot{n}_{comb}	Vazão molar de combustível	[kJ/kmol]
$\bar{s}_{0,i}$	Entropia específica da espécie i no estado de referência	[kJ/(kmol.K)]
$\bar{s}_{i(T,P_{ref}),i}$	Entropia específica da espécie i na temperatura T e P_{ref}	[kJ/(kmol.K)]
h_0	Entalpia específica no estado de referência	[kJ/kg]
h_e	Entalpia de entrada	[kJ/kg]
h_{prod}	Entalpia dos produtos	[kJ/kg]
h_{reag}	Entalpia dos reagentes	[kJ/kg]
h_s	Entalpia de saída	[kJ/kg]
$C_{x1}H_{y1}$	Representação de um kmol de diesel	
$C_{x2}H_{y2}O_{z2}$	Representação de um kmol de biodiesel	
MW_{comb}	Massa molar do combustível	[kg/kmol]
P_{ref}	Pressão de referência	[Pa]
\dot{Q}	Fluxo de calor que ultrapassa a fronteira em certo instante de tempo	[kW]
\bar{R}	Constante universal dos gases	[kJ/(kmol.K)]
T_i	Temperatura na saída da fronteira do volume de controle	[°C]
T_k	Temperatura da fronteira do sistema	[°C]
T_{ref}	Temperatura de referência	[°C]
V	Velocidade de um corpo	[m/s]
v_{comb}	Volume consumido de combustível	[m ³]
v_{pic}	Volume do picnômetro	[m ³]

\dot{W}	Potência no volume de controle	[W]
e^{ch}	Exergia química específica	[kJ/kg]
e_e	Exergia de escoamento de um fluxo de massa que entra ao volume de contro	[kJ/kg]
e^{kn}	Exergia cinética específica	[kJ/kg]
e^{ph}	Exergia física específica	[kJ/kg]
e^{pt}	Exergia potencial específica	[kJ/kg]
e_s	Exergia de escoamento de um fluxo de massa que sai do volume de controle	[kJ/kg]
k_i	Custo exergetico unitário	[W/W]
n_i	Número de moles da espécie i por kmol de combustível	
s_0	Entropia específica no estado de referência	[kJ/(kg.K)]
y_i	Fração parcial molar da espécie i de uma mistura gasosa	
y_i^e	Fração parcial molar de uma espécie i no ambiente de referência	
$\Delta \bar{h}_{s,i}(T)$	Varição de entalpia sensível no processo	[kJ/kmol]
h	Número de átomos de hidrogênio do combustível	
C	Constante de calibração do viscosímetro	[mm ² /s]
CSE	Consumo específico de combustível	[g/kW]
D	Densidade do fluido	[kg/m ³]
G	Recurso consumido em um processo, avaliado em termo de exergia	[W/W]
\overline{PCI}	Poder calorífico inferior	[kJ/kmol]
R	Produto de um processo, avaliado em termo de exergia	[W]
T	Temperatura	[°C]
a, b, c, d, e, f	Coeficientes estequiométricos	
c	Número de átomos de carbono do combustível	
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
o	Número de átomos de oxigênio do combustível	

s	Entropia específica	[kJ/(kg.K)]
t	Tempo	[s]
u	Energia interna específica	[kJ/kg]
z	Posição relativa de um corpo	[m]
ε	Eficiência exergética	
η	Eficiência energética	
ν	Viscosidade cinemática	[mm ² /s]

POSSA, Débora Coraça; Universidade Estadual do Oeste do Paraná, março de 2021. **Análise energética e exergetica de um motor de ignição por compressão operando com diesel e biodiesel.** Professor orientador Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza.

RESUMO

Os impactos econômicos e ambientais relacionado ao uso de combustíveis fósseis tem incentivado a busca de fontes renováveis de energia. Em regiões isoladas é comum o emprego de geradores a diesel para a geração de energia elétrica. Assim o biodiesel se mostra uma grande alternativa para geradores elétricos. Neste estudo foram realizados a análise energética e exergetica com base nas leis da termodinâmica em um conjunto motor gerador ciclo diesel submetidos a 5 cargas alternadas sendo 500 W, 1000 W, 1500 W, 2000 W e 2500 W, operando com 5 misturas diferentes de combustível, o diesel puro, o biodiesel de óleo de canola puro e a mistura de ambos, com as seguintes porcentagens: B10 (10% de biodiesel e 90% de diesel), B20 (20% de biodiesel e 80% de diesel) e B30 (30% de biodiesel e 70% de diesel). Considerando todas as possíveis combinações de cargas e misturas de combustíveis, foram realizados, no total, 25 ensaios com o conjunto motor-gerador. Foi estabelecido a partir dos ensaios o consumo específico do combustível, temperatura dos gases de exaustão, energia do combustível, eficiência térmica, energia dos gases de exaustão, perdas por transferência de calor, exergia do combustível, eficiência exergetica, exergia dos gases de exaustão, exergia destruída e a exergia das perdas por transferência de calor. Verificou-se que com o aumento da carga o consumo específico de combustível reduziu e o diesel puro exibiu o menor consumo. A maior eficiência térmica exibida foi para a mistura de B100 nas cargas de 2000 W e 2500 W, com 18,4%. O biodiesel puro com carga de 2000 W e 2500 W apresentou a eficiência exergetica mais alta, sendo de 17,14%, e as misturas com maior porcentagem de biodiesel exibiram menor destruição de exergia.

"O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001"

PALAVRAS-CHAVE: termodinâmica; ciclo diesel; exergia; energia.

POSSA, Débora Coraça; State University of the West of Paraná, March 2021. **Energetic and exergetic analysis of compression ignition engine with diesel and biodiesel.** Professor mentor Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza

ABSTRACT

The economic and environmental impacts related with fossil fuels dependency have encouraged the source of renewable energy sources. In remotes areas is common to use the diesel-generators for electric power generation. So, the biodiesel proves to be a great alternative for the electric generators. In this study was realized the energy and exergetic analysis of an engine-generator group diesel cycle subject to 5 alternating charges, being 500 W, 1000 W, 1500 W, 2000 W and 2500 W, operating with 5 different mixtures of fuel, pure diesel, pure canola biodiesel, and with the followings percentages of both mixtures, B10 (10% of biodiesel and 90% of diesel), B20 (20% of biodiesel and 80% of diesel), B30 (30% of biodiesel and 70% of diesel). Considering all the possible combinations between charge and fuel, was realized 25 essays in the engine-generator group. It was established from the essays the specific fuel consumption, exhaust gas temperature, fuel energy, thermal efficiency, exhaust gas energy, heat transfer losses, fuel exergies, exergetic efficiency, exhaust gas exergy, destroyed exergy and the exergy of the heat transfer losses. It was found by increases in charge the specific fuel consumption lowers and the pure diesel showed the lowest consumption. At 2000 W and 2500 W the pure biodiesel has the best thermal efficiency, with 18,4%. The pure biodiesel at 2000 W and 2500 W has the best exergetic efficiency, with 17,4%, and the blends with the biggest biodiesel percent showed the lowest exergy destruction.

"This study was financed in part by the Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Finance Code 001"

KEYWORDS: Thermodynamics; diesel cycle; exergy; energy.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	3
1.1.1 Objetivo geral	3
1.1.2 Objetivos específicos.....	3
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 PRINCÍPIOS DA TERMODINÂMICA	4
2.1.1 Primeira lei da termodinâmica	4
2.1.2 Segunda lei da termodinâmica	6
2.2 EXERGIA	7
2.3 COMBUSTÍVEIS	10
2.3.1 Características dos combustíveis.....	11
2.3.2 Óleo diesel	12
2.3.3 Biodiesel.....	13
2.3.4 Transesterificação homogênea para a produção de biodiesel	16
2.3.5 Hidroesterificação.....	17
2.4 COMBUSTÃO	18
2.4.1 Entalpia padrão e entalpia de formação	20
2.4.2 Entalpia de combustão e poderes caloríficos	21
2.4.3 Temperatura adiabática de chama.....	22
2.5 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E SUAS CLASSIFICAÇÕES.....	23
2.6 MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO.....	24
3 MATERIAL E MÉTODOS	28
3.1 COMBUSTÍVEIS E MISTURAS	28
3.1.1 Determinação da densidade do biodiesel a 20°C.....	29
3.1.2 Determinação da viscosidade do biodiesel a 40°C	29
3.2 CONJUNTO MOTOR GERADOR	30
3.3 ENSAIO DO CONJUNTO GERADOR	30
3.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	32
3.4.1 Reação de combustão.....	33
3.4.2 Balanço energético.....	34
3.4.3 Balanço exergético	36
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	38

4.1 ANÁLISE FÍSICO-QUÍMICA DO BIODIESEL.....	38
4.2 AVALIAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS.....	38
4.3 ANÁLISE ENERGÉTICA.....	40
4.3.1 Consumo específico de combustível.....	40
4.3.2 Energia do Combustível.....	42
4.3.3 Eficiência térmica.....	43
4.3.4 Energia dos gases de exaustão.....	44
4.3.5 Perdas por transferência de calor.....	46
4.3.6 Distribuição de energia.....	47
4.4 ANÁLISE EXERGÉTICA.....	48
4.4.1 Exergia do combustível.....	49
4.4.2 Eficiência exergética.....	50
4.4.3 Exergia dos gases de exaustão.....	51
4.4.5 Exergia das perdas por transferência de calor.....	52
4.4.6 Exergia destruída.....	54
4.4.7 Distribuição de exergia.....	55
5 CONCLUSÕES.....	57
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	58
APÊNDICE A – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....	64
APÊNDICE B – RESULTADOS BALANÇO DE ENERGIA.....	66
APÊNDICE C – RESULTADOS BALANÇO DE EXERGIA.....	68

1 INTRODUÇÃO

Os combustíveis fósseis são amplamente empregados em automóveis, no setor agrícola, para o desenvolvimento industrial, entre outras utilidades. O seu elevado consumo auxilia com o efeito estufa e impulsiona a emissão de poluentes para a atmosfera. Com o aumento da demanda de energia atrelado ao inevitável esgotamento das fontes de combustíveis fósseis, surge a necessidade de realizar pesquisas que encontrem fontes alternativas de energias renováveis e mais ecológicas (CHUAH *et al.*, 2016, 2017).

Nesse contexto, o biodiesel se transforma em uma alternativa de combustível, sendo uma fonte de energia sustentável e renovável, auxiliando na redução dos efeitos causados pela poluição ambiental (PATEL e SANKHAVARA, 2017). Quando comparado com os combustíveis fósseis, os biocombustíveis exibem uma melhor biodegradabilidade e toxicidade inferior (KNOTHE e RAZON, 2017).

O biodiesel é um grande substituto para o petróleo no setor de transporte, já que pode ser combinado com combustíveis fósseis para ser utilizado sem nenhuma transformação mecânica necessária em motores movidos a diesel. (OUANJI *et al.*, 2016). Pode ser empregado também como lubrificante, óleo de aquecimento, plastificante e absorvente de alto ponto de ebulição para desinfetar emissões industriais gasosas. Além disso, podem ser utilizados para fabricação do biocombustível vários tipos de óleos, já utilizados ou novos, de origem animal ou vegetal (BRENNAN e OWENDE, 2010; ENWEREMADU e MBARAWA, 2009; GASHAW e MOHAMMER, 2014; OUANJI *et al.*, 2016).

A produção de biodiesel vem crescendo com o passar dos anos sendo que em dez anos teve um crescimento de mais de 360% no Brasil. Como o biodiesel é um combustível biodegradável adquirido por fontes renováveis, políticas voltadas para o incentivo de sua utilização vêm ganhando espaço, como o programa RenovaBio especificado pela Lei nº 13.57 de 2/12/2017. O qual possui como objetivo traçar estratégias incentivando o reconhecimento do papel estratégico de todos os biocombustíveis na matriz energética brasileira, para a segurança energética do país e para a redução de emissões de gases poluentes. Outra política importante foi a obrigatoriedade da incorporação do biodiesel ao óleo diesel que entrou em vigor em

2008. De acordo com Meira *et al.* (2016) a combinação do biodiesel ao óleo diesel contribui na redução de CO, CO₂ e enxofre.

Tratando-se de motores, a utilização do biodiesel auxilia no seu desempenho devido aos hidrocarbonetos de cadeia mais longa, presentes em sua formação, quando em comparação com a gasolina (BERGTHORSON e THOMSON, 2015).

Na agricultura o motor diesel é amplamente utilizado devido à robustez, confiabilidade, maior produção de torque e vida útil, oferecendo ainda menor consumo e rendimento superior comparando-se aos motores ciclo Otto. Ainda, o motor diesel é a principal fonte de energia no setor de transporte público, de cargas, indústria naval, mineração, e são muito utilizadas também em pequenas e médias unidades de geração elétrica, sendo responsável por cerca de 10-15% do total da capacidade instalada no mundo (KANOGLU, ISK e ABUSOGLU, 2005).

Atualmente existem vários estudos sobre análise exergética aplicada a sistemas térmicos, principalmente focados em motores de combustão interna. No que se refere à motores ciclo diesel, alguns autores realizaram pesquisas sobre a análise energética e exergética do mesmo, empregando diferentes percentuais de biodiesel ao óleo diesel (GARZÓN, 2012; LÓPEZ *et al.*, 2014; BUYUKKAVA, SOYHAN E GOKALP, 2014; KARTHIKEYAN E JAYAPRABAKAR, 2017; OLIVEIRA, 2018; YASMIN, SHEET E HDAIB, 2018; JANNATKHAH, NAJAFI E GHAEBI, 2019; KARTHICKEYAN, 2019). Os biodieseis utilizados foram provenientes de óleos adquiridos de diversas fontes sendo elas soja, farelo de arroz, colza, óleo de cozinha residual, canola, girassol, milho, moringa oleífera etc. Os pesquisadores obtiveram resultados satisfatórios quanto a utilização de biodiesel em motores de combustão interna ciclo diesel, afirmando que o seu emprego proporciona desempenho semelhante ao da utilização do combustível diesel.

Nesse contexto, o objetivo deste trabalho é realizar a análise energética e exergética em conjunto gerador operando com um motor de ignição por compressão com diferentes misturas entre óleo diesel e o biodiesel de óleo de canola

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo realizar a análise energética e exergética em um motor de ignição por compressão com base nos dados coletados nos testes executados no grupo gerador com óleo diesel puro (B0), misturas de diesel e biodiesel (B10, B20, B30) e com biodiesel de óleo de canola (B100).

1.1.2 Objetivos específicos

De acordo com o objetivo geral, definiu-se os seguintes objetivos específicos:

- Implantar e testar um sistema de produção de potência constituído pelo grupo motor-gerador ciclo diesel;
- Analisar consumo específico do combustível para as diferentes misturas de combustíveis e cargas;
- Avaliar a energia proveniente do combustível, dos gases de exaustão e das perdas por transferência de calor para as diferentes misturas de combustível e cargas;
- Avaliar a eficiência térmica do sistema calculada para as diferentes misturas de combustível e cargas;
- Analisar a exergia do combustível, dos gases de exaustão, das perdas por transferência de calor e destruída para as diferentes misturas e cargas;
- Avaliar a eficiência exergética calculada para as diferentes misturas e cargas;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Princípios da termodinâmica

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2018) a termodinâmica é o estudo da ciência da energia química, energia cinética, energia potencial, energia térmica, etc., tendo potencial de se analisar quantitativa e qualitativamente. Vários sistemas, podem ser avaliados pela perspectiva das interações térmicas entre os seus elementos internos e entre outros sistemas, objetivando no maior produto obtido possível para uma mesma quantidade de insumo. A otimização de sistemas pode ser feita em sistemas já existentes com implementações, ou em seu projeto, antes da concepção de uma planta de potência.

A primeira e a segunda lei da termodinâmica são um dos principais métodos utilizados nessas análises. A primeira lei tem como base a conservação da energia, supondo, assim, que a energia consumida numa forma é transformada de modo equivalente em outras formas de energia, independentemente das interações que sucedem. As ferramentas para estabelecer qual será a máxima quantidade teórica de energia que poderia ser transformada em algum tipo de produto útil são proporcionadas pela segunda lei da termodinâmica e considera de forma quantitativa os motivos pelos quais esse máximo teórico não pode ser atingido.

2.1.1 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei pode ser aplicada em sistemas fechados, onde a massa não ultrapassa as fronteiras do sistema, e em sistemas abertos, que são os volumes de controle, onde ocorre fluxo de massa para dentro ou/e fora do sistema avaliado (MORAN e SHAPIRO, 2018).

No caso dos sistemas fechados, as energias que podem cruzar as fronteiras são calor e trabalho e, conforme elas cruzam as fronteiras, a energia do conjunto é transformada. Desenvolvendo a primeira lei na sua forma diferencial, para sistemas fechados, encontra-se a Equação 1.

$$\frac{dU}{dt} + \frac{dEC}{dt} + \frac{dEP}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

Sendo U a energia interna, EC a energia cinética, EP a energia potencial, \dot{Q} o fluxo de calor que ultrapassa a fronteira em certo instante de tempo e \dot{W} a potência do sistema. Considerando que o lado esquerdo da Equação 1 é a variação total de energia do sistema fechado, podemos reformular a mesma equação se tornando então

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2)$$

No volume de controle, o fluxo de massa que ultrapassa a fronteira do sistema dispõe de uma certa quantidade de energia que pode ser dividida em dois elementos, a energia de escoamento e a quantidade de energia que a massa possui em estipulado instante e em determinado estado termodinâmico. Essa energia da massa pode ser separada em três partes: a energia interna u , a energia cinética $(1/2)V^2$ e a energia potencial gz , como demonstrado pela Equação 3.

$$e + Pv = u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gz \quad (3)$$

No qual Pv é o trabalho de escoamento do fluido e os elementos $u + Pv$ é estabelecido como outra propriedade termodinâmica de grande importância, a entalpia (Equação 4).

$$h = u + Pv \quad (4)$$

Logo, adiciona-se as partes referentes aos fluxos de massa para chegar na Equação 5, que é a primeira lei da termodinâmica para volumes de controle operando em regime permanente.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (5)$$

Representa todas entradas e saídas de fluxo de massa as duas últimas partes do lado direito da Equação 5. Outra definição muito importante é a conservação da massa, para volume de controle operando em regime permanente a somatória da massa de entrada é equivalente a somatória da massa de saída, sendo expressa através da Equação 6.

$$0 = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (6)$$

2.1.2 Segunda lei da termodinâmica

A segunda lei proporciona o cálculo do trabalho máximo teórico que pode ser executado por um dado sistema, quando em contato com outro sistema, também proporciona meios para analisar as condições pelas quais não é possível atingir esse máximo trabalho teórico, para prever a direção de um processo estabelecido, determina as circunstâncias para o equilíbrio e define o melhor desempenho dos sistemas teóricos (MORAN e SHAPIRO, 2018).

Em 1865 Clausius chamou de entropia a nova propriedade termodinâmica que havia descoberto, retratado pela letra “S” é estabelecida através da Equação 7.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int.rev.} \quad (7)$$

A entropia é uma propriedade estabelecida a partir apenas do estado inicial e final, assim a sua variação pode ser encontrada através da integração da Equação 7.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int.rev.} \quad (8)$$

Dessa maneira, originando-se do princípio do aumento da entropia, podemos encontrar a Equação 9, onde para valores iguais o processo é reversível e para valores diferentes o processo é irreversível.

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (9)$$

O lado direito da desigualdade retrata a transferência de entropia através do calor, para um processo reversível. No caso do processo irreversível, a transferência de entropia através do calor é sempre inferior que a variação de entropia. Desta forma podemos observar a geração de entropia S_{ger} , que será igual a zero ou positivo sempre. Assim a Equação 9 transforma-se na Equação 10.

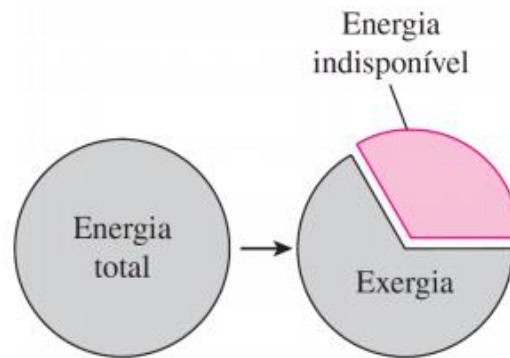
$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{ger} \quad (10)$$

Pode-se entender que a geração de entropia é uma dimensão dos valores das irreversibilidades que ocorrem durante o procedimento, ou seja, quanto maior o valor de geração de entropia do processo mais irreversível o mesmo. Logo, a redução da qualidade de energia é consequência do aumento de entropia, isto é, possui capacidade de efetuar trabalho a partir da diminuição de energia, circunstância que não pode ser observada somente com a primeira lei da termodinâmica (ÇENGEL e BOLES, 2013).

2.2 Exergia

A exergia demonstra a maior quantidade de trabalho que pode ser atingido quando uma porção de matéria alcança o estado de equilíbrio termodinâmico (mecânico, térmico e químico) com o ambiente, incluindo apenas interações com os itens do meio ambiente por meio de processos reversíveis (SZARGUT, MORRIS e STEWARD, 1988). A indicação do potencial de realização de trabalho útil de determinada fonte de energia pode ser expressa pela propriedade de exergia, seguindo como referência um dado estado. Esse estado é denominado como “estado morto”, referindo-se ao estado de equilíbrio entre dois processos. Porém, como não há processos com eficiência de 100%, a exergia não demonstra a quantidade de trabalho que o processo irá gerar, mas a sua quantidade máxima de trabalho que o mesmo poderia gerar, se não existissem irreversibilidades no sistema e sem infringir leis da termodinâmica (Figura 1).

Figura 1 - Quantidade máxima de trabalho que o sistema pode produzir.



Fonte: Çengel e Boles, 2013.

A maioria dos métodos para se analisar um processo de transformação de energia baseia-se na primeira lei da termodinâmica. Porém é mais proveitoso a utilização combinada da primeira e segunda lei da termodinâmica, incorporando princípios como exergia e destruição da exergia no cálculo da eficiência e no seu potencial de consumo de energia (ÇENGEL e BOLES, 2013). Com a análise exérgica pode-se observar de forma distinta as irreversibilidades internas de um sistema e a energia perdida para o ambiente.

A exergia, da mesma forma que a energia, pode ser transferida de ou para dado conjunto por meio do calor, trabalho e fluxo de massa. Somente uma parte do calor pode ser utilizado para a produção de trabalho útil.

O trabalho disposto em um volume de controle corresponde a sua exergia, quando o mesmo é avaliado no estado de referência de 25°C e 101325 Pa. Em consequência das irreversibilidades do sistema a exergia não é conservada. Segundo Moran e Shapiro (2018) e Çengel e Boles (2013), o balanço de exergia para um volume de controle é dado pela Equação 11.

$$\sum \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_{ref} \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s - \dot{E}_D = \frac{dE}{dt} \quad (11)$$

Sendo T_{ref} e P_{ref} correspondem a temperatura e a pressão em determinado estado de referência, \dot{W} a potência, \dot{Q}_k a parcela de transferência de calor por meio da fronteira a temperatura T_k , \dot{m}_e e \dot{m}_s a taxa da massa de entrada e saída

respectivamente, e_e a exergia de escoamento das massas de entrada, e_s a exergia de escoamento de massa de saída, \dot{E}_D a parcela de destruição de exergia e dE/dt a parcela de variação da exergia no volume de controle.

E exergia total equivale à somatória da exergia cinética, da exergia potencial, da exergia física e da exergia química. A exergia cinética específica e^{kn} e a exergia potencial específica e^{pt} não dependem da pressão e temperatura do ambiente. Assim a exergia cinética e potencial correspondem a Equação 12 e 13, respectivamente.

$$e^{kn} = \frac{V^2}{2} \quad (12)$$

$$e^{pt} = gz \quad (13)$$

Sendo V a velocidade, z a posição pertencente ao nível de referência ($z = 0$) e g a aceleração da gravidade.

A exergia física específica e^{ph} é mostrada na Equação 14.

$$e^{ph} = (h - h_0) - T_{ref}(s - s_0) \quad (14)$$

Onde h_0 e s_0 são, respectivamente, a entalpia específica e a entropia específica no estado de referência, h e s a entalpia e entropia específicas no estado avaliado, nessa ordem.

Segundo Szargut, Morris e Steward (1988), a exergia química é estabelecida como sendo o menor trabalho teórico para produzir uma quantia de matéria, a partir das substâncias presentes no ambiente através de processos reversíveis. Para combustíveis líquidos a exergia química específica e^{ch} pode ser apresentada como:

$$e^{ch} = PCI \left(1,0374 + 0,01594 \frac{h}{c} + 0,0567 \frac{o}{c} \right) \quad (15)$$

Correspondendo c , h e o os números de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio presentes em uma molécula de combustível. Outras especificações englobadas na avaliação exérgica são a taxa de destruição de energia, a eficiência

exergética e o custo exergético unitário. De acordo com Oliveira Junior (2013), diferente da entropia, a exergia pode ser destruída, porém não pode ser produzida. As irreversibilidades sempre formam entropia e tudo que forma entropia destrói exergia. Assim, a taxa de destruição de exergia é dada pela Equação 16.

$$\dot{E}_D = T_{ref} \cdot \dot{S}_{ger} \quad (16)$$

De modo igual, a eficiência exergética é apresentada na Equação 17. Onde R é o produto de um sistema, sendo a exergia dos produtos e G os recursos consumidos, sendo a exergia dos reagentes, ambos analisados em termos de suas exergias.

$$\varepsilon = \frac{R}{G} \quad (17)$$

O inverso da eficiência exergética é estabelecido como custo exergético unitário, k_i : o qual simboliza a exergia fundamental para gerar uma unidade de fluxo de exergia.

$$k_i = \frac{G}{R} \quad (18)$$

2.3 Combustíveis

Combustível é, segundo a Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustível – ANP, todo produto que desde a sua queima ou transformação química provoque a geração de energia. Os combustíveis podem ser classificados em função de seu estado físico, podendo ser gasoso, líquido e sólido. Também podem ser classificados como renovável e não fósseis, obtidos a partir de recursos naturais que se renovam, e não renováveis e fósseis que são adquiridos a partir de animais e vegetais fossilizados. Esses combustíveis possuem grandes proporções de substâncias químicas complexas, tanto para sólidos e líquidos. O combustível é composto por cinco elementos químicos, o carbono (C), oxigênio (O), enxofre (S)

hidrogênio (H) e nitrogênio (N). Além do mais, podem conter cinzas e umidade que são substâncias minerais não combustíveis (VLASSOV, 2001).

2.3.1 Características dos combustíveis

A definição das propriedades dos combustíveis pode determinar indicativos sobre o próprio dimensionamento do motor e até mesmo o manuseio e armazenamento do combustível. As propriedades dos combustíveis, de acordo com Brunetti (2012), alteram em função das quantidades de componentes utilizados em sua formação. Para a utilização em um motor de combustão interna quando se necessita obter uma característica estabelecida, como por exemplo, o funcionamento do mesmo em lugares com temperatura ambiente baixa, a compreensão sobre como a mistura influencia em cada propriedade é muito importante, sendo assim capaz de conhecer se a aplicação será aceitável ou não.

O óleo diesel tem várias características, sendo sua propriedade de autoignição nas temperaturas e pressões presentes no cilindro de um motor de ignição por compressão (ICO), quando o combustível é injetado, uma das mais significativas. Esta propriedade é nomeada de número de cetano (NC), sendo obtida em laboratório, em que é relacionada a disposição de ignição de um combustível com misturas de heptametilnonano e cetano. Os combustíveis com número de cetano mais altos demonstram retardos de ignição baixos e quantidades de combustível na fase de combustão menores em pré-mistura (KNOTHE, VAN GERPEN e KRAHL, 2010).

A relação entre a massa e o volume de uma mistura em uma determinada temperatura é nomeado densidade. Para motores de ignição por compressão apresentarem funcionamento correto, sua densidade não pode dispor de variações elevadas, já que estas podem interferir na massa de combustível injetado, amplificando as emissões de particulados e a sua potência (BRUNETTI, 2012).

Uma outra propriedade importante é o poder calorífico (PC), que mensura o calor disponibilizado por unidade de massa de combustível. De acordo com Martins (2016), a partir do calor extraído no decorrer da combustão é obtido o poder calorífico. Ocorre a formação de água em combustíveis que contém hidrogênio, podendo ser no estado gasoso nos gases de escape ou no estado líquido. Segundo Turns (2013), o poder calorífico superior (PCS) corresponde a hipótese em que toda a água nos

produtos permanece no estado líquido e o poder calorífico inferior (PCI), representa a hipótese onde toda a água conserva-se no estado de vapor.

Para Brunetti (2012), o tempo passado para o escoamento de um determinado fluido, sob a ação da força da gravidade, em um tubo capilar com proporções padronizadas é definido como viscosidade, sendo apresentada em Stokes (St) centistokes (cSt).

2.3.2 Óleo diesel

O combustível diesel comum (diesel fóssil) é obtido através da destilação do petróleo e é constituído por uma extensa cadeia de hidrocarbonetos com temperaturas de ebulição alterando entre 180 e 300°C, além de enxofre, oxigênio e nitrogênio em uma menor quantidade. Refere-se à uma fração que é destilada entre os elementos intermediários do procedimento de craqueamento, desta forma, este artigo é intitulado “destilado intermediário” (LANE, 1980).

A classificação do óleo diesel é realizada em função da sua proporção de enxofre, sendo intitulado de S1800, S500, S50 e S10. O óleo diesel pode ser do tipo A ou tipo B, sendo o tipo A resultantes exclusivamente da preparação do gás natural e do petróleo, tendo potencial de alto teor de enxofre (superiores a 1%). O que difere o óleo diesel tipo B do tipo A é o acréscimo de biodiesel que o mesmo contém, com índices estabelecidos por normas vigentes, e contém quantidades menores de enxofre (inferior ou igual a 1%) (GARCIA, 2013). A Tabela 1 apresenta algumas propriedades do óleo diesel com valores distintos de enxofre em sua formação.

Tabela 1 – Comparação entre óleo diesel com distintos teores de enxofre

Características	S1800	S500	S50	S10
Cinzas (% massa), max	0,01	0,01	0,01	0,01
Número de cetano, min.	42	42	46	48
Enxofre total (mg/kg), max	1800	500	50	10
Viscosidade (cSt a 40°C)	2 a 5	2 a 5	2 a 5	2 a 4,5
Massa específica (kg/L a 20°C)	0,82 a 0,88	0,82 a 0,865	0,82 a 0,85	0,82 a 0,85
Ponto de fulgor (°C)	38	38	38	38

Fonte: Garcia (2013).

O óleo diesel comercializado recebe obrigatoriamente a acréscimo de 1% de biodiesel atualmente e é o combustível mais empregado em território nacional, em virtude do grande volume destinado ao transporte rodoviário. No ano de 2019 foram vendidos por distribuidoras 57293,37 mil m³ de diesel tipo A (ANP, 2020).

Uma das principais complicações da queima do óleo diesel é o teor de enxofre. Em consequência da junção do trióxido de enxofre (SO₃) com água, resultantes da combustão, acontece o desenvolvimento do ácido sulfúrico, que em contato com componentes metálicos do motor ocorre a corrosão. As emissões de poluentes do tipo SO₂ são maiores em concentrações de enxofre elevadas, sendo mais prejudicial ao meio ambiente (TEIXEIRA, 2012).

Ocorre a emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x – principalmente NO e NO₂) na combustão do óleo diesel, onde sua formação é auxiliada em altas temperaturas de combustão e no aparecimento de oxigênio e materiais particulados (BRUNETTI, 2012).

2.3.3 Biodiesel

O biodiesel é uma diversidade de combustíveis oxigenados formado de ésteres de ácidos graxos adquiridos por meio de fontes biológicas renováveis, podendo ser a partir de óleos vegetais ou gorduras, ou seja, um composto de ésteres monoalquílicos de ácidos graxos (DERMIBAS, 2008).

Os óleos vegetais transesterificados utilizados como combustível diesel são denominados biodiesel. Há um grande interesse na utilização de óleos vegetais para a geração de biodiesel, por ser menos poluente e renovável em comparação ao diesel convencional. Contém uma cor âmbar-amarelada claro e viscosidade parecido com o diesel.

Há uma grande variedade de matérias-primas para a confecção do biodiesel. Sendo gorduras de origem animal como o sebo, óleos de descarte como os utilizados em frituras e na grande maioria óleos vegetais tais como soja, palma, algodão, amendoim, etc. (KNOTHE, VAN GERPEN e KRAHL, 2010). A matéria-prima empregada na produção de biodiesel tem influência direta nas características do biodiesel, já que as propriedades físico-químicas do produto sofrem interferência do

grau de insaturação dos ácidos graxos presentes na gordura ou óleo (PANDEY, LARROCHE e RICKE, 2011).

Os ésteres presentes no biodiesel constituem-se pelas suas propriedades físicas e combustíveis, contendo a densidade, índice de iodo, viscosidade, índice de acidez, o ponto de fluidez, ponto de névoa, o calor de combustão e volatilidade. A potência e o torque disponibilizados pelo biodiesel são um pouco mais baixos e exige um consumo maior de combustível em comparação ao diesel, e para seu teor de enxofre, ponto de ignição biodegradabilidade e compostos aromáticos o biodiesel apresenta vantagens (BALA, 2005). A Tabela 2 apresenta algumas propriedades físicas para a produção de biodiesel de óleos vegetais.

Tabela 2 – Propriedades físicas de óleos vegetais

Características	Tipo de óleo						
	Amendoim	Soja	Algodão	Girassol	Babaçu	Dendê	Mamona
Densidade rel. (kg/L)	0,919	0,92	0,919	0,923	0,921	0,915	0,959
Viscosidade cin. (cSt)	38	36	40	37	32	39	297
Início de destilação (°C)	173	152	-	211	-	-	-
Resíduo de carbono (kg)	0,42	0,45	0,42	0,42	0,22	-	0,18
Número de cetano	33	36	40	39	38	22	-
PCI (kJ/kg)	36967	35700	36650	36037	35434	38090	34903
Água por destilação (%)	<0,05	<0,08	<0,05	<0,05	<0,05	-	0,2
Ponto de névoa (°C)	19	13	9	-	26	-	-
Enxofre (%)	<0,1	<0,1	<0,1	<0,1	<0,1	<0,1	<0,1

Fonte: Araújo *et al.* (2002).

A expressão BXX foi adotada pelo mercado de biocombustível para indicar misturas com biocombustíveis, B indica biodiesel e o XX a quantidade de biocombustível misturado no óleo diesel, por exemplo, a sigla B20 indica que uma mistura tem 20% do seu volume em biodiesel e 80% de óleo diesel. Desta forma, as composições das misturas de biodiesel podem chegar até 100% (B100) (PORTAL DO BIODIESEL, 2004).

O biodiesel tem grande aceitabilidade em motores de ignição por compressão, conseguindo substituir parcialmente ou completamente o óleo diesel derivado do petróleo. Tem como vantagem a redução das emissões de grande parte dos poluentes, é biodegradável, possui excelente capacidade de lubrificação, alto ponto

de fulgor e por ser renovável, diminui a dependência da aplicação do petróleo. E suas desvantagens são o seu preço mais elevado, estabilidade menor quando exposto ao ar, características adversas de escoamento e aumento das emissões de NO_x (TEIXEIRA, 2012). A Tabela 3 demonstra uma comparação das propriedades do diesel e do biodiesel.

Tabela 3 – Comparação de propriedades biodiesel e diesel

Propriedades	Biodiesel	Diesel
Densidade (kg/m ³)	860-895	840-860
Número de cetano	46-70	47-55
Ponto de névoa (K)	262-289	256-265
Ponto de fluidez (K)	258-286	237-243
Ponto de fulgor (K)	408-423	325-350
% de enxofre	0,0-0,0024	0,04-0,1
% de cinzas	0,002-0,01	0,06-0,01
Viscosidade cinemática (mm ² /s a 313K)	3,6-5	1,9-3,8
Poder calorífico Superior (MJ/kg)	39,3-39,8	45,3-46,7

Fonte: Dermibas (2008).

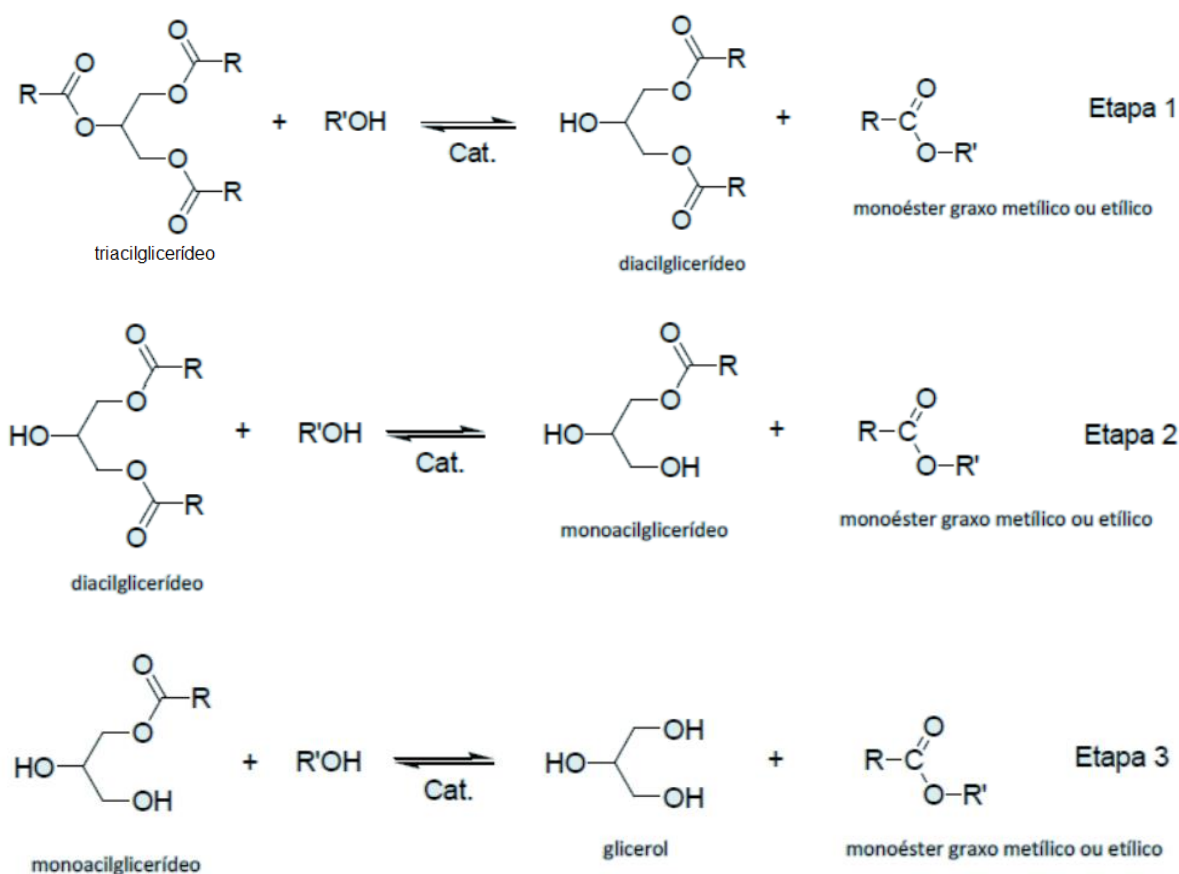
Os biodieseis a partir de óleos e gorduras vegetais e animais podem apresentar problemas de propriedades de fluxo frio ruim ou baixa estabilidade oxidativa ou até mesmo, os dois problemas (KNOTHE, 2009). Os ácidos graxos insaturados existentes na matéria-prima empregada na produção do biodiesel são predispostos à oxidação. A oxidação dos ésteres insaturados no período de armazenamento pode gerar a formação de produtos secundários tais como aldeídos, ácidos orgânicos, cetonas, produtos poliméricos quando em contato com o ar, alta temperatura, umidade, luz ou em razão do material usado para a construção do tanque ou a existência de traços de metais. Desta forma, a oxidação do biodiesel ocasiona na formação de sedimentos e de goma, acompanhado do escurecimento do combustível, o que gera o entupimento do filtro, deposição na câmara de combustão do motor e falhas nos itens do grupo de combustível.

2.3.4 Transesterificação homogênea para a produção de biodiesel

O principal modo de se obter biodiesel é a partir da transesterificação, onde os triglicerídeos existentes nos óleos, produtos residuais ou gordura animal, que reagem com álcool de cadeia curta na presença de um catalisador formando éster de ácidos graxos e o glicerol, em presença de um catalisador (ANP, 2020; MENEGHETTI, MENEGHETTI e BRITO, 2013).

A reação de transesterificação ocorre em três etapas em sequência e reversíveis, onde os triglicerídeos fornece como intermediário os ésteres de ácidos graxos (ÉSTER), os diglicerídeos (DAG) e os monoglicerídeos (MAG). O mecanismo de transesterificação é ilustrado pela Figura 2.

Figura 2 – Mecanismo da reação de transesterificação.



Fonte: Meneghetti, Meneghetti e Brito. (2013).

Como as reações podem ser reversíveis é necessário a utilização de excesso de álcool para assegurar a formação dos ésteres. Geralmente o álcool utilizado é o metanol por apresentar maior eficiência na reação. Porém, a utilização do etanol vem ganhando espaço por ser renovável, não tóxico e abundante no Brasil, mesmo possuindo taxas de reação mais lentas em comparação ao metanol (MENEGETTI, MENEGETTI e BRITO, 2013).

É necessário realizar o processo de purificação nestes ésteres de ácidos graxos gerados na reação, para se ajustarem às especificações exigidas de qualidade e para serem comercializados como biodiesel. No processo de catálise homogênea geralmente emprega-se o hidróxido de sódio (NaOH), assim são necessárias algumas etapas de purificação, sendo a limpeza e a secagem. A limpeza é dividida em duas partes, primeiro o éster é lavado com água ácida para remover os sais e depois realiza-se uma segunda lavagem, apenas com água, para retirar as impurezas que restaram. Em seguida da limpeza, o éster segue para o processo de secagem e depois é realizado as análises de qualidade. O biodiesel, ao final destas etapas, segue para o centro de distribuição onde é incorporado ao diesel e pode ser comercializado (ANP, 2020; BIOCMBUSTÍVEIS, 2019).

Na reação de transesterificação é gerado o glicerol e seu estado bruto não apresenta grande valor comercial, deste modo, as indústrias investem na sua purificação para aumentar o valor deste produto. Após sua purificação, podem ser denominadas em loira (75 a 85% de glicerol e a sobra composta de água, sais e traços de álcool), grau farmacêutico (a glicerina loira é bidestilada e exibe mais de 99% de pureza) e grau alimentício (sem a presença de álcool) (PEITER, *et al.*, 2016).

2.3.5 Hidroesterificação

Em busca da redução de custos operacionais através da otimização dos processos de produção de biodiesel, estudos vêm sendo desenvolvidos com este intuito, buscando um método alternativo (1, 45). A reação de hidroesterificação ganha espaço nesses parâmetros, podendo empregar matérias-primas de baixa qualidade, sendo eles óleos brutos com alto índice de acidez e umidade (LEÃO, 2009; AGUIEIRAS, 2014; DE MELLO *et al.*, 2017; CÁRDENAS, 2013; POURZOLFAGHAR *et al.*, 2016).

A hidroesterificação consiste em um processo de duas etapas associadas, a etapa de hidrólise onde as moléculas de triagliceróis são hidrolisadas aos respectivos ácidos, tendo como subproduto o glicerol e a próxima etapa de esterificação onde os ácidos graxos da primeira etapa são esterificados com álcool desejado. Sua principal vantagem é aplicação de matérias-primas com qualquer umidade e teor de ácidos graxos (DE MELLO *et al.*, 2017). A hidroesterificação amplia a viabilidade da produção de biodiesel, já que 80% do custo de produção de biodiesel é devido ao custo da matéria-prima, também aumenta a pureza da glicerina (ARANDA *et al.*, 2008).

2.4 Combustão

Em sistemas que não abrangem reações químicas na sua análise reconhece-se apenas a energia interna sensível (agregado as variações de pressão e temperatura) e a energia latente (agregado as alterações de fase). É primordial levar em consideração a energia interna química quando se examina conjuntos com reações químicas. As considerações levantadas para sistemas sem reações químicas também podem ser aplicadas a sistemas com reações químicas, mas deve-se incluir a energia química ao sistema com reações (MORAN e SHAPIRO, 2018).

A combustão é estabelecida como a reação química na qual um combustível é oxidado e ocorre uma grande liberação de energia. Geralmente, o oxigênio do ar atmosférico é o agente oxidante mais empregado (comburente), onde é composto essencialmente por oxigênio, nitrogênio e argônio (MORAN e SHAPIRO, 2018). No processo de combustão sucede uma reação química, onde as ligações entre as moléculas dos reagentes são rompidas e, em sequência, os átomos e os elétrons se reorganizam para produzir produtos através da energia liberada, podendo se manifestar por reações químicas. A massa de cada elemento, durante este processo, se mantém a mesma, o que possibilita traçar equações químicas.

Nos combustíveis compostos por hidrocarbonetos, substâncias frequentemente provenientes do óleo cru através da destilação ou craqueamento, o carbono e o hidrogênio são oxidados para produzir, geralmente, dióxido de carbono e água. Em todo processo de combustão é fundamental a presença de oxigênio puro ou misturado com outros elementos. O oxigênio puro é utilizado somente em

aplicações especiais como a soldagem. Em grande parte das aplicações o ar oferece o oxigênio necessário para o processo de combustão. A formação do ar em base molar é cerca de 78% de nitrogênio, 21% de oxigênio e 1% argônio. Para fins de cálculos relacionados à combustão que envolvem o ar, o argônio é desprezado, assim é considerado na composição do ar 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio, em volume. Por consequência, para que a combustão seja completa dos elementos que constituem o combustível precisa de uma parte mínima de ar para que o mesmo oxide, que é nomeado de “ar teórico”. Com a quantidade de ar teórico, na combustão total, os produtos compreenderiam de dióxido de carbono, dióxido de enxofre, água, o nitrogênio seguido do oxigênio no ar e o nitrogênio presente no combustível. Desta forma, considerando uma combustão completa, não há oxigênio nos produtos (MORAN e SHAPIRO, 2018).

Geralmente a quantidade de ar que fornece a combustão é maior ou menor que a quantidade teórica. Se é abastecido com uma quantidade de ar menor, a combustão é considerada incompleta e ocorre a geração de hidrocarbonetos na combustão. Quando se verifica uma carência pequena de ar, provoca a união de uma pequena quantidade de carbono com oxigênio, formando monóxido de carbono, CO, em vez de dióxido de carbono, CO₂. Quando há excesso de ar, pode gerar uma pequena quantidade de CO, e esta depende do nível da mistura e de turbulência no decorrer da combustão (BORGNAKKE e SONNTAG, 2018).

Uma quantidade maior de ar admitida baixa a temperatura da chama, reduzindo a transferência de calor por radiação, diminuindo a eficiência dos equipamentos. Assim, deve ser mantido o menor valor de excesso de ar possível, preservando a exigência de combustão completa (BORGNAKKE e SONNTAG, 2018).

A mistura ar combustível pode ser queimado com mais ou menos ar do que o ar estequiométrico. Porém, nas misturas ricas não têm a quantidade de oxigênio necessária para oxidar o carbono e hidrogênio por completo. Gerando dióxido de carbono, monóxido de carbono, água e hidrogênio. A constituição dos produtos não pode ser definida a partir de um balanço dos componentes (HEYWOOD, 1988).

2.4.1 Entalpia padrão e entalpia de formação

É nomeada entalpia de formação a entalpia do elemento no estado padrão, sendo a energia absorvida ou liberada quando um elemento é constituído por outra substância, desde que os elementos se encontram em uma temperatura e pressão de referência (MORAN e SHAPIRO, 2018).

Na análise de conjuntos quimicamente reativos, a compreensão de entalpia padrão é de grande importância. Para toda espécie química pode se estabelecer uma entalpia padrão que é equivalente à soma de uma parcela que quantifica a energia relacionada às ligações químicas, denominada entalpia de formação, h_f , e outra parte relacionada unicamente à temperatura, que é a alteração de entalpia sensível, Δh_s . (TURNS, 2013) Desta forma, a Equação 19 apresenta a entalpia molar padrão da espécie química i .

$$\bar{h}_i(T) = \bar{h}_{f,i}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta\bar{h}_{s,i}(T) \quad (19)$$

sendo $\bar{h}_i(T)$ a entalpia padrão na temperatura T , $\bar{h}_{f,i}^{\circ}(T_{ref})$ a entalpia de formação no estado de referência padrão (T_{ref}, P°), $\Delta\bar{h}_{s,i}(T)$ a variação de entalpia sensível no processo de T_{ref} para T , sendo $\Delta\bar{h}_{s,i}$ a energia de mudança de estado.

$$\Delta\bar{h}_{s,i} = \bar{h}_i(T) - \bar{h}_{f,i}^{\circ}(T_{ref}) \quad (20)$$

Ainda, para aplicar a Equação 19 estabelecemos um estado de referência, sendo T_{ref} igual a 25°C (298,15 K), e a pressão de estado padrão, P_{ref} igual a 1 atm (101,325 KPa). É admitido também que as entalpias de formação são equivalentes a zero para a condição natural dos componentes na pressão e temperatura no estado de referência (TURNS, 2013).

Dessa forma, as entalpias de formação são interpretadas fisicamente como a diferença líquida entre a entalpia associada com a quebra de ligações químicas do estado de ocorrência natural dos elementos e com a formação de novas ligações para criar a substância de interesse no estado padrão de referência (TURNS, 2013).

A Tabela 4 são fornecidos alguns valores de entalpia de formação no estado de referência com temperatura padrão de 298,15 K de conjuntos de espécies químicas de grande relevância para a combustão.

Tabela 4 - Entalpia de formação a 298,15 K para alguns gases

Fórmula	Gás	Entalpia de formação $\bar{h}_{f,i}^o$ (kJ/kmol)
CO	Monóxido de carbono	-110541
CO ₂	Dióxido de carbono	-393546
H ₂	Hidrogênio	0
H	Átomo de hidrogênio	217977
OH	Hidroxila	38985
H ₂ O	Água	-241845
N ₂	Nitrogênio	0
N	Átomo de nitrogênio	472629
NO	Óxido nítrico	90297
NO ₂	Dióxido de nitrogênio	33098
O ₂	Oxigênio	0
O	Átomo de oxigênio	249197

Fonte: adaptado de Turns (2013).

2.4.2 Entalpia de combustão e poderes caloríficos

A entalpia de combustão é estabelecida como a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes, no decorrer de uma combustão completa a dada temperatura e pressão (MORAN e SHAPIRO, 2018).

$$\Delta h_R = q_{vc} = h_{prod} - h_{reag} = \overline{PCI} \quad (21)$$

As propriedades com relevância para se avaliar, termodinamicamente, são as variações de energia de um conjunto durante um processo, e não as medidas da energia em estados específicos. Assim, pode-se definir um estado de referência qualquer e estabelecer valores nulos a energia interna ou a entalpia do elemento. Quando não ocorre mudanças na composição química no processo, o estado de referência estabelecido não afeta nos resultados (ÇENGEL e BOLES, 2013)

O calor de combustão, também nomeado como poder calorífico, se equivale numericamente igual à entalpia de reação, porém com sinal oposto. O poder calorífico superior (PCS) é o calor de combustão calculado considerando que toda a água nos produtos foi condensada, assim liberando o máximo de energia (TURNS, 2013). O poder calorífico inferior (PCI), representa à circunstância onde toda a água se mantém no estado de vapor. A Tabela 5 apresenta valores de poderes caloríficos no estado padrão (25°C, 1 atm) para alguns combustíveis.

Tabela 5 - Poderes caloríficos para alguns combustíveis no estado de referência (25°C, 1 atm)

Fórmula	Combustível	PCS (kJ/kg)	PCI (kJ/kg)
CH ₄	Metano	55528	50016
C ₂ H ₂	Acetileno	49923	48225
C ₂ H ₄	Eteno	50313	47161
C ₂ H ₆	Etano	51901	47489
C ₃ H ₆	Propeno	48936	45784
C ₃ H ₈	Propano	50368	46357

Fonte: adaptado de Turns (2013).

2.4.3 Temperatura adiabática de chama

A temperatura alcançada pelos produtos quando o processo de combustão ocorre adiabaticamente, sem realizar trabalho ou com alteração de energia potencial ou cinética é nomeado temperatura adiabática de chama. Nestas condições essa temperatura refere-se a máxima temperatura que os reagentes poderiam alcançar. Essa propriedade é contida pela quantia de ar em excesso que é aplicada (MORAN e SHAPIRO, 2018).

É definido duas temperaturas de chamas adiabáticas, uma para combustão à volume constante e outra para a combustão à pressão constante (TURNS, 2013). Para uma mistura combustível-ar que queima adiabaticamente à pressão constante, no primeiro estado a entalpia padrão dos reagentes é igual a entalpia padrão dos produtos no último estado ($T = T_{ad}, P = 1 atm$).

A Tabela 6 mostra valores de temperatura de chama adiabática para alguns combustíveis.

Tabela 6 - Temperatura de chama adiabática à pressão constante (1 atm)

Fórmula	Combustível	T_{ad} (K)
CH ₄	Metano	2226
C ₂ H ₂	Acetileno	2539
C ₂ H ₄	Eteno	2369
C ₂ H ₆	Etano	2259
C ₃ H ₆	Propeno	2334
C ₃ H ₈	Propano	2267

Fonte: Turns (2013).

2.5 Motores de combustão interna e suas classificações

Uma máquina térmica que converte energia térmica em energia mecânica útil é nomeada motor de combustão interna, referindo-se a energia térmica oriunda da combustão de uma mistura de comburente e combustível. Geralmente o comburente é o ar em grande parte das máquinas (MARTINS, 2016).

Podem ser divididos em duas categorias os motores térmicos, motores de combustão externa e motores de combustão interna. Motores de combustão externa são aqueles onde os produtos da combustão da mistura ar-combustível emitem calor para outro fluido que será responsável para gerar trabalho. Nos motores de combustão interna o responsável pela geração de trabalho são os produtos da combustão, com isto é possível implementar simplificações na máquina, como a ausência de trocadores de calor no conjunto para realizar a troca de calor com o fluido de trabalho. Desta forma motores de combustão interna podem ter um rendimento maior, simplicidade mecânica e redução no seu tamanho e peso, o que proporcionou uma utilização maior destes que foi substituindo os motores à vapor. A aplicação de maior sucesso dos motores de combustão interna foi nos meios de transportes (OBERT, 1971; TAYLOR, 1988).

Os motores também podem ser classificados em rotativos e alternativos. Os motores alternativos de combustão interna transformam a mobilidade linear dos pistões em mobilidade rotativa da árvore de manivelas, a sua principal desvantagem é a vibração. Já o motor rotativo de combustão interna não possui elementos que

executam movimento linear, assim apresentam níveis de vibrações inferiores (HEYWOOD, 1988).

Focando nos motores alternativos de combustão interna, os mesmos podem ser divididos entre motores de ignição por compressão ou motores de ignição por centelha.

Nos motores de ignição por centelha, também nomeados de motores de ciclo Otto, a combustão da mistura ar/combustível acontece através de uma centelha após a compressão da mistura no cilindro, na combustão nos motores de ciclo Diesel acontece pela autoignição do combustível, onde o combustível é injetado e misturado com o ar aquecido pela compressão no interior do cilindro. Assim os motores de ciclo Diesel também são nomeados como motores de ignição por compressão (NEVERS, 1995; HANSEN, 2008).

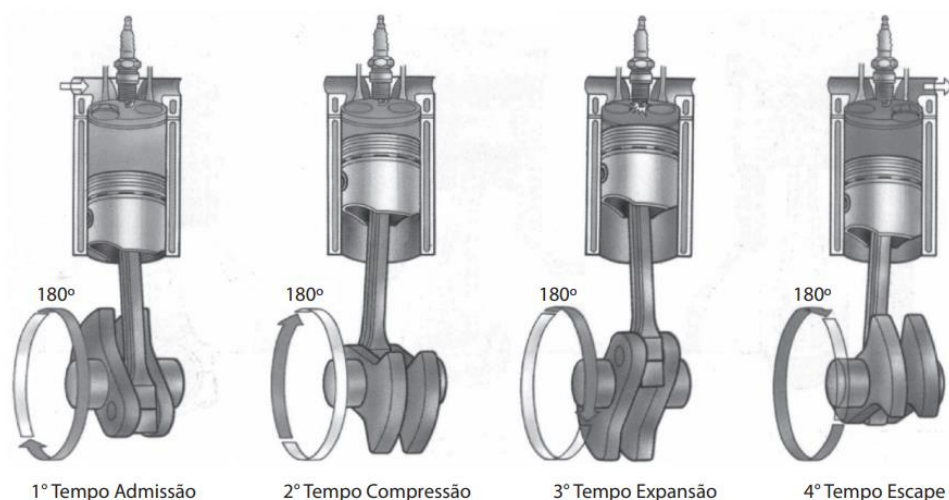
Os motores Diesel são mais robustos que os motores de ciclo Otto, e são empregados em atividades que necessitam de um alto valor de torque (HANSEN, 2008). Por trabalharem com temperaturas e pressões mais altas também dispõem de um rendimento térmico maior, além de durabilidade superior, consumo menor e utilização de combustível de mistura preferível em relação gasolina, trabalhando com excesso de ar e colaborando para uma queima do combustível mais completa. Em contrapartida esse tipo de motor é mais caro, mais pesado e produz níveis elevados de ruído (BEHAR, 1978).

2.6 Motor de ignição por compressão

De acordo com Lora e Nascimento (2004), motores do ciclo diesel são equipamentos térmicos alternativos nas quais a energia química do combustível, no caso óleo diesel, é convertido em trabalho mecânico de rotação. O composto gasoso proveniente dos produtos de combustão do óleo diesel é o próprio fluido de trabalho.

O motor pode ser de dois ou quatro tempos de acordo com o número de fases fundamentais para o cilindro concluir um ciclo mecânico no motor. O ciclo de quatro tempos é formado pelas seguintes fases, admissão, compressão expansão e exaustão (Figura 3).

Figura 3 – Motor de ignição por compressão 4 tempos.



Fonte: Brunetti (2012).

Admissão: nesta etapa o pistão desce do ponto morto superior no cilindro até atingir o ponto morto inferior. Neste deslocamento acontece a admissão do ar dentro do cilindro pela válvula de admissão (OBERT, 1971). A alteração da potência é obtida pela variação do volume de combustível inserido, de acordo com a aceleração, já que o volume de ar aspirado é constante (VARELLA e SANTOS, 2010).

Compressão: a próxima etapa que sucede é a compressão do ar admitido anteriormente, com o movimento do pistão de modo ascendente, fazendo com que o ar atinja uma temperatura acima da temperatura de ignição do combustível. Nesta fase se encontram fechadas as válvulas de admissão e de descarga. Segundo Heywood (1988) cerca de 23° antes do pistão alcançar o ponto morto superior é injetado o jato de combustível, finamente atomizado, a alta pressão e velocidade. Este é um valor médio para os motores de ignição por compressão, pois os motores atuais podem exibir valores distintos para o ângulo de injeção.

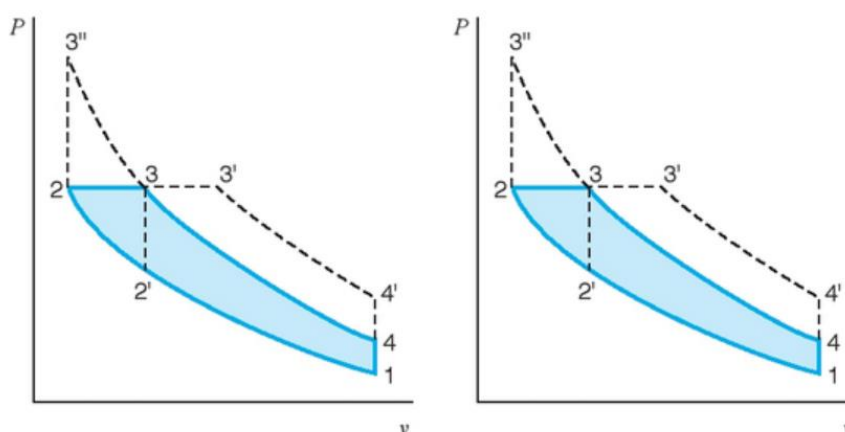
Expansão: logo que a compressão atinge o ponto máximo o combustível é injetado como névoa propiciando a mistura ar/combustível. As válvulas permanecem fechadas e conforme o combustível é injetado acontece a sua queima, elevando a temperatura e pressão no interior do cilindro, realizando-se a expansão dos gases, que impulsionam o pistão novamente ao ponto morto inferior. Antes de atingir o ponto morto inferior, é aberta a válvula de expansão, iniciando o processo de exaustão dos

gases que se encontram em temperatura e pressão mais elevadas que o ar atmosférico. Desta forma o trabalho nomeado de trabalho de bombeamento do motor, melhorando seu funcionamento. De acordo com Heywood (1988) o valor de $35,5^\circ$ de abertura da válvula antes do ponto morto inferior é o valor típico para motores de ignição por compressão.

Exaustão: o pistão retorna ao ponto morto superior, dispersando os gases resultantes da combustão e encerrando o ciclo. Após o término do ciclo mecânico de trabalho, o mesmo retorna à etapa de admissão, reiniciando o ciclo.

Na comparação entre dois motores que possuam a mesma cilindrada, aquele que possuir a maior pressão média efetiva, será o que apresentará maior potência.

Figura 4 – Ciclo padrão a ar Diesel ideal.



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2018).

O ciclo acima corresponde ao ciclo mecânico (real) do motor, os processos pelos quais os gases passam num ciclo completo analisados termodinamicamente são mais complexos, mesmo que os motores de combustão interna atuem em um ciclo mecânico, e não termodinâmico, para o estudo termodinâmico do mesmo, é adotado um ciclo padrão de ar elaborado para cada equipamento térmico. A Figura 4 ilustra os quatro processos termodinâmicos internamente reversíveis para um motor de ignição por compressão de 4 tempos. Assume-se que o fluido de trabalho é exclusivamente ar comportando-se como gás-ideal deslocando-se em um circuito fechado (HEYWOOD, 1988; ÇENGEL e BOLES, 2013).

No ciclo Diesel o calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante, este processo equivale à injeção e queima do combustível no motor Diesel real. No ciclo padrão a ar o gás expande durante a transferência de calor, assim este processo deve ser apenas suficiente para manter a pressão constante. No estado 3 se encerra a transferência de calor e ocorre uma expansão isotrópica do gás (processo 3 – 4) até que o pistão chegue ao ponto morto inferior. No ponto morto inferior ocorre a rejeição de calor a volume constante (BORGNAKKE e SONNTAG, 2018). Essa rejeição representa os processos de admissão e de escapamento do motor real

As diferenças mais notáveis do ciclo real em comparação ao ciclo ideal são que o processo de compressão e expansão não são isentrópicos nem adiabáticos, a combustão não se dá de forma instantânea e com pressão constante, o ciclo não é fechado (o cilindro recebe ar, recebe combustível, ocorre a combustão, a mistura é excluída e o procedimento se reinicia com nova entrada e saída de fluidos), o fluido possui composição química variável e o fluido admitido não é somente o ar, entre outros (GIACOSA, 1964; HEYWOOD, 1988; STONE, 1995; ÇENGEL e BOLES; 2013).

Os processos mecânicos e térmicos que mais influenciam nas perdas são apresentados a seguir mais detalhadamente (GIACOSA, 1964; HEYWOOD, 1988; STONE, 1995; ÇENGEL e BOLES, 2013).

Transferência de calor: um processo irreversível é definido pela termodinâmica como a troca de calor entre dois corpos em um determinado tempo, que reduz a eficiência do processo. Isto ocorre no motor a todo instante.

Exaustão dos gases: o motor deverá consumir parte da energia para retirar os gases de exaustão cilindro. Ocorre também perdas pelos gases de exaustão que levarão uma porcentagem da energia em forma de calor.

Perdas mecânicas: ocorre atrito entre os componentes internos do motor que produz calor, torna o processo irreversível, etc. Os gases também passam pelas folgas entre os componentes. Estes gases diminuem a massa e a pressão do interior do cilindro e são resfriados pelo conjunto de refrigeração, o que também reduz a eficiência do processo.

3 MATERIAL E MÉTODOS

O estudo de caráter experimental foi realizado no Laboratório de Gaseificação de Biomassa e Microgeração de Eletricidade, localizado na Universidade Estadual do Oeste do Paraná - UNIOESTE, localizado na cidade de Cascavel - PR (latitude 2°59'20.8"S e longitude 53°26'58.8"W).

Os materiais utilizados neste trabalho foram os combustíveis óleo diesel e biodiesel e o conjunto motor gerador modelo BD-4000 da Branco Motores. Os combustíveis analisados nos ensaios foram nas seguintes proporções volumétricas entre óleo diesel com biodiesel de óleo de canola: 10% (B10), 15% (B15), 30% (B30) e 100% (B100).

A metodologia foi subdividida em tópicos para possibilitar um melhor entendimento das etapas realizadas para alcançar o objetivo deste trabalho.

3.1 Combustíveis e misturas

O diesel (S10) foi adquirido em comércio local que é comercializado pela distribuidora Estrada, este combustível apresenta densidade de 834,2 kg/m³ a 20°C e viscosidade de 2,0-4,5 cSt a 40°C (ESTRADA DISTRIBUIDORA, 2013). O biodiesel foi fornecido por alunos do programa de pós graduação em Engenharia de Energia na Agricultura, o mesmo foi produzido a partir do óleo de canola pelo método de transesterificação e desenvolvido no laboratório do CDTER – Centro de Desenvolvimento de Difusão Tecnológico de Energia Renovável – Unioeste, em parceria com a FUNDETEC -Fundação para o Desenvolvimento Científico e Tecnológico em Cascavel -PR. O biodiesel passou pelo processo de lavagem e secagem. Realizou-se a caracterização do combustível através da determinação de sua densidade e sua viscosidade. De acordo com Lôbo, Ferreira e Cruz (2009) estas propriedades do fluido estão relacionadas com as estruturas moleculares dos alquil ésteres presentes, portanto, podem ser utilizadas para análise e reconhecimento da qualidade do biodiesel.

3.1.1 Determinação da densidade do biodiesel a 20°C

O ensaio para determinar a densidade do biodiesel foi conduzido conforme a norma NBR 14065: Destilados de petróleo e óleos viscosos – Determinação da massa específica e da densidade relativa pelo densímetro digital (ABNT, 2013).

Obteve-se a densidade do biodiesel através do método do picnômetro. Este método consiste em pesar o picnômetro vazio, completar o mesmo com água destilada, realizar-se outra aferição do peso e, após, retirar a água destilada, preencher o picnômetro com o biodiesel e aferir novamente o peso. A partir da relação das massas e volumes descobertos, encontrou-se a densidade do biodiesel em relação à água. Segundo Borgnakke e Sonntag (2018), a densidade da água a 20°C é de 1002 kg/m³. A densidade foi encontrada a partir da Equação 22, onde m corresponde a massa e V corresponde ao volume do picnômetro.

$$D = \frac{m}{v_{pic}} \quad (22)$$

3.1.2 Determinação da viscosidade do biodiesel a 40°C

A determinação da viscosidade do biodiesel foi feita conforme a NBR 10441: Produtos de petróleo – Líquidos transparentes e opacos – Determinação da viscosidade cinemática e cálculo da viscosidade dinâmica (ABNT, 2014). A viscosidade cinemática do biodiesel foi medida a partir de um viscosímetro capilar Cannon-Fenske. No ensaio o combustível foi mantido imerso na água a 40°C, registrou-se com um cronômetro o tempo de escoamento do combustível, do menisco superior ao menisco inferior, realizou-se o ensaio duas vezes e o valor empregado para o cálculo foi a média entre elas. Obteve-se a viscosidade cinemática (mm²/s) a partir da Equação 23.

$$\nu = C \cdot t \quad (23)$$

C corresponde a constante de calibração do viscosímetro, sendo 0,008 mm²/s, e t é tempo de escoamento do combustível (s).

3.2 Conjunto motor gerador

Já o conjunto motor gerador trata-se de um sistema eletromecânico ciclo diesel, monocilíndrico, refrigerado a ar, quatro tempos, da marca Branco, modelo BD-4000. A Figura 5 ilustra o motor. O conjunto possui potência máxima de 3,3 kVA com partida manual. As especificações técnicas do motor e do gerador elétrico são apresentadas na Tabela 7.

Figura 5 – Motor gerador.



Fonte: Branco (2020).

Tabela 7 – Especificações técnicas do motor e do conjunto motor gerador

Motor		Gerador	
Potência máxima	7 Hp, 3600 rpm	Frequência	60 Hz
Combustível	Diesel	Potência máxima	3,3 kVA
Capacidade do tanque	11 L	Potência nominal	3 kVA
Motor	7 cv	Tensão	220 V

Fonte: Branco, 2020.

3.3 Ensaio do conjunto gerador

No ensaio, submeteu-se o grupo gerador a cinco cargas resistivas diferentes com os seguintes valores 500 W, 1000 W, 1500 W, 2000 W e 2500 W, não foi avaliado o motor a 3000 W pela alta taxa de emissão de poluentes que podem danificar o

analisador de gases. Inicialmente o grupo gerador operou por 20 minutos com óleo diesel para garantir que o grupo atingisse a temperatura de trabalho.

Para cada carga ensaiada coletou-se os dados num intervalo de 3 minutos e aguardou-se o tempo de 60 segundos entre um ensaio e outro para assegurar a estabilização do grupo gerador. Empregou-se um cronômetro para medir os tempos de coleta de dados.

Para simular tais cargas, utilizou-se um banco de cargas resistivas constituído por oito resistências, sendo uma de 250 W, duas de 500 W, duas de 1000 W e três de 2000 W, com tensão de alimentação de 220 V em corrente alternada. O equipamento apresenta um quadro de comando que possibilita o correto controle da potência requerida, permitindo o acionamento exclusivo de cada carga resistiva.

Utilizou-se cinco diferentes misturas de combustível líquido com as blendas B0 (diesel puro), B10 (10% de biodiesel e 90% de diesel), B20 (20% de biodiesel e 80% de diesel), B30 (30% de biodiesel e 70% de diesel) e B100 (biodiesel puro). Realizou-se quatro ensaios para cada blenda de combustível com a sua respectiva carga definida, totalizando 25 ensaios.

Para medir o consumo volumétrico de combustível durante o intervalo de tempo do ensaio foi utilizado uma proveta plástica graduada em mL. As vazões mássicas dos combustíveis foram encontradas a partir da multiplicação do volume consumido pela densidade do combustível, obtida a partir do ensaio descrito anteriormente, e dividindo este produto pelo tempo de duração do ensaio.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{v_{comb} \cdot D}{t} \quad (24)$$

Para alguns cálculos empregou-se a vazão molar dos combustíveis, sendo obtido a partir da Equação 25.

$$\dot{n}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot MW_{comb} \quad (25)$$

Não foi possível realizar a medição da vazão mássica, velocidade e temperatura do ar de admissão no motor, para fins de cálculos foi considerado o seu valor correspondente para uma mistura estequiométrica.

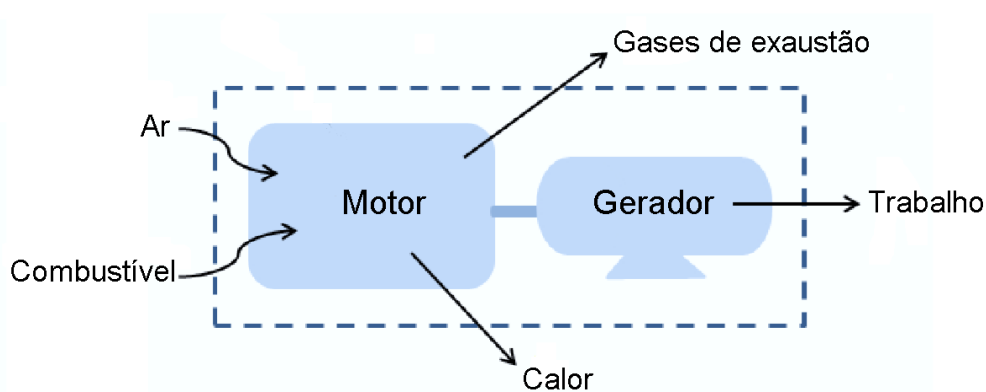
Para verificar a temperatura dos gases de exaustão, utilizou-se um analisador de gases da marca Bacharach modelo PCA®3.

3.4 Análise Termodinâmica

Estudou-se o comportamento termodinâmico do conjunto motor-gerador de acordo com a primeira e segunda lei da termodinâmica, considerando que o estado de referência é de 25°C (298,15 K) e 1 atm (101325 Pa). Os cálculos foram realizados com base no volume de controle ilustrado na Figura 6, tendo em conta as seguintes considerações

- Sistema aberto em regime permanente;
- Energia cinética e energia potencial desprezíveis;
- Ar e gases de exaustão como gases ideais;
- Não será fornecido nenhum trabalho e nenhuma energia em forma de transferência de calor para o volume de controle.

Figura 6 – Volume de controle definido para o grupo motor-gerador.



Fonte: Autor (2020).

Jannatkhah, Najafi e Ghaebi (2019) exibem algumas propriedades físico-químicas do diesel e biodiesel abordados neste estudo, como mostra a Tabela 8. Neste estudo empregou-se o poder calorífico inferior, a fórmula química e a massa molecular do diesel e do biodiesel dispostos na tabela abaixo para os cálculos.

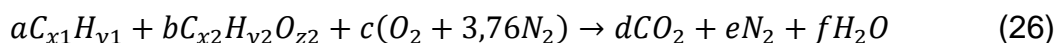
Tabela 8 – Propriedades físico-químicas do diesel e do biodiesel de óleo de canola

Propriedades	Diesel	Biodiesel
Fórmula	C _{14,09} H _{24,78}	C _{18,29} H _{34,08} O ₂
Massa molecular média (kg/kmol)	194,2	285,59
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	42640	37381,96
Entalpia de formação (kJ/kmol)	-260159	-514095,29
Exergia química (kJ/kmol)	8823042,58	927080,424

Fonte: Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019).

3.4.1 Reação de combustão

Considerou-se que a composição do ar é igual a 21% de oxigênio (O₂) e 79% de nitrogênio (N₂). Assim, para cada 1 kmol de oxigênio há 3,76 kmols de nitrogênio. As espécies químicas consideradas nos gases de exaustão são CO₂, H₂O e N₂. A reação de combustão completa para uma mistura estequiométrica é demonstrada na Equação 26, sendo $aC_{x1}H_{y1}$ é a representação de um kmol de diesel, $bC_{x2}H_{y2}O_{z2}$ é a representação de um kmol de biodiesel.



Desde que a fórmula química do combustível é conhecida e aplicando o balanço de massa de cada componente na reação, os coeficientes desconhecidos podem ser calculados. A Tabela 9 apresenta os coeficientes estequiométricos para cada mistura de combustível ensaiada.

Tabela 9 – Coeficientes da reação de combustão com mistura e estequiométrica com combustão completa

	B0	B10	B20	B30	B100
a	1	0,9	0,8	0,7	0
b	0	0,1	0,2	0,3	1
c	20,285	20,8375	21,39	21,9425	25,81
d	14,09	14,51	14,93	15,35	18,29

<i>e</i>	76,2716	78,349	80,4264	82,5038	97,0456
<i>f</i>	12,39	12,855	13,32	13,785	17,04

Fonte: Autor (2021).

3.4.2 Balanço energético

A Equação 27 representa o balanço da primeira lei da termodinâmica em base de 1 kmol de combustível para o volume de controle estabelecido.

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{n}_{comb}} - \frac{\dot{W}_s}{\dot{n}_{comb}} = \bar{h}_{ge} - \bar{h}_{comb} - \bar{h}_{ar} \quad (27)$$

Sendo \dot{Q}_a a taxa de troca de calor (kW), \dot{W}_s a potência efetiva do motor (kW), \dot{n}_{comb} a vazão molar do combustível (kmol/s), \bar{h}_{ge} a entalpia dos gases de exaustão (kJ/kmol combustível), \bar{h}_{comb} entalpia do combustível (kJ/kmol combustível) e \bar{h}_{ar} a entalpia do ar (kJ/kmol combustível). Considerou-se que as condições do dia dos ensaios foram realizadas em condições semelhantes ao do estado de referência estabelecido, desta forma, pode-se desprezar a energia presente no ar admitido.

A entalpia absoluta é definida como a entalpia de formação somado a entalpia sensível. No caso da entalpia absoluta do combustível é demonstrada pela Equação 28.

$$\bar{h}_{comb}(T) = \bar{h}_{f,comb}^o(T_{ref}) + \Delta\bar{h}_{s,comb}(T) \quad (28)$$

Onde $\Delta\bar{h}_{s,comb}(T)$ é variação de entalpia sensível do combustível e $\bar{h}_{f,comb}^o$ a entalpia de formação do combustível expressa (kJ/kmol) na temperatura de referência T_{ref} . Considerou-se que o combustível é admitido no volume de controle em condição igual ou muito próxima a condição do estado de referência, desta forma a variação de entalpia sensível do combustível é nula. As propriedades termodinâmicas necessárias para os cálculos foram obtidas a partir das tabelas termodinâmicas dispostas por Turns (2013).

Para o cálculo da entalpia de formação do combustível considerou-se a definição do poder calorífico e da reação estequiométrica de combustão.

Considerando o PCI como a energia líquida disponível na condição estequiométrica com os reagentes e produtos na condição de referência, tem-se:

$$\overline{PCI} = d(\bar{h}_f^0)_{CO_2} + f(\bar{h}_f^0)_{H_2O(g)} + e(\bar{h}_f^0)_{N_2} - (\bar{h}_f^0)_{comb} - c(\bar{h}_f^0)_{O_2} - 3,76c(\bar{h}_f^0)_{N_2} \quad (29)$$

Onde \bar{h}_{f,CO_2}^0 , \bar{h}_{f,H_2O}^0 , \bar{h}_{f,N_2}^0 , \bar{h}_{f,O_2}^0 , são as entalpias de formação no estado de referência das espécies CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 , respectivamente, dispostos na Tabela 4. Deste modo, a partir da Equação 29 calculou-se a entalpia de formação do combustível no estado de referência.

Com a consideração do ar e dos gases de exaustão como mistura de gases ideais, o cálculo para as entalpias \bar{h}_{ge} e \bar{h}_{ar} foram realizados a partir da Equação 30, expressa em kJ de combustível.

$$\bar{h}_m = \sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_i \quad (30)$$

Sendo n_i o número de kmol da espécie i por kmol de combustível e \bar{h}_i a entalpia absoluta da espécie i (kJ/kmol de espécie i).

Calculou-se a energia perdida nos gases de exaustão (kW) a partir da Equação 31.

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{n}_{comb} \overline{PCI} - \dot{W}_s - \dot{Q}_a \quad (31)$$

A eficiência energética foi calculada de acordo com a Equação 32.

$$\eta = \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}_{comb} \overline{PCI}} \quad (32)$$

O consumo específico de combustível é um recurso utilizado para avaliar o desempenho do motor, ele é dado pela Equação 33.

$$CSE = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_s} \quad (33)$$

3.4.3 Balanço exergetico

O balanço da segunda lei da termodinâmica ou o balanço de exergia para o volume de controle estabelecido em base a 1 kmol de combustível é expressa conforme a Equação 34.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_a - \dot{W}_s + \dot{n}_{comb} \bar{e}_{comb} - \dot{n}_{comb} \bar{e}_{ge} - \dot{E}_D = 0 \quad (34)$$

Onde \bar{e}_{comb} e \bar{e}_{ge} são as exergias de escoamento do combustível e dos gases de exaustão respectivamente dado em kJ/kmol de combustível, \dot{E}_D é a taxa de destruição de exergia em (kW) e T_i a temperatura na saída da fronteira do volume de controle sendo a temperatura dos gases de exaustão.

Como abordado anteriormente as energias potencial e cinética foram desprezadas, assim a exergia total é a soma entre a exergia química e a exergia física de cada fluido. Como foi considerado que os ensaios foram realizados em condições semelhantes ao do estado de referência estabelecido a exergia química e física do ar e a exergia física do combustível no balanço de energia podem ser desconsiderados, como demonstrado por Canakci e Hosoz (2006). A exergia química do combustível é expressa pela Equação 35 (KOTAS, 2013).

$$\bar{e}_{comb}^{ch} = PCI \left(1,0374 + 0,01594 \frac{h}{c} + 0,0567 \frac{o}{c}\right) \quad (35)$$

A exergia específica dos gases de exaustão é a soma da exergia física específica mais a exergia química específica de uma mistura gasosa. A Equação 36 exhibe a exergia física específica para os gases de exaustão expressa em kJ/kmol (MORAN e SHAPIRO, 2018).

$$\bar{e}_{ge}^{th} = \sum_{i=1}^N n_i \left\{ \bar{h}_{i(T)} - \bar{h}_{o,i} - T_{ref} \left[\bar{s}_{(T,pre),i} - \bar{s}_{o,i} - \bar{R} \ln y_i \right] \right\} \quad (36)$$

Onde $\bar{h}_{i(T)}$ e $\bar{h}_{o,i}$ são às entalpias da espécie i nas temperaturas T e T_{ref} dada em kJ/kmol, $\bar{s}_{(T,pre),i}$ e $\bar{s}_{o,i}$ correspondem às entropias da espécie i nas condições de

(T, p_{ref}) e (T_{ref}, p_{ref}) em kJ/kmol.K, \bar{R} representa a constante universal dos gases (8,314 kJ/kmol.K) e y_i e a fração molar da espécie i na mistura gasosa.

Calculou-se a exergia química específica dos gases de exaustão dada em kJ/kmol de combustível a partir da Equação 37.

$$\bar{e}_{ge}^{ch} = \bar{R}T_{ref} \sum_{i=1}^N n_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^e} \right) \quad (37)$$

Onde y_i é a fração molar da espécie i na condição real de (T, p) e y_i^e a fração molar de referência de cada espécie i segundo Szargut, Morris e Steward (1988), conforme mostrado na Tabela 10.

Tabela 10 – Frações molares de referência.

Espécie química	Fração molar (y_i^e)
N ₂	0,76307
O ₂	0,205317
H ₂ O	0,022153
CO ₂	0,000337
Ar	0,009123

Fonte: Szargut, Morris e Steward (1988).

A eficiência de segunda lei da termodinâmica ou eficiência exergética é um indicativo da exergia aproveitada em reação à exergia que entrou no sistema. Conforme foi apresentado na Equação 17, a eficiência do motor é expressa como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{w}_s}{\dot{n}_{comb} \bar{e}_{comb}} \quad (38)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Análise físico-química do biodiesel

As qualidades do biodiesel de canola foram avaliadas através da densidade e da viscosidade. A densidade do biodiesel está dentro do estabelecido pela norma, sendo de 850 a 900 kg/m³. A viscosidade cinemática do biodiesel se encontra dentro do especificado pela norma, correspondendo a faixa de 3,0 a 6,0 mm²/s. A Tabela 11 apresenta as propriedades do biodiesel de canola encontradas no ensaio.

Tabela 11 – Propriedades físico-químicas do combustível

	Densidade (kg/m ³)	Viscosidade cinemática (mm ² /s)
Biodiesel	872,3105	4,032

Fonte: Autor (2021).

4.2 Avaliação dos dados obtidos nos ensaios

Os dados coletados durante o ensaio, sendo eles a temperatura da saída do sistema, correspondendo a temperatura dos gases de exaustão, o volume consumido e a vazão mássica são exibidos na Tabela 12.

Podemos observar que a faixa de temperatura medida na saída dos gases de exaustão não teve grande variação quando comparado para as diferentes misturas na mesma carga, à medida que havia aumento da carga a temperatura aumentava simultaneamente. A temperatura dos gases de exaustão para o B0 aumentou em 19% de 500 W para 2500 W, do B10 aumentou em 23%, B20 aumentou em 20,13%, para B30 aumentou em 20,92% e para B100 aumentou em 17,66%. A temperatura mais baixa e a mais alta registradas foram para a mistura de B10, sendo 355 K com carga de 500 W e de 461 K com carga de 2500 W.

Tabela 12 – Dados obtidos no ensaio para cada mistura e potência respectiva

Mistura	Potência (W)	T_{ge} (K)	V_{comb} (m^3)	\dot{m}_{comb} (kg/s)
B0	500	358	0,000035	0,00016
	1000	371	0,00004	0,00019
	1500	387	0,00005	0,00023
	2000	415	0,00006	0,00028
	2500	442	0,000075	0,00035
B10	500	355	0,00003	0,00014
	1000	371	0,00004	0,00019
	1500	387	0,000055	0,00026
	2000	423	0,00006	0,00028
	2500	461	0,000075	0,00035
B20	500	357	0,000025	0,00012
	1000	373	0,000045	0,00021
	1500	389	0,00005	0,00023
	2000	424	0,00006	0,00028
	2500	447	0,000075	0,00035
B30	500	359	0,000035	0,00016
	1000	374	0,00004	0,00019
	1500	391	0,000045	0,00021
	2000	422	0,00006	0,00028
	2500	454	0,000075	0,00035
B100	500	359	0,000035	0,00017
	1000	371	0,00004	0,00019
	1500	382	0,000055	0,00027
	2000	413	0,00006	0,00028
	2500	436	0,000075	0,00035

Fonte: Autor (2021).

Conforme se aumentava a potência do grupo gerador, a vazão de combustível crescia conseqüentemente, o aumento foi de 53,33% para as misturas de B0, B30 e B100, de 60% para a mistura de B10 e de 66,67% para a mistura de B20.

Para a carga de 500 W a menor vazão foi para a mistura de B20, sendo de 0,00012 kg/s e a maior para a mistura de B100, correspondendo a 0,00017 kg/s. Na carga de 1000 W as vazões para as misturas de B0, B10, B30 e B100 são iguais, sendo 0,00019 kg/s, e a maior foi para a mistura de B20, com uma vazão de 0,00021 kg/s. Para a carga de 1500 W a mistura de B30 apresentou a menor vazão, com 0,00021 kg/s e a maior vazão foi observada para a mistura de B100, com 0,00027 kg/s. Nota-se que para as potências de 2000 e 2500 W para todas as misturas as

vazões permaneceram constantes, correspondendo a 0,00028 e 0,00035 kg/s, respectivamente.

Para a carga de 500 W as misturas de B10 e B20 apresentam uma vazão divergente das demais, este comportamento divergente dos demais não pode ser verificado por não ter sido realizados repetições dos ensaios.

4.3 Análise energética

No presente estudo, as reações de combustão analisadas do diesel e do biodiesel foram reações completas e estequiométricas. As propriedades termodinâmicas empregadas para os cálculos deste estudo estão dispostos no Apêndice A e os resultados obtidos através do balanço de energia encontram-se no Apêndice B.

Os valores encontrados para entalpia de formação é de -260834,69 kJ/kmol para o diesel e -643081 kJ/kmol para o biodiesel. Esses resultados demonstraram ser próximos aos calculados por Jannatkhah, Najafi e Ghaebi (2019), que dentre os combustíveis ensaiados também avaliaram misturas entre combustível óleo diesel e o biodiesel de óleo de canola. Para as misturas de B10, B20 e B30 foram encontrados os valores de entalpia de formação de -255811 kJ/kmol, -260399 kJ/kmol e -274597 kJ/kmol, respectivamente.

4.3.1 Consumo específico de combustível

A Figura 7 exibe o consumo específico de combustível (CSE) em g/kW. Observa-se que este dado tende a diminuir conforme se aumenta a carga, o mesmo ocorreu nos trabalhos de Yamin, Sheet e Hdaib (2018) e Karthickeyan (2019). Ao comparar o primeiro ponto de carga ao último para a mistura de B0 houve uma redução de 57,15%, de 50% para B10, de 40% para B20 e de 57,16% para B30 e B100.

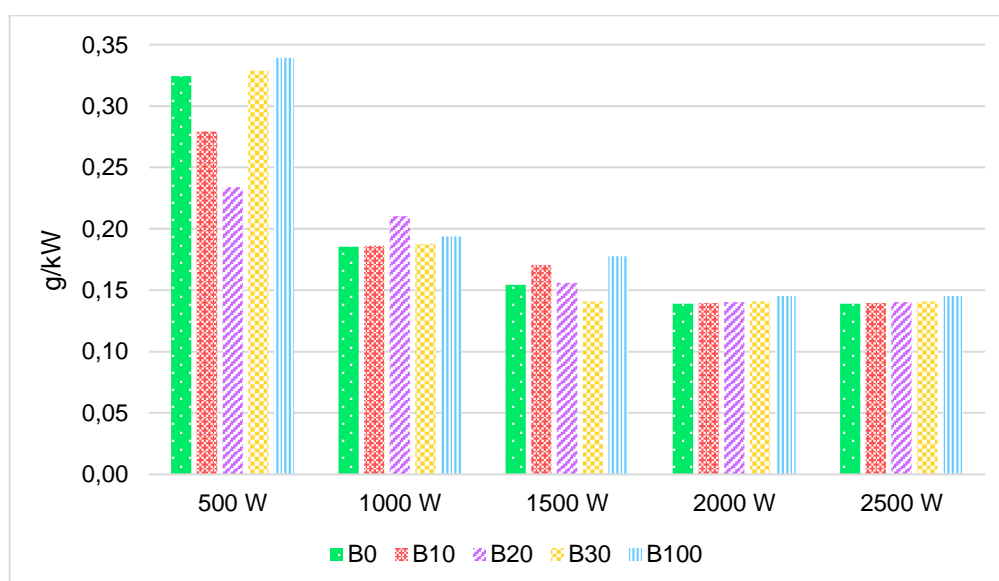
O maior consumo específico de combustível foi para a mistura de B100 com carga de 500 W, com 0,3392 g/kW. Observa-se que esta mistura apresentou os

maiores valores de consumo, com exceção para a carga de 1000 W onde a mistura de B20 exibiu maior valor calculado, sendo 0,2105 g/kW.

O ponto que demonstrou menor consumo específico de combustível foi para a mistura de B0 com carga de 2000 e 2500 W, correspondendo ao valor de 0,1390 g/kW para ambos. Os pontos de menor consumo específico de combustível variou para cada faixa de carga aplicada, para 500 W a mistura que demonstrou o menor consumo foi B20 com 0,2338 g/kW.

Para a carga de 1000 W as misturas de B0, B10 e B30 demonstraram valores bem próximos, sendo que de B0 para B10 o consumo aumentou em 0,45% e de B0 para B30 esse aumento foi de 1,35%. A mistura de B30 alcançou menor valor para as cargas de 1500 W, 2000 W e 2500 W, sendo que os três apresentaram um consumo específico de 0,1409 g/kW. Na faixa de 2000 e 2500 W observou-se que o consumo específico de combustível variou bem pouco, sendo 4,4% a maior variação.

Figura 7 – Consumo específico de combustível para combustíveis ensaiados.



Fonte: Autor (2021).

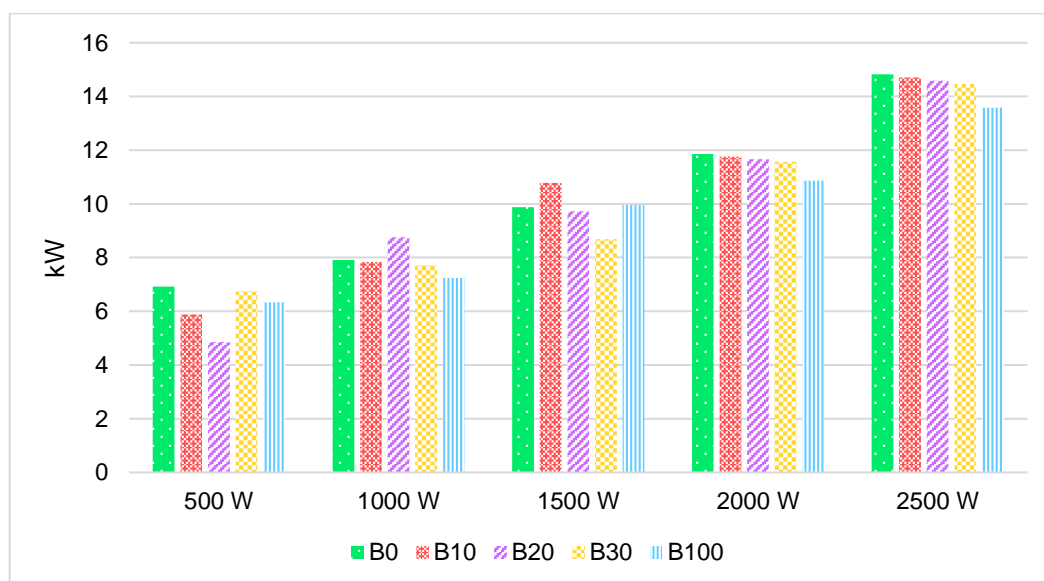
No trabalho de Oliveira (2018) o maior ponto de consumo também foi para a menor potência com a maior porcentagem de biodiesel na mistura, e o menor consumo específico para a maior potência com diesel puro.

4.3.2 Energia do Combustível

A energia do combustível ($\dot{n}_{comb} \overline{PCI}$) fornecida ao motor de acordo com diferentes pontos de carga estabelecidos é exibido na Figura 8. Nota-se que à medida que se aumentava a carga a energia do combustível também aumenta. A energia do combustível da primeira carga para a última carga aumentou em 53,34% para B0, em 60% para B10, em 66,67% para B20, em 53,33% para B30 e B100.

Nos trabalhos de Oliveira (2018) e Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019) a energia do combustível para o diesel puro foi maior que para os testes com mistura de biodiesel. Neste estudo chegou-se a resultados semelhantes, os pontos onde as misturas de B0 não alcançaram o maior valor de energia de combustível e o B100 não alcançou o menor valor de energia do combustível é devido a vazão de combustível no momento do ensaio.

Figura 8 – Energia do combustível para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

Para as cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W a maior energia do combustível foi para a mistura de B0 com 6,92 kW, 11,86 kW e 14,82 kW, respectivamente, tendo o mesmo comportamento exibido pelos trabalhos de Oliveira (2018) e Najafi e Ghaebi (2019). Para a carga de 1000 W a maior energia de combustível foi para a mistura de

B20, com 8,75 kW e para carga de 1500 W foi a mistura de B10 com 10,78 kW, isto se deve por ambas as misturas apresentarem uma vazão maior que as outras misturas durante o ensaio na respectiva carga.

Para as cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W a menor energia de combustível foi para a mistura de B100, com 7,25 kW, 10,87 kW e 13,59 kW respectivamente, como apresentado pelos estudos de Oliveira (2018), Karthickeyan (2019) e Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019). Para a carga de 500 W a menor energia do combustível foi de 4,86 kW para a mistura de B20 e para a carga de 1500 W foi de 8,68 kW para a mistura de B30, chegou-se a este resultado devido a vazão de combustível neste ponto ser menor que para as outras misturas na mesma carga ensaiada.

Observou-se que para a faixa de 2000 W e 2500 W para as misturas de B0, B10, B20 e B30 as energias do combustível não tiveram grande variação, para a faixa de 2000 W a maior variação de valor foi de 2,36% e para a carga de 2500 W foi de 2,44%.

4.3.3 Eficiência térmica

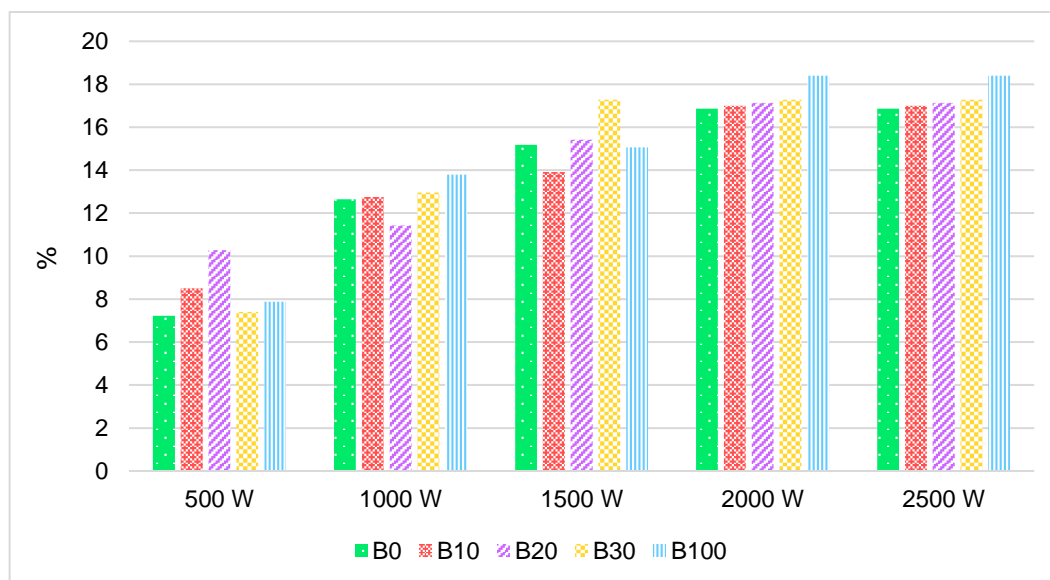
Na Figura 9 são mostradas as eficiências térmicas dos combustíveis testados. O aumento da eficiência térmica ocorre junto com o aumento da carga aplicada. À medida que se aumentava a carga aumentava-se a eficiência térmica do sistema. Para a mistura B0 aumentou em 57,14%, da carga de 500 W para a carga de 2500 W para B10 em 50%, para B20 em 40% e para B30 e B100 em 57,12%.

Para as cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W a mistura de B100 exibiu o maior rendimento térmico correspondendo 13,8% para 1000 W e de 18,40% para as cargas de 2000 W e 2500 W. Para a carga de 500 W a maior eficiência térmica foi de 10,28% para a mistura de B20 e para carga de 1500 W foi de 17,28% para a mistura de B30.

As menores eficiências térmicas exibidas para as cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W foram dadas pela mistura de B0, correspondendo a 7,23% para a carga de 500 W e de 16,87% para as cargas de 2000 W e 2500 W. Observou-se que para as cargas de 2000 W e 2500 W os valores de eficiência térmica foram exatamente os mesmos para cada mistura, isso ocorreu devido a vazão de combustível para estas

faixas do ensaio serem constantes e haver um aumento proporcional desta vazão na carga de 2000 W para a de 2500 W.

Figura 9 – Eficiência térmica para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

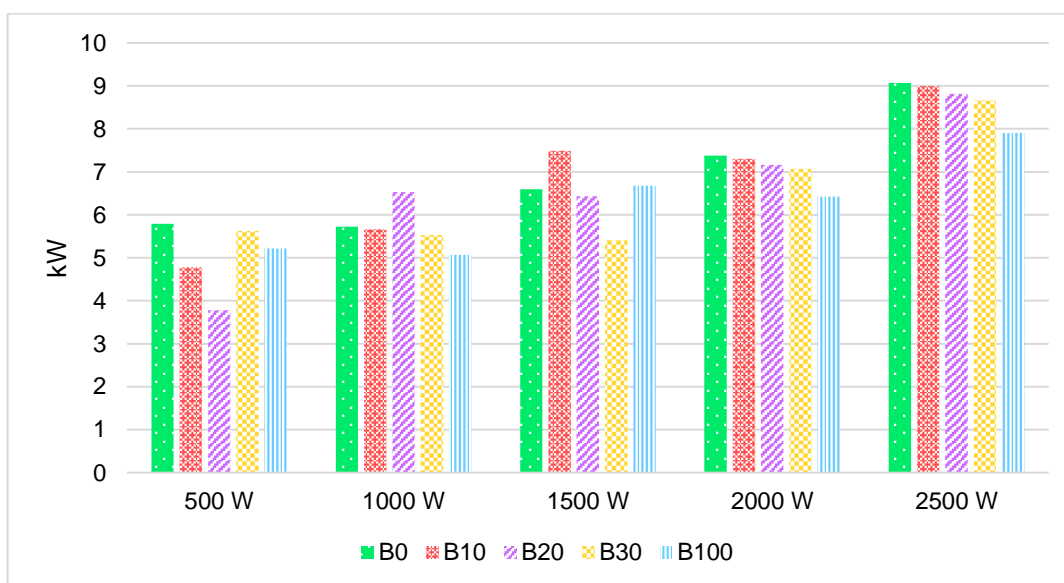
Para a carga de 1000 W a menor eficiência calculada foi de 11,43% para a mistura de B20 e para a carga de 1500 W foi de 13,91% para B10. Em um parâmetro geral observou-se que as misturas com maior porcentagem de biodiesel exibiram maiores valores de eficiência térmica, o mesmo foi visto no trabalho de Karthikeyan e Jayaprabakar (2017), Yamin, Sheet e Hdaib (2018) e Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019), com exceção para a carga de 1000 W com mistura de B20 e para a carga de 1500 W para a mistura de B10 que por exibirem energia do combustível maior a sua eficiência térmica tende a diminuir.

4.3.4 Energia dos gases de exaustão

A energia proveniente dos gases de exaustão é ilustrada na Figura 10. Para cada mistura de combustível observou-se que os resultados foram diretamente proporcionais, ou seja, ao aumentar a carga verificou-se que a energia dos gases de

exaustão também aumentou, para a mistura de B0 o aumento foi de 36,6%, para B10 foi de 46,83%, para B20 foi de 57,14%, para B30 foi de 35% e para B100 foi de 33,92%. Segundo Aghbashlo *et al.* (2015) a energia de escape aumentou com a carga, uma vez que o consumo de combustível e a temperatura dos gases de escape aumentaram.

Figura 10 – Energia dos gases de exaustão para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

Para as cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W a mistura que apresentou maior energia nos gases de exaustão foi de B0, sendo de 5,79 kW, 7,38 kW, e 9,07 kW respectivamente. Na carga de 1000 W a mistura com maior energia nos gases de exaustão foi de 6,53 kW para a mistura de B20 e na carga de 1500 W foi de 7,49 kW para a mistura de B10.

A mistura que demonstrou uma menor energia oriunda dos gases de exaustão foi de B100 para as cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W sendo, 5,07 kW, 6,43 kW e 7,9 kW, respectivamente. Na carga de 500 W a menor energia nos gases de exaustão calculado foi 3,78 kW para a mistura B20 e para carga de 1500 W foi de 5,41 kW para a mistura de B30.

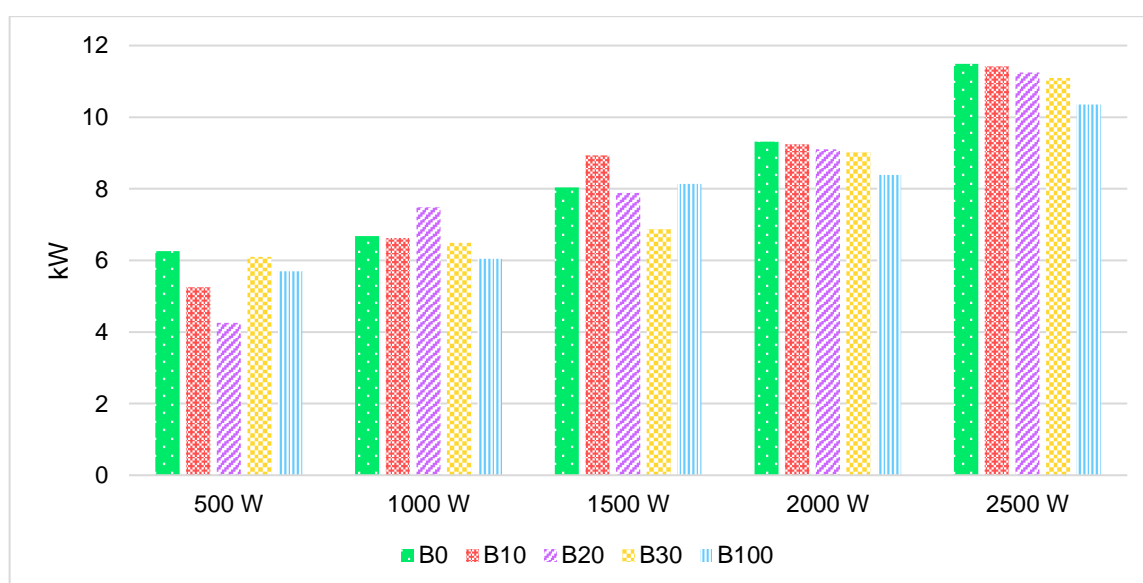
Nos trabalhos de Buyukkaya, Soyhan e Gokalp (2014), Karthikeyan e Jayaprabakar (2017), Oliveira (2018) e Jannatkhanih, Najafi e Ghaebi (2019), é visto

que a adição de biodiesel na mistura contribuiu para uma redução da energia dos gases de exaustão. Neste trabalho foi possível observar este comportamento para as cargas de 2000 W e 2500 W, para a carga de 500 W as misturas de B10 e B20 fogem deste comportamento devido a sua vazão de combustível serem menores que as outras para esta mesma faixa de potência. Assim como para a carga de 1000 W para a mistura de B20 por apresentar uma vazão maior que as demais para esta mesma faixa de potência e para a carga de 1500 W para as misturas de B10, por ter uma vazão superior, e B30, por ter uma vazão inferior que as demais vazões para esta mesma faixa de potência.

4.3.5 Perdas por transferência de calor

As perdas em razão da transferência de calor por parte do motor que ultrapassaram as fronteiras do volume de controle são exibidas na Figura 11. Observou-se que as perdas aumentam conforme se aumentava a carga, o aumento foi de 45,51% para a mistura de B10, de 54,02% para a mistura de B10, de 62,22% para B20, de 45,13% pra B30 e de 45,07% para a mistura de B100.

Figura 11 – Perdas por transferência de calor para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

No estudo de Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019) a maior perda de transferência de calor para o ambiente foi dada para o diesel puro e no trabalho de Oliveira (2018), avaliando as misturas para cada faixa de carga aplicada, a maior perda se deu para a mistura com 25% de biodiesel, onde foi a mistura máxima do combustível. Neste estudo observou-se que a mistura de B0 nas cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W apresentou as maiores perdas de energia para o ambiente, sendo de 6,26 kW, 9,32 kW e 11,49 kW. Para a carga de 1000 W a maior perda de energia foi de 7,49 para a mistura de B20 e para 1500 W foi de 8,94 kW para a mistura de B10.

As menores perdas foram dadas para B100 para as cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W, sendo de 6,04 kW, 8,39 kW e 10,36 kW, respectivamente. Na carga de 500 W a mistura que apresentou menor perda de energia para o ambiente foi B20, com 4,25 kW, e para a carga de 1500 W foi a mistura de B30 com 6,87 kW. Este comportamento também foi observado no trabalho de Buyukkaya, Soyhan e Gokalp (2014).

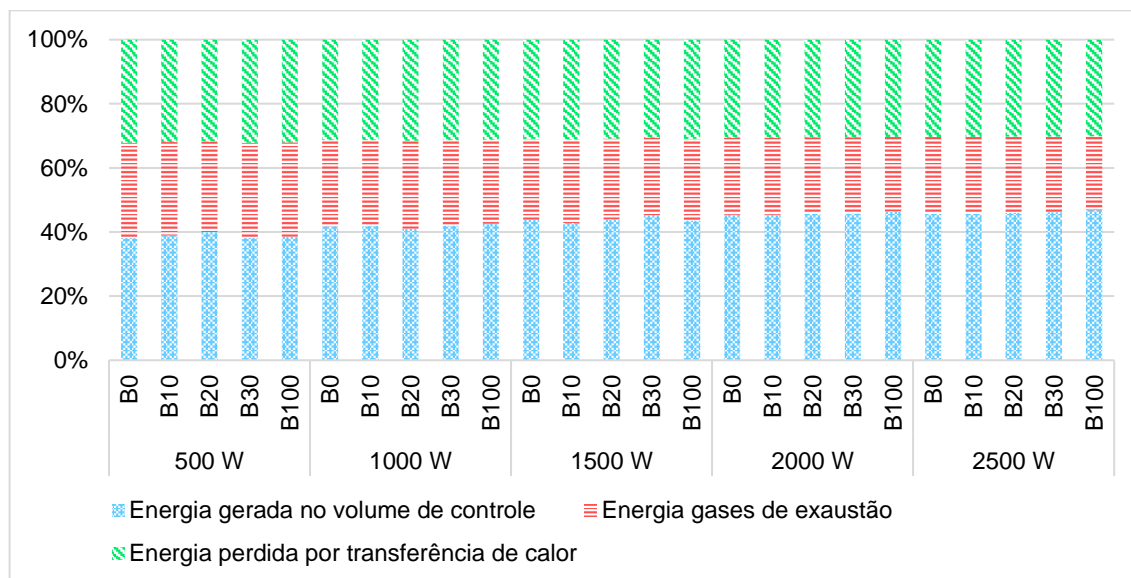
4.3.6 Distribuição de energia

A Figura 12 apresenta a distribuição de energia para as diferentes misturas para a carga respectiva. A figura exibe a porcentagem das energias provenientes do sistema, sendo a energia gerada pelo sistema, a energia dos gases de exaustão e a energia perdida por transferência de calor.

Observou-se que mais da metade da energia do sistema corresponde as perdas por transferência de calor e os gases de exaustão. A mistura de B0 com carga de 500 W apresentou as maiores energias de perdas por transferência de calor e dos gases de exaustão, correspondendo a 61,9%.

As cargas maiores exibiram uma maior porcentagem de energia gerada no volume de controle, sendo a mistura de B100 com carga de 2500 W a maior, com 46,83%. Não foi visto grande variação da distribuição de energia entre as misturas para as diferentes misturas, o mesmo comportamento foi encontrado no trabalho de Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019).

Figura 12 – Distribuição de energia para cada mistura e carga.



Fonte: Autor (2021).

4.4 Análise exergetica

Foram calculados as exergias químicas para todas as misturas, para o diesel puro se chegou ao valor de 8822523,09 kJ/kmol e para o biodiesel 11458472,6 kJ/kmol, o valor para o combustível diesel calculado foi bem próximo do disposto no trabalho de Jannatkhah, Najafi e Ghaebi (2019), mas para o biodiesel o valor calculado foi 19,1% maior que o disposto no estudo.

As exergias químicas para as misturas foram de 9086118 kJ/kmol para B10, de 9349712,99 kJ/kmol para B20 e de 9613308 kJ/kmol para B30. A exergia química do biodiesel encontrada é maior que em comparação ao diesel devido a massa molar do biodiesel ser maior que a do diesel.

No Apêndice C estão dispostos os resultados dos cálculos realizados para o balanço de exergia.

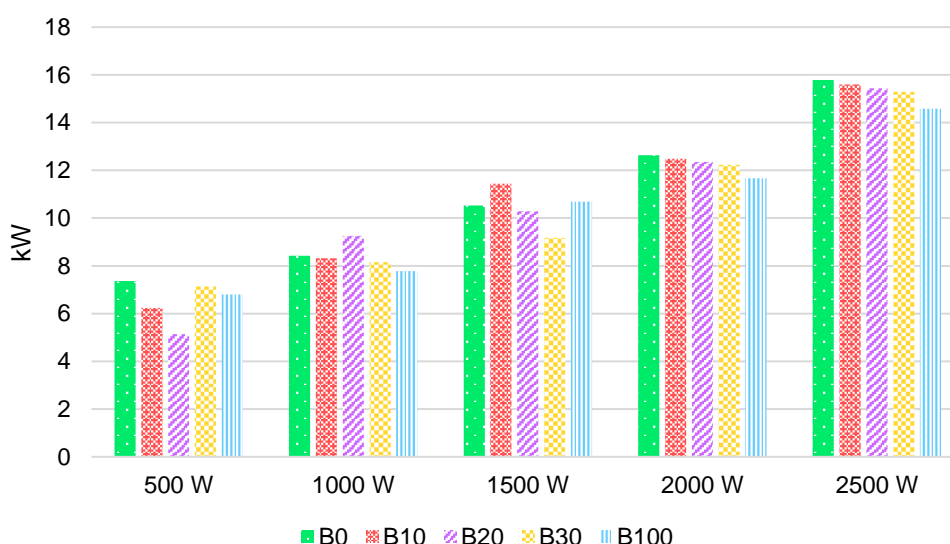
4.4.1 Exergia do combustível

A exergia do combustível é demonstrada pela Figura 13. Nota-se que a exergia do combustível cresce conforme se aumenta a carga aplicada. Para a mistura de B0 o aumento foi de 53,32%, para B10 foi de 60%, para B20 foi de 66,7%, para B30 foi de 53,33% e para B100 foi de 53,3%.

Nas cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W a mistura que apresentou a maior exergia do combustível foi a de B0, com 7,37 kW, 12,63 kW e 15,79 kW, respectivamente. A mistura de B20 foi a que exibiu a maior exergia do combustível para a carga de 1000 W, sendo de 9,26 kW, para a carga de 1500 W foi a mistura de B10, com 11,44 kW.

As cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W exibiram as menores exergias do combustível para a mistura de B100, com 7,78 kW, 11,67 kW e 14,58 respectivamente. Para a carga de 500 W o menor valor alcançado foi de 5,14 kW para a mistura de B20 e para carga de 1500 W foi de 9,17 kW para a mistura de B10.

Figura 13 - Exergia do combustível para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

Para os trabalhos de Oliveira (2018), Uludamar e Sanli (2019) e Jannatkhanh, Najafi e Ghaebi (2019) as maiores exergias do combustível foram dadas para o diesel

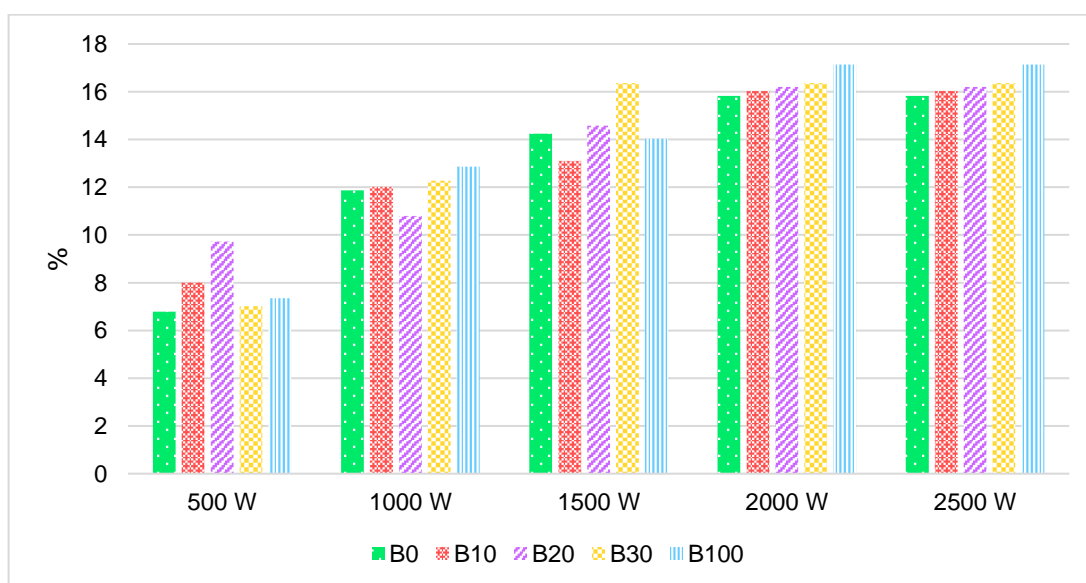
puro, notou-se o mesmo comportamento neste estudo, com exceção dos pontos para a mistura de B20 com carga de 1000 W e para a mistura de B10 com carga de 1500 W por apresentarem uma maior vazão de combustível.

4.4.2 Eficiência exergetica

À medida que se aumentou a carga do volume de controle a sua eficiência exergetica crescia também, como pode ser observado a partir da Figura 14. Para a mistura de B0 o aumento foi de 57,11%, para B10 foi de 50%, para B20 foi de 40%, para B30 foi de 57,15% e para B100 foi de 57,11%.

Ao se adicionar biodiesel ao óleo diesel ocorre um aumento da eficiência exergetica (JANNATKHANH, NAJAFI e GHAEBI, 2019), este comportamento foi observado para as cargas de 2000 W e de 2500 W. Nas cargas de 1000 W, 2000 W e 2500 W a mistura de B100 foi a que apresentou a maior eficiência exergetica, sendo de 12,86% para carga de 1000 W e de 17,14% para as cargas de 2000 W e 2500 W. Na carga de 500 W a maior eficiência exergetica foi de 9,72% para a mistura de B20 e para carga de 1500 W foi de 16,36% para a mistura de B30, estes pontos apresentaram valores de eficiência maiores devido sua vazão de combustível durante o ensaio ser menor que as outras em comparação ao mesmo ponto de carga.

Figura 14 – Eficiência exergetica dos combustíveis testados.



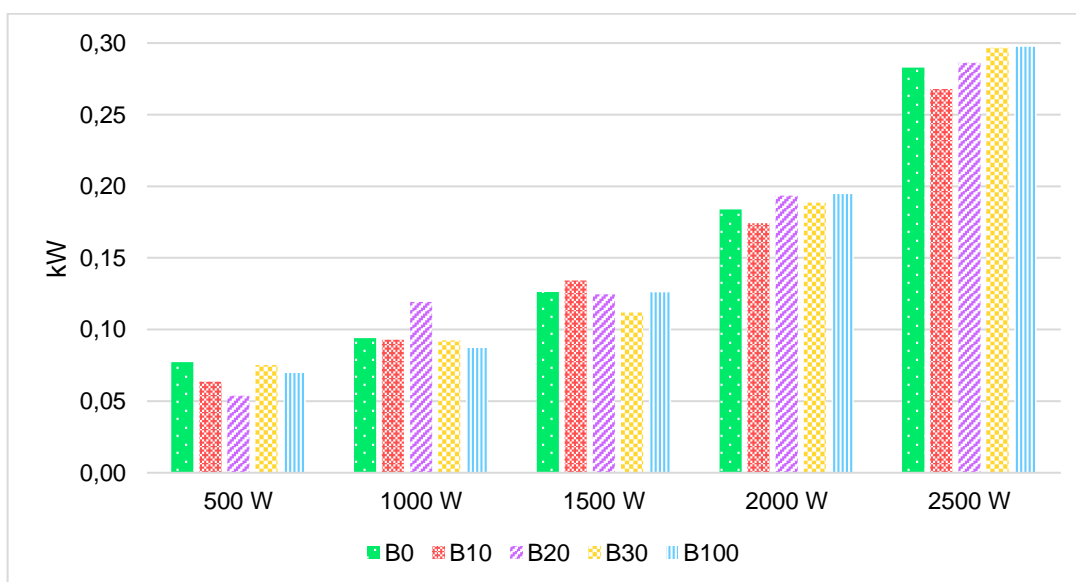
Fonte: Autor (2021).

Os pontos que apresentaram menor eficiência exergética para as cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W foi a mistura de B0, com 6,79% para carga de 500 W e de 15,83% para as cargas de 2000 W e 2500 W. Para a carga de 1000 W a menor eficiência foi de 10,8% para a mistura de B20 e na carga de 1500 W foi de 13,11% para a mistura de B10.

4.4.3 Exergia dos gases de exaustão

A Figura 15 apresenta os valores da exergia dos gases de exaustão ($\dot{n}_{comb}\bar{e}_{ge}$). Observou-se que à medida que se aumentou a carga a exergia dos gases de exaustão aumentou também. Para a mistura de B0 o aumento foi de 72,8%, para B10 foi de 76,12%, para B20 foi de 81,11%, para B30 foi de 74,75% e para B100 foi de 76,43%. De acordo com Aghbashlo *et al.* (2015), a exergia dos gases de exaustão aumenta com o incremento da rotação do motor devido ao aumento da temperatura dos gases e do aumento do consumo de combustível.

Figura 15 – Exergia dos gases de exaustão para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

Para a carga de 500 W a mistura com maior exergia dos gases de exaustão foi a B0, com 77 W e a menor foi para a mistura de B20 com 54 W.

Na carga de 1000 W a maior energia dos gases de exaustão foi de 119 W para a mistura de B20 e a menor foi de 87 W para a mistura de B100. Observou-se que as misturas de B0, B10 e B30 alcançaram valores bem próximos, sendo a diferença máxima entre eles de 2,13%.

Avaliando para a carga de 1500 W a mistura de B10 demonstrou a maior exergia dos gases de exaustão, com 134 W, e a mistura de B30 exibiu o menor valor, sendo 112 W. As misturas de B0, B20 e B100 alcançaram valores muito próximos, sendo o mesmo valor para B0 e B100, com 126 W e a mistura de B20 com 125 W.

Para as cargas de 2000 W e de 2500 W a mistura que apresentou a maior exergia dos gases de exaustão foi a B100 com 195 W e 297 W, respectivamente. Além da mistura de B100, a mistura de B30 exibiu o mesmo valor de exergia para carga de 2500 W. A mistura com a menor exergia foi a de B10 com 174 W para a carga de 2000 W e 268 W para a de 2500 W.

No trabalho de Uludamar e Sanli (2019) e Karthickeyan (2019) a taxa de exergia dos gases de exaustão para o óleo diesel foi maior do que para os combustíveis. O mesmo comportamento só foi observado para a carga de 500 W.

4.4.5 Exergia das perdas por transferência de calor

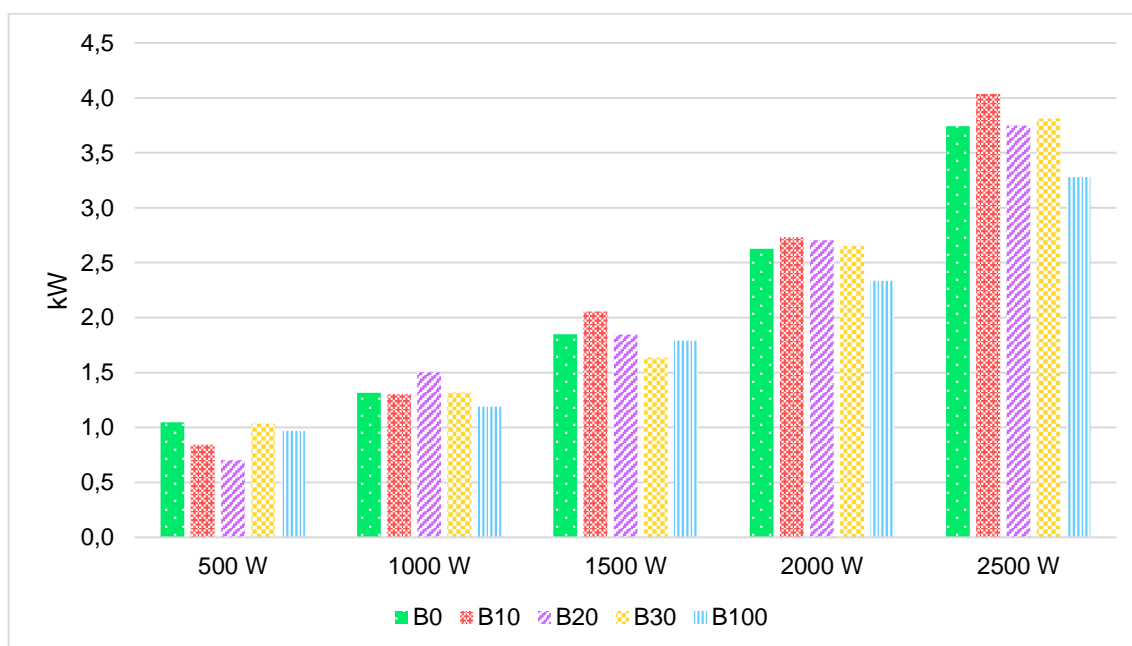
A Figura 16 exibe a exergia das perdas por transferência de calor para cada combustível ensaiado. De acordo com Oliveira (2018) a exergia das perdas por transferência de calor é proporcional a quantidade de calor rejeitado pelo sistema e é similar as perdas por transferência de calor. Observou-se que com o aumento da carga a exergia das perdas por transferência de calor crescia, a mistura de B0 apresentou um aumento de 71,92%, para B10 foi de 79,2%, para B20 foi de 81,33%, para B30 foi de 72,7% e para B100 foi de 70,43%.

Para a carga de 500 W a maior exergia das perdas por transferência de calor foi de 1,04 kW para a mistura de B0 e a menor foi de 0,7 kW para a mistura de B20.

Na carga de 1000 W a mistura de B20 exibiu a maior exergia das perdas por transferência de calor, sendo de 1,51 kW, e a mistura de B100 apresentou a menor exergia, com 1,19 kW. As misturas de B0, B10 e B30 demonstraram valores bem próximos, sendo a variação maior entre eles de 1,51%.

A mistura que apresentou maior exergia das perdas por transferência de calor para a carga de 1500 W foi a B10, com 2,06 kW, e a menor foi para B30, com 1,63 kW. Nesta faixa de carga as misturas de B0 e B20 também exibiram valores bem semelhantes, com variação de 0,54%.

Figura 16 – Exergia das perdas por transferência de calor para os combustíveis testados.



Fonte: Autor (2021).

Para a carga de 2000 W a maior exergia das perdas por transferência de calor foi de 2,73 kW para B10 e a menor foi de 2,34 kW para B100. Observou-se que para esta carga não houve grande variação do valor da exergia calculada para as misturas de B0, B10 B20 e B30, sendo a maior variação de 3,66%.

Na carga de 2500 W a mistura que exibiu maior exergia das perdas por transferência de calor foi para B10, sendo de 4,04 kW, e a menor foi para B100, com 3,28. Os valores de para B0, B20 e B30 para esta mesma carga foram bem próximos, variando em apenas 1,84%.

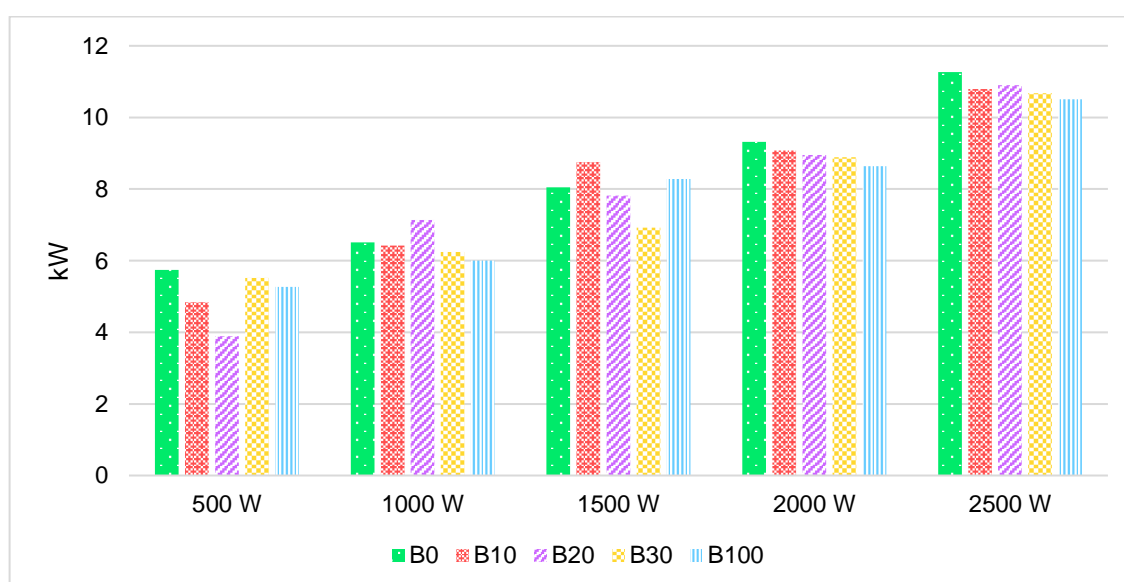
No estudo de Buyukkaya, Soyhan, Gokalp (2014) o biodiesel apresentou a menor exergia por transferência de calor, o mesmo é observado para os pontos com carga de 1000 W, 2000 W e 2500 W. Sendo os pontos que demonstraram

comportamento diferente foi devido a sua vazão de combustível divergente das demais vazões.

4.4.6 Exergia destruída

Verificou-se que a exergia destruída cresceu conforme se aumentava a carga, como pode ser visto na Figura 17. Na mistura de B0 o aumento foi de 49,02%, para a mistura de B10 foi de 55,28%, para B20 foi de 64,43%, para B30 foi de 48,27% e para B100 foi de 49,86%.

Figura 17 – Exergia destruída dos combustíveis testados



Fonte: Autor (2021).

Para as cargas de 500 W, 2000 W e 2500 W a mistura que apresentou maior exergia destruída foi B0, com 5,74 kW, 9,32 kW e 11,26 kW, respectivamente. Na carga de 1000 W a mistura que apresentou maior exergia destruída foi de B20, com 7,14 kW e para a carga de 1500 W foi a mistura de B10 com 8,75 kW.

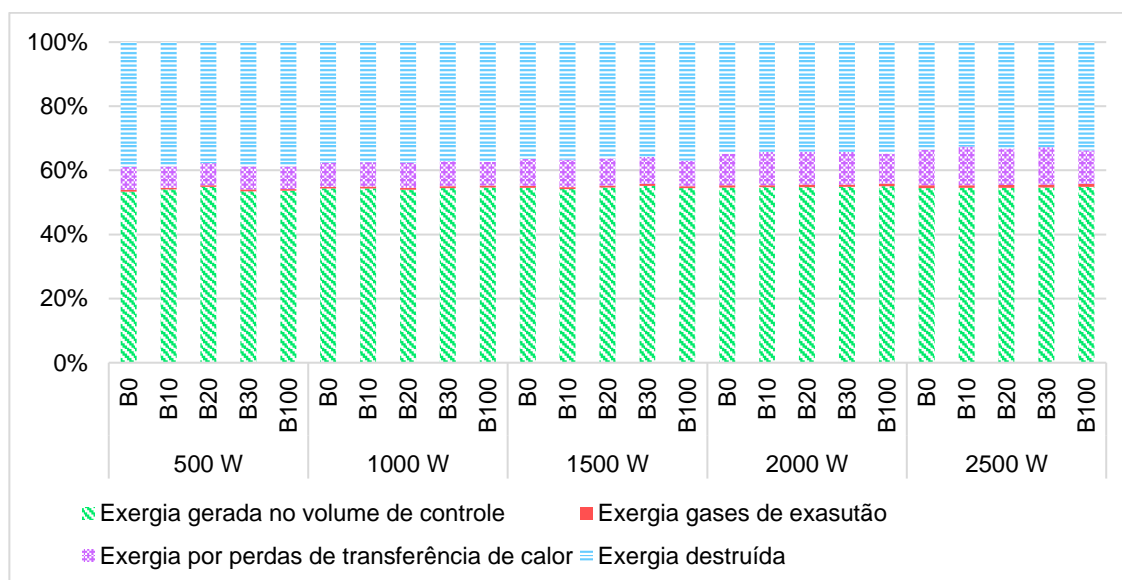
O menor valor de exergia destruída para a carga de 1000 W, 2000 W e 2500 W foi para a mistura de B100, sendo 6 kW, 8,64 kW e 10,51 kW, respectivamente. Na carga de 500 W a menor exergia destruída foi de 3,89 kW para a mistura de B20 e para 1500 W foi de 6,92 kW para B30.

Os estudos de Buyukkaya, Soyhan e Gokalp (2014), Oliveira (2018), Yamin Sheet e Hdaib (2018) e Jannatkhah, Najafi e Ghaebi (2019), exibiram que a exergia destruída para o óleo diesel puro é maior do que para as misturas com biodiesel presente. Com exceção dos pontos que apresentaram uma vazão de combustível maior ou menor que as demais misturas para a faixa de carga analisada, todos os dados apresentaram comportamento semelhante ao exposto nos trabalhos acima citados.

4.4.7 Distribuição de exergia

A Figura 18 apresenta a distribuição de exergia para as diferentes misturas para cada carga aplicada respectiva. Nesta Figura estão dispostas a exergia gerada no volume de controle, a exergia dos gases de exaustão, a exergia perdida por transferência de calor e a exergia destruída para o volume de controle estabelecido em porcentagem.

Figura 18 - Distribuição de exergia para cada mistura e carga



Fonte: Autor (2021)

Observou-se porcentagens semelhantes para a exergia do combustível, da exergia dos gases de exaustão, da exergia por perdas de transferência de calor e da

exergia destruída para as diferentes cargas e misturas. A exergia gerada no volume de controle correspondeu por mais da metade da exergia do sistema para todas as misturas e cargas. O ponto com a maior porcentagem de exergia do combustível foi para a mistura de B30 com carga de 1500 W, corresponde a 55,17%.

As exergias por perdas de transferência de calor e dos gases de exaustão não representam muito na distribuição de exergia, sendo a porcentagem máxima alcançada de 12,62% para a mistura de B30 com carga de 2500 W, a menor foi de 7,26% para B10 com carga de 500 W. A média da exergia destruída é de 36,51%, a menor porcentagem de destruição de exergia foi de 32,52% para a mistura de B10 com carga de 2500 W.

5 CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos, pode-se concluir que com o aumento da carga o consumo específico de combustível reduziu. O diesel puro exibiu menor consumo e maior energia do combustível do que as misturas com biodiesel e biodiesel puro. Os combustíveis com maior porcentagem de biodiesel apresentaram menores perdas de energia nos gases de exaustão e por transferência de calor. A maior eficiência térmica foi exibida para a mistura de B100 nas cargas de 2000 W e 2500 W, sendo de 18,4%.

A exergia do combustível é maior para o diesel puro do que para as misturas de diesel e biodiesel e o biodiesel puro. As maiores eficiências exergéticas foram para a carga de 2000 W e 2500 W para o biodiesel puro, correspondendo a 17,14%. Ao aumentar a carga e a vazão de combustível a exergia do combustível também aumentou. As misturas que continham biodiesel exibiram menor destruição de exergia que a mistura apenas com diesel puro, sendo o biodiesel puro com a menor exergia destruída. A mistura de B10 apresentou a menor exergia dos gases de exaustão, mas para as demais misturas dos combustíveis o diesel puro exibiu menor exergia dos gases de exaustão que as demais misturas.

O biodiesel puro apresentou a menor exergia das perdas por transferência de calor, a mistura com 10% de biodiesel alcançou os maiores valores de exergia. As demais misturas apresentaram valores semelhantes.

Os pontos com a mistura de B20 com carga de 500 W e de B30 com carga de 1500 W apresentaram vazões de combustível menores em comparação as outras misturas nas suas respectivas cargas avaliadas e os pontos de B20 com carga de 1000 W e de B10 com carga de 1500 W exibiram vazões maiores. Tais pontos manifestaram comportamento diferente das bibliografias utilizadas, o motivo desta divergência não pode ser identificado devido à falta de repetições dos ensaios.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO. GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

Dados estatísticos, 2020. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/dados-estatisticos>>. Acesso em: 11 maio 2020.

AGHBASHLO, M.; TABATABAEI, M.; MOHAMMADI, P.; POURVOSOUGHI, N.; NIKBAKHT, A. M.; GOLI, S. A. H. Improving exergetic and sustainability parameters of a DI diesel engine using polymer waste dissolved in biodiesel as a novel diesel additive. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 328–337, 2015.

AGUIEIRAS, E. C.; CAVALCANTI-OLIVEIRA, E. D.; DE CASTRO, A. M.; FREIRE, D. M. Biodiesel production from *Acrocomia aculeata* acid oil by (enzyme/enzyme) hydroesterification process: use of vegetable lipase and fermented solid as low-cost biocatalysts. **Fuel**, v. 135, p. 315-321, 2014.

ARANDA, D. A.; SANTOS, R. T.; TAPANES, N. C.; RAMOS, A. L. D.; ANTUNES, O. A. C. Acid-catalyzed homogeneous esterification reaction for biodiesel production from palm fatty acids. **Catalysis letters**, v. 122, n. 1, p. 20-25, 2008.

ARAÚJO, K. M.; OLIVEIRA, A. K. C; COSTA, G. B; QUEIROGA, R. N. G. e PANNIR SELVAM, P. V. Estudo comparativo técnico e econômico de diferentes óleos vegetais brasileiros para produção de biocombustível. **Proceedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural**: Campinas, 2002. Disponível em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022002000200001&lng=en&nrm=iso>. Acesso em: 28 abr. 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10441**: Produtos de petróleo – Líquidos transparentes e opacos - Determinação da viscosidade cinemática e cálculo da viscosidade dinâmica. Rio de Janeiro, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14065**: Destilados de petróleo e óleos viscosos – Determinação da massa específica e da densidade relativa pelo densímetro digital. Rio de Janeiro, 2013.

BALA, B.K. Studies on biodiesels from transformation of vegetable oils for diesel engines. **Energy Edu Sci Technol**, v. 15, p.1–43, 2005.

BEHAR, M. **Motores Diesel**. 4 ed. São Paulo: Hemus, 1978.

BERGTHORSON, J. M.; THOMSON, M. J. A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 42, p. 1393-1417, 2015.

NEWSDAY CONSULTORIA DE COMUNICAÇÃO E MARKETIN. **Biocombustíveis**. Perguntas e respostas sobre este novo mercado. Rio de Janeiro, 2007. Disponível em:

<<https://livroaberto.ibict.br/bitstream/1/594/1/Biocombust%c3%adveis%2050%20per>

guntas%20e%20respostas%20sobre%20este%20novo%20mercado.pdf>, Acesso e: 21 set. 2020.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 2 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2018.

BRANCO. **Catálogos de Produtos**. São José dos Pinhais, 2020c. Disponível em: <https://www.branco.com.br/la/pt_br/suporte/catalogo-digital-de-produtos.html>. Acesso em: 02 jul. 2020.

BRENNAN, L.; OWENDE, P. Biofuels from microalgae-A review of technologies for production, processing, and extractions of biofuels and co-products. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.14, n. 2, p. 557-577, 2010.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. v. 2. São Paulo: Editora Blücher, 2012.

BUYUKKAYA, E.; SOYHAN, H. S.; GOKALP, B. Effects of rapeseed oil addition to a diesel fuel on thermodynamic efficiencies. **International Journal of Exergy**, v. 14, n. 1, p. 101-124, 2014.

CANAKCI, M.; HOSOZ, M. Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels. **Energy Sources, Part B** 1:p. 379–394, 2006.

CÁRDENAS, D. A. V. **Produção de biodiesel de óleo de macaúba (*Acrocomia aculeata*) via hidroesterificação**. 2013. 184 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Biocombustíveis e Petroquímica) - Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7 ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CHUAH, L. F.; BOKHARI, A.; YUSUP, S.; KLEMES, J. J.; ABDULLAH, B.; AKBAR, M. M. Optimisation and Kinetic Studies of Acid Esterification of High Free Fatty Acid Rubber Seed Oil. **Arabian Journal for Science and Engineering**, v. 41, n. 7, p. 2515–2526, 2016.

CHUAH, L. F.; KLEMES, J. J.; YUSUP, S.; BOKHARI, A.; AKBAR, M. M. A review of cleaner intensification technologies in biodiesel production. **Journal of Cleaner Production**, v. 146, p. 181–193, 2017.

DE MELLO, B. T. F.; GONÇALVES, J. E.; DE MENEZES RODRIGUES, G.; CARDOZO-FILHO, L.; SILVA, C. Hydroesterification of crambe oil (*Crambe abyssinica* H) under pressurized conditions. **Industrial Crops and Products**, v. 97, p. 110–119, 2017.

DERMIBAS, A. **Biodisel: A realistic fuel alternative for diesel engines**. Springer, 2008.

ENWEREMADU, C. C.; MBARAWA, M. M. Technical aspects of production and analysis of biodiesel from used cooking oil—A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 9, p. 2205–2224, 2009.

ESTRADA DISTRIBUIDORA. **Ficha de informação de segurança de produto químico – FISPQ**. Óleo diesel S10. Disponível em: <<http://estradadistribuidora.com.br/produtos/>>. Acesso em: 22 out 2020.

GARCIA, R. **Combustíveis e combustão industrial**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2013.

GARZÓN, N. A. N. **Análise experimental e exérgica da operação de um motor diesel com óleo vegetal**. 2012. 189 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

GASHAW, A.; MOHAMMED, A. Production of biodiesel from waste cooking oil and factors affecting its formation: A review. **International Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 3, p. 92–98, 2014.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. Barcelona: Dossat S.A., 1964.

HANSEN, M. **Proposição de um método para avaliação do adicional de emissões veiculares em partida a frio**. 2008. 117f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion fundamentals**. 1 ed. McGraw Hill Education, 1988.

JANNATKHAH, J. NAJAFI, B. GHAEBI, H. Energy and exergy analysis of combined PRC-ERC system for biodiesel-fed diesel engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 209, n. 112658, 2019.

KANOGLU, M.; ISIK, S. K.; ABUSOGLU. Performance characteristics of a diesel engine power plant. **Energy Conversion and Management**. v. 46, p. 1692-1702, 2005.

KARTHICKEYAN, V. Effect of combustion chamber bowl geometry modification on engine performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engine with its energy and exergy analysis. **Energy**, v. 176, p. 830-852, 2019.

KARTHIKEYAN, A.; JAYAPRABAKAR, J. Energy and exergy analysis of compression ignition engine fuelled with rice bran biodiesel blends. **International Journal of Ambient Energy**, 2017.

KNOTHE, G., Improving biodiesel fuel properties by modifying fatty ester composition. **Energy & Environmental Science**, v. 2, p.759-766, 2009.

KNOTHE, G., VAN GERPEN, J. KRAHL, J. **The biodiesel handbook**. 2 ed. Illinois: AOCS Press; 2010.

KNOTHE, G.; RAZON, L. F. Biodiesel fuels. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 58, p. 36–59, 2017.

KOTAS, T. J. The exergy method of thermal plant analysis. **Elsevier**, 2013.

LANE, J. C. **Gasoline and Other Motor Fuels**. Kirk-Othmer, Encyclopedia of Chemical Technology, 3 ed, v.11. Nova York: John Wiley & Sons, 1980.

LEÃO, L.S. **Estudo empírico e cinético da esterificação de ácidos graxos saturados sobre o ácido nióico**. 2009. 97 f. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) - Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

LÔBO, I. P.; FERREIRA, S. L. C.; CRUZ, R. S. **Biodiesel: Parâmetros de qualidade e métodos analíticos**. Quím. Nova, v. 32, n.6, p. 1596-1608, 2009.

LÓPEZ, I.; QUINTANA, C.E.; RUIZ, J. J.; CRUZ-PERAGÓN, F.; DORADO, M. P. Effect of the use of olive-pomace oil biodiesel/diesel fuel blends in a compression ignition engine: Preliminary exergy analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 85:227–33, 2014.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica – planejamento, projeto e operação**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**, 5 ed., Publindústria, Porto, 2016.

MEIRA, M.; SANTANA, P. M. B.; SILVA, D. S.; CATARINO, F. B. S.; BORGES, L. F. J.; MOREIRA, L. B. Aditivos melhoradores da estabilidade oxidativa e corrosividade do biodiesel e da lubrificidade da suas misturas com diesel. **Revista Educação, Tecnologia e Cultura-ETC**, v. 14, n. 14, 2016.

MENEGHETTI, S. M. P.; MENEGHETTI, M. R.; BRITO, Y. C. A Reação de Transesterificação, Algumas Aplicações e Obtenção de Biodiesel. **Revista Virtual de Química**, v. 5, p.63-73, 2013.

MORAN, M. S.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. New York: Editora LTC, 2018.

NEVERS, N. **Air Pollution Control Engineering**. 2 ed. Estados Unidos da América: McGraw-Hill Higher Education, 1995.

OBERT, E. F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre: Globo, 1971.

OLIVEIRA JUNIOR, S. **Exergy production, cost and renewability**. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2013.

OLIVEIRA, I. M. F. **Análise experimental energética e exergética da combustão de um grupo gerador usando diesel e mistura biodiesel de soja**. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia de Energia) - Universidade Federal da Grande Dourados, 2018.

OUANJI, F.; KHACHANI, M.; BOUALAG, M.; KACIMI, M.; ZIYAD, M. Large-scale biodiesel production from Moroccan used frying oil. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 41, n. 45, p. 21022–21029, 2016.

PANDEY, A.; LARROCHE, C.; RICKE, S. C. **Biofuels: Alternative Feedstocks and Conversion Processes**. Academic Press, 2011.

PATEL, R. L.; SANKHAVARA, C. D. Biodiesel production from Karanja oil and its use in diesel engine. A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 71, p. 464-474, 2017.

PEITER, G.C.; ALVES, H.J.; SEQUINEL, R.; BAUTITZ, I.R. Alternativas para o uso de glicerol produzido a partir do biodiesel. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, v.5, n.4, p.519-537, 2016.

PORTAL DO BIODIESEL. **Cartilha biodiesel** – SEBRAE. 2004. Disponível em: <<http://www.biodiesel.gov.br/>>. Acesso em: 06 mai. 2020.

POURZOLFAGHAR, H.; ABNISA, F.; DAUD, W. M. A. W.; AROUA, M. K. A review of the enzymatic hydroesterification process for biodiesel production. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 61, p. 245–257, 2016.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. Warrendale: SAE, 1995.

SZARGUT, J.; MORRIS, D.; STEWARD, F. **Exergy analysis of thermal chemical and metallurgical processes**. 1 ed. Berlin:Springer Verlag, 1988.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. v. 1. São Paulo: Edgard Blucher, 1988.

TEIXEIRA, E. C. **Biodiesel: Impacto Ambiental Agronômico e Atmosférico**. Porto Alegre: Fepam, 2012.

URNS, S. R. **Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações**. AMGH Editora, 2013.

ULUDAMAR, E.; SANLI, B. G. Energy and exergy analysis of a diesel engine fuelled with diesel and biodiesel fuels at various engine speeds. **Energy Sources Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 42, n. 11, p. 1299-1313, 2019.

VARELLA, C. A. A.; SANTOS, G. S. **Noções básicas de motores diesel**. 1 ed. Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2010.

VERMA, S.; DAS, L. M.; BHATTI, S. S.; KAUSHIK S. C. A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. **Energy Conversion and Management**, v. 151, p. 764–77, 2017.

VASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UTFPR, 2001.

YAMIN, J. A.; SHEET, E. A. E.; HDAIB, I. Exergy analysis of biodiesel fueled direct injection CI engines. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 40, n. 11, p. 1351–1358, 2018.

APÊNDICE A – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

As propriedades termodinâmicas, como entalpia e entropia aplicados no balanço energético e exergético foram obtidos através de interpolações a partir dos dados encontrados nas tabelas termodinâmicas dispostas por Turns (2013). Os valores obtidos a partir destas tabelas estão dispostas na Tabela 13 à Tabela 17, onde o $\Delta \bar{h}_{CO_2}$, $\Delta \bar{h}_{N_2}$ e $\Delta \bar{h}_{H_2O}$ correspondem a entalpia sensível das espécies CO_2 , N_2 e H_2O , e $\Delta \bar{s}_{CO_2}$, $\Delta \bar{s}_{N_2}$ e $\Delta \bar{s}_{H_2O}$ é a diferença entre a entropia na temperatura de referência com a entropia na temperatura em que a espécie se encontra.

Tabela 13 – Propriedades termodinâmicas para B0

	$\Delta \bar{h}_{CO_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{N_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{H_2O}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{s}_{CO_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{N_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{H_2O}$ (kJ /kmol.K)
500 W	2350,72	1747,02	2031,68	6,77878	5,05026	5,87012
1000 W	2862,14	2126,49	2473,16	8,24661	6,14187	7,13944
1500 W	3491,58	2593,53	3016,52	10,05317	7,48539	8,70168
2000 W	4647,7	3415,05	3981,35	12,9574	9,5631	11,1382
2500 W	5808,16	4210,74	4923,38	15,54292	11,3381	13,239

Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas para B10

	$\Delta \bar{h}_{CO_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{N_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{H_2O}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{s}_{CO_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{N_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{H_2O}$ (kJ /kmol.K)
500 W	2176,324	1776,21	2065,64	6,89169	5,13423	5,96776
1000 W	2862,14	2126,49	2473,16	8,24661	6,14187	7,13944
1500 W	3294,88	2447,58	2846,72	9,48862	7,06554	8,21348
2000 W	4348,004	3356,11	3911,57	12,76588	9,43162	10,9825
2500 W	5550,28	4033,92	4714,04	14,96836	10,9436	12,7722

Tabela 15 – Propriedades termodinâmicas para B20

	$\Delta \bar{h}_{CO_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{N_2}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{h}_{H_2O}$ (kJ /kmol)	$\Delta \bar{s}_{CO_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{N_2}$ (kJ /kmol.K)	$\Delta \bar{s}_{H_2O}$ (kJ /kmol.K)
500 W	2311,38	1717,83	1997,72	6,66587	4,96629	5,77248
1000 W	3940,82	2184,87	2541,08	8,47243	6,30981	7,33472
1500 W	3570,26	2651,91	3084,44	10,27899	7,65333	8,89696
2000 W	5034,52	3680,28	4295,36	13,81924	10,1548	11,8384
2500 W	6023,06	4358,09	5097,83	16,02172	11,6668	13,6281

Tabela 16 – Propriedades termodinâmicas para B30

	$\Delta \bar{h}_{CO_2} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{h}_{N_2} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{h}_{H_2O} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{s}_{CO_2} (kJ / kmol.K)$	$\Delta \bar{s}_{N_2} (kJ / kmol.K)$	$\Delta \bar{s}_{H_2O} (kJ / kmol.K)$
500 W	2390,06	1776,21	2065,64	6,89169	5,13423	5,96776
1000 W	2980,16	2214,06	2575,04	8,58534	6,39378	7,43236
1500 W	3648,94	2710,29	3152,36	10,50481	7,82127	9,09224
2000 W	4948,56	3621,34	4225,58	13,62772	10,0233	11,6828
2500 W	6323,92	4564,38	5342,06	16,69204	12,127	14,1727

Tabela 17 – Propriedades termodinâmicas para B100

	$\Delta \bar{h}_{CO_2} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{h}_{N_2} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{h}_{H_2O} (kJ / kmol)$	$\Delta \bar{s}_{CO_2} (kJ / kmol.K)$	$\Delta \bar{s}_{N_2} (kJ / kmol.K)$	$\Delta \bar{s}_{H_2O} (kJ / kmol.K)$
500 W	2176,324	1776,21	2065,64	6,89169	5,13423	5,96776
1000 W	2862,14	2126,49	2473,16	8,24661	6,14187	7,13944
1500 W	3294,88	2447,58	2846,72	9,48862	7,06554	8,21348
2000 W	4348,004	3356,11	3911,57	7,06554	9,43162	10,9825
2500 W	5550,28	4033,92	4714,04	8,21348	10,9436	12,7722

APÊNDICE B – RESULTADOS BALANÇO DE ENERGIA

Os resultados do balanço de energia em função da potência do grupo gerador são exibidos da Tabela 18 à Tabela 22. Onde CSE é o consumo específico de combustível, \dot{Q}_{comb} é a energia do combustível, \dot{Q}_a é a energia perdida por troca de calor, \dot{Q}_{ge} é a energia dos gases de exaustão e η é a eficiência térmica.

Tabela 18 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B0

	$CSE (g/kW)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_a (kW)$	$\dot{Q}_{ge} (kW)$	η
500 W	0,3244	6,9164	-6,2565	5,7921	7,2291
1000 W	0,1854	7,9045	-6,6819	5,7226	12,6510
1500 W	0,1545	9,8806	-8,0413	6,5922	15,1812
2000 W	0,1390	11,8568	-9,3194	7,3805	16,8680
2500 W	0,1309	14,8210	-11,4905	9,0668	16,8680

Tabela 19 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B10

	$CSE (g/kW)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_a (kW)$	$\dot{Q}_{ge} (kW)$	η
500 W	0,2793	5,8820	-5,2465	4,7754	8,5005
1000 W	0,1862	7,8427	-6,6230	5,6615	12,7507
1500 W	0,1707	10,7837	-8,9359	7,4890	13,9099
2000 W	0,1397	11,7641	-9,2471	7,3049	17,0009
2500 W	0,1397	14,7051	-11,4200	8,9923	17,0009

Tabela 20 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B20

	$CSE (g/kW)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_a (kW)$	$\dot{Q}_{ge} (kW)$	η
500 W	0,2338	4,8625	-4,2528	3,7757	10,2828
1000 W	0,2105	8,7525	-7,4867	6,5278	11,4253
1500 W	0,1559	9,7250	-7,8864	6,4322	15,4242
2000 W	0,1403	11,6700	-9,1043	7,1592	17,1379
2500 W	0,1403	14,5875	-11,2484	8,8170	17,1379

Tabela 21 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B30

	$CSE (g/kW)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_a (kW)$	$\dot{Q}_{ge} (kW)$	η
500 W	0,3289	6,7519	-6,0948	5,6253	7,4054
1000 W	0,1879	7,7164	-6,4926	5,5275	12,9594
1500 W	0,1409	8,6810	-6,8728	5,4119	17,2792
2000 W	0,1409	11,5746	-9,0239	7,0761	17,2792
2500 W	0,1409	14,4683	-11,0982	8,6634	17,2792

Tabela 22 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B100

	$CSE (g/kW)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_a (kW)$	$\dot{Q}_{ge} (kW)$	η
500 W	0,3392	6,3406	-5,6937	5,2159	7,8857
1000 W	0,1938	7,2464	-6,0422	5,0675	13,8000
1500 W	0,1777	9,9638	-8,1406	6,6755	15,0546
2000 W	0,1454	10,8696	-8,3891	6,4272	18,4000
2500 W	0,1454	13,5869	-10,3573	7,9049	18,4000

APÊNDICE C – RESULTADOS BALANÇO DE EXERGIA

Os resultados do balanço de exergia em função da potência do grupo gerador são exibidos da Tabela 23 à Tabela 37. Onde \dot{E}_{comb} é a exergia do combustível, \dot{E}_{ge} é a exergia dos gases de exaustão, \dot{E}_{Qa} é a exergia das perdas por transferência de calor, \dot{E}_D é a exergia destruída e ε é a eficiência exergética.

Tabela 23 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B0

	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{ge} (kW)	\dot{E}_{Qa} (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε
500 W	7,3690	0,0773	-1,0486	5,7431	6,7852
1000 W	8,4217	0,0940	-1,3148	6,5129	11,8740
1500 W	10,5272	0,1263	-1,8493	8,0516	14,2489
2000 W	12,6326	0,1838	-2,6274	9,3214	15,8321
2500 W	15,7907	0,2830	-3,7435	11,2643	15,8321

Tabela 24 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B10

	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{ge} (kW)	\dot{E}_{Qa} (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε
500 W	6,2410	0,0637	-0,8424	4,8349	8,0115
1000 W	8,3214	0,0929	-1,3032	6,4253	12,0172
1500 W	11,4419	0,1343	-2,055	8,7525	13,1097
2000 W	12,4821	0,1742	-2,7326	9,0753	16,0230
2500 W	15,6026	0,2679	-4,0379	10,7968	16,0230

Tabela 25 – Resultados do balanço de energia em função da potência para B20

	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{ge} (kW)	\dot{E}_{Qa} (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε
500 W	5,1448	0,0537	-0,7028516	3,8882	9,7185
1000 W	9,2607	0,1192	-1,50536	7,1361	10,7983
1500 W	10,2897	0,1246	-1,8448913	7,8202	14,5777
2000 W	12,3476	0,1935	-2,7055184	8,9486	16,1974
2500 W	15,4345	0,2861	-3,7494514	10,8989	16,1974

Tabela 26 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B30

	\dot{E}_{comb} (kW)	\dot{E}_{ge} (kW)	\dot{E}_{Qa} (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε
500 W	7,1326	0,0753	-1,0356	5,5217	7,0101
1000 W	8,1515	0,0924	-1,3194	6,2398	12,2676
1500 W	9,1705	0,1120	-1,6347	6,9238	16,3568
2000 W	12,2273	0,1886	-2,6516	8,8872	16,3568
2500 W	15,2841	0,2967	-3,8135	10,6740	16,3568

Tabela 27 – Resultados do balanço de exergia em função da potência para B100

	$\dot{E}_{comb} (kW)$	$\dot{E}_{ge} (kW)$	$\dot{E}_{Qa} (kW)$	$\dot{E}_D (kW)$	ε
500 W	6,8053	0,0697	-0,9674	5,2682	7,3472
1000 W	7,7775	0,0872	-1,1889	6,0015	12,8575
1500 W	10,6941	0,1259	-1,7901	8,2781	14,0264
2000 W	11,6663	0,1947	-2,336	8,6357	17,1434
2500 W	14,5829	0,2973	-3,2782	10,5074	17,1434