

Felipe De Vargas Lewiski

**ANÁLISE DO DESEMPENHO, EMISSÕES E
COMBUSTÃO DE UM MOTOR DIESEL OPERANDO
COM ÓLEO DE SOJA PRAQUECIDO POR
IRRADIAÇÃO DE MICRO-ONDAS**

Dissertação submetida ao Programa
de pós-graduação em Engenharia Mecânica
para a obtenção do Grau de Mestre
em Engenharia Mecânica.

Orientador

Universidade Federal de Santa Cata-
rina: Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng

Coorientador

Universidade Federal de Santa Maria:
Prof. Mario Eduardo Santos Martins,
Ph.D.

Florianópolis

2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Lewiski, Felipe De Vargas

Análise do desempenho, emissões e combustão de um motor diesel operando com óleo de soja preaquecido por irradiação de micro-ondas / Felipe De Vargas Lewiski ; orientador, Edson Bazzo, coorientador, Mario Eduardo Santos Martins, 2017. 170 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Micro-ondas. 3. Óleo de Soja. 4. Motor Diesel. I. Bazzo, Edson. II. Martins, Mario Eduardo Santos. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Felipe De Vargas Lewiski

**ANÁLISE DO DESEMPENHO, EMISSÕES E
COMBUSTÃO DE UM MOTOR DIESEL OPERANDO
COM ÓLEO DE SOJA PREAQUECIDO POR
IRRADIAÇÃO DE MICRO-ONDAS**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 30 de agosto 2017.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng
Coordenador
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Mario Eduardo Santos Martins, Ph.D.
Coorientador
Universidade Federal de Santa Maria

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Leonel Rincón Cancino, Dr.Eng
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Macklini Dalla Nora, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Maria

Este trabalho é dedicado com muito amor aos meus pais, Rui e Delci, minha namorada Andressa e aos meus irmãos, Daniel e Eduardo. Obrigado por sempre me apoiarem e sonharem junto comigo. Sem vocês nada disso seria possível. Minha eterna gratidão.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por estar sempre ao meu lado me guiando e protegendo.

Aos meus pais, Rui e Delci, pelo amor, incentivo e apoio prestados durante os dois anos de estudo.

A minha namorada Andressa, pelo apoio e amor sempre a mim dedicados. Também pela compreensão em entender os períodos de distância enfrentados.

Aos meus irmãos Daniel e Eduardo, sempre me auxiliando no que foi preciso.

Ao professor Edson Bazzo, pela oportunidade, orientação e acompanhamento do trabalho;

Ao professor Mario Eduardo Santos Martins, pela coorientação e auxílio no trabalho. Também por ter dado a oportunidade de desenvolver o trabalho no laboratório de motores da UFSM.

Ao professor Paulo Romeu pelo auxílio na elaboração dos testes. Também pela ajuda financeira na aquisição de combustíveis.

Aos professores Cezar e Paola e o Doutorando Matheus do CEPETRO pelo auxílio na operação e implementação do micro-ondas no motor diesel.

Aos colegas de GPMOT, em especial ao graduandos Jácson, Geovane e Vítor, pelo total auxílio na realização dos testes e no desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas de labCET, em especial a doutoranda Nury Garzon, pelo auxílio e orientações no desenvolvimento do trabalho. Bem como por disponibilizar alguns equipamentos essenciais para realização dos testes.

A todos que em algum momento contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

”O motor a diesel pode ser alimentado por óleos vegetais, e ajudará no desenvolvimento agrário dos países que vierem a utilizá-lo. O uso de óleos vegetais como combustível pode parecer insignificante hoje em dia, mas, com o tempo, irá se tornar tão importante quanto o petróleo e o carvão são atualmente.”

(Rudolf Diesel, 1912)

RESUMO

As rígidas legislações para emissões de poluentes, bem como o alto preço dos combustíveis de origem fóssil, têm estimulado a busca por combustíveis alternativos e de fontes renováveis, que possam oferecer altas eficiências e uma combustão mais limpa. Em especial para motores diesel, o óleo vegetal tem se mostrado como um promissor substituto do óleo diesel, apresentando principalmente menores emissões de MP e HC. Porém sua alta viscosidade tem gerado problemas na utilização *in natura*, que tem sido parcialmente solucionado através do seu preaquecimento por métodos convencionais, utilizando resistências elétricas ou o calor residual dos gases de exaustão. Neste trabalho, a utilização da irradiação de micro-ondas apresenta-se como uma alternativa inovadora para o processo de preaquecimento do óleo vegetal. O estudo foi desenvolvido em parceria com os laboratórios de Química e de Motores da Universidade Federal de Santa Maria. Um micro-ondas industrial, com possibilidade de variação de potência, foi instalado na entrada da bomba injetora do combustível. Dessa forma, foram realizados estudos dos parâmetros de desempenho, emissões e combustão de um motor diesel operando com óleo de soja *in natura* preaquecido por irradiação de micro-ondas. Os resultados foram comparados ao desempenho do motor operando com óleo de soja preaquecido por resistências elétricas e ao motor operando com óleo diesel. Os testes foram desenvolvidos para duas cargas (5 e 3 bar de pressão média efetiva indicada - IMEP) e para três rotações (1800, 2200 e 2600 rpm). Durante cada teste foram realizadas as medições de torque, consumo de combustível, emissões (NO_X , CO e HC), temperaturas (combustível, óleo do motor, gases de exaustão, etc.), pressão de cilindro e pressão de injeção. A aplicação de modelo zero-dimensional foi considerada para análise da combustão a partir dos dados experimentais. Através deste modelo foram levantadas informações referentes à taxa de liberação de calor, temperatura média de cilindro, início da combustão, duração da combustão e atraso de ignição. Os resultados foram satisfatórios para o aquecimento com micro-ondas, apresentando para alguns pontos de operação maiores eficiências, maiores taxas de liberação de calor e menores durações de combustão em comparação ao aquecimento resistivo e ao óleo diesel. Os resultados de emissões também foram satisfatórios.

Palavras-chave: Motores de combustão interna. Óleo de soja. Micro-ondas.

ABSTRACT

The stricter limits for pollutant emissions and the higher price of fossil fuels have stimulated the research of alternative fuels from renewable sources. The vegetable oils stands out as a good alternative in replacement of diesel fuel. However the higher viscosity of them have been causing some problems in its uses. The problems have been partially solved by preheating the vegetable oils using electrical resistances and the exhaust heat. In this way the microwave irradiation is a interesting and innovative alternative to preheat the vegetable oil. The study was developed in partnership with the chemistry and internal combustion engines laboratories at Federal Univeristy of Santa Maria. A industrial microwave generator with variable power was installed near at fuel injection pump inlet. Therefore, the study of performance, emissions and combustion parameters were performed in a diesel engine fuelled with straight soybean oil preaheated by microwave irradiation. The results were compared to the engine operating with raw soybeal oil preheated by electrical resistances and diesel fuel at ambient temperature. The tests were performed for two loads (5 and 3 bar of indicated mean effective pressure-IMEP) and three speeds (1800, 2200 and 2600 rpm). For each test the measurement of torque, specific fuel consumption, emissions (NO_X , HC and CO), temperatures (engine oil, exhaust gas, etc.), cylinder pressure and injection pressure were performed. A zero-dimensional model was used to analyze the combustion process from experimental data. Informations about heat release rate, mean cylinder temperatures, start of combustion, combustion duration and ignition delay were obtained from this model. The final results for the microwave irradiation were satisfactory with higher efficiencies, higher heat release rate and lower combustion durations. The emissions results presented a significant decrease in CO emissions and higher NO_X emissions.

Keywords: Soybean oil. Microwave irradiation. Internal combustion engines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Quatro eventos do motor de combustão interna.	34
Figura 2	Fases da combustão em motores diesel	38
Figura 3	Concetração de NO_X e MP em função do tempo	42
Figura 4	Pontos das derivadas da liberação cumulativa de calor mostrados no diagrama da taxa de liberação de calor	51
Figura 5	Derivadas do diagrama de pressão no cilindro e seus respectivos pontos máximos comparados ao diagrama da taxa de liberação de calor	52
Figura 6	Diagrama da pressão na linha de combustível	53
Figura 7	Esquema da bancada experimental	70
Figura 8	Alterações no motor	71
Figura 9	Dinamômetro utilizado	72
Figura 10	Sistema de medição de torque	72
Figura 11	Instrumentação do motor	74
Figura 12	Interface no LabVIEW	75
Figura 13	Aquecimento resistivo	76
Figura 14	Aquecimento por Micro-ondas	77
Figura 15	Densidade dos combustíveis variando com a temperatura	79
Figura 16	Procedimentos de testes	80
Figura 17	Consumo específico combustível indicado	87
Figura 18	Lambda	88
Figura 19	Eficiência indicada para 3 bar de $IMEP$	89
Figura 20	Eficiência indicada para 5 bar de $IMEP$	90
Figura 21	Taxa de liberação de calor a 3 $IMEP$ e 1800 rpm	92
Figura 22	Taxa de liberação de calor a 3 $IMEP$ e 2200 rpm	92
Figura 23	Taxa de liberação de calor a 3 $IMEP$ e 2600 rpm	93
Figura 24	Taxa de liberação de calor a 5 $IMEP$ e 1800 rpm	94
Figura 25	Taxa de liberação de calor a 5 $IMEP$ e 2200 rpm	94
Figura 26	Taxa de liberação de calor a 5 $IMEP$ e 2600 rpm	95
Figura 27	Temperatura média de cilindro em 1800 rpm	96
Figura 28	Temperatura média de cilindro em 2200 rpm	96
Figura 29	Temperatura média de cilindro em 2600 rpm	97

Figura 30 Fração de massa queimada em 3 bar de <i>IMEP</i> e 1800 rpm	98
Figura 31 Fração de massa queimada em 3 bar de <i>IMEP</i> e 2200 rpm.....	98
Figura 32 Fração de massa queimada em 3 bar de <i>IMEP</i> e 2600 rpm.....	99
Figura 33 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 1800 rpm	99
Figura 34 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2200 rpm.....	100
Figura 35 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2600 rpm.....	100
Figura 36 Duração da combustão 10-90 %.....	102
Figura 37 Posição de 50 % de massa queimada.....	104
Figura 38 Método para medir o atraso de ignição.....	105
Figura 39 Atraso de ignição para 3 bar de <i>IMEP</i>	106
Figura 40 Atraso de ignição para 5 bar de <i>IMEP</i>	107
Figura 41 Eficiência de combustão.....	110
Figura 42 Pressão de injeção em 5 bar de <i>IMEP</i> e 1800 rpm	111
Figura 43 Pressão de injeção em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2200 rpm	112
Figura 44 Pressão de injeção em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2600 rpm	112
Figura 45 Temperatura de exaustão	114
Figura 46 Emissões específicas de NO_x - g/kWh.....	116
Figura 47 Emissões específicas de CO - g/kWh.....	118
Figura 48 Emissões específicas de HC - g/kWh.....	120
Figura 49 Consumo específico de combustível	122
Figura 50 Lambda.....	122
Figura 51 Eficiência Indicada	123
Figura 52 Taxa de liberação de calor a 5 <i>IMEP</i> e 1800 rpm	125
Figura 53 Taxa de liberação de calor a 5 <i>IMEP</i> e 2200 rpm	125
Figura 54 Taxa de liberação de calor a 5 <i>IMEP</i> e 2600 rpm	126
Figura 55 Temperatura média de cilindro em 1800 rpm.....	127
Figura 56 Temperatura média de cilindro em 2200 rpm.....	127
Figura 57 Temperatura média de cilindro em 2600 rpm.....	128
Figura 58 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 1800 rpm	

rpm	129
Figura 59 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2200 rpm.....	129
Figura 60 Fração de massa queimada em 5 bar de <i>IMEP</i> e 2600 rpm.....	130
Figura 61 Duração de combustão 10-90%.....	131
Figura 62 Início da combustão	132
Figura 63 Eficiência de Combustão.....	133
Figura 64 Temperatura de exaustão.....	134
Figura 65 Emissões de NO_x	135
Figura 66 Emissões de CO	136
Figura 67 Emissões de HC	137
Figura A.68 Temperatura média do óleo de soja em cada condição de teste com o respectivo desvio padrão	155
Figura B.1 Consumo específico para 60 °C	159
Figura B.2 Eficiência indicada para 60 °C	160
Figura B.3 Emissões específicas de CO para 60 °C	160
Figura B.4 Emissões específicas de HC para 60 °C	161
Figura B.5 Emissões específicas de NO_x para 60 °C	161
Figura B.6 Taxa de liberação de calor - 5 bar de <i>IMEP</i> para 60 °C	162
Figura B.7 Temperatura média de cilindro - 5 bar de <i>IMEP</i> para 60 °C	163
Figura B.8 Consumo específico para 115 °C	164
Figura B.9 Eficiência indicada para 115 °C	164
Figura B.10 Emissões específicas de CO para 115 °C	165
Figura B.11 Emissões específicas de HC para 115 °C	165
Figura B.12 Emissões específicas de NO_x para 115 °C	166
Figura B.13 Taxa de liberação de calor - 5 bar de <i>IMEP</i> para 115 °C	167
Figura B.14 Temperatura média de cilindro - 5 bar de <i>IMEP</i> para 115 °C	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Comparação entre micro-ondas e aquecimento convencional.....	56
Tabela 2	Estudos com óleo vegetal em motores diesel.....	61
Tabela 3	Especificações do motor.....	70
Tabela 4	Poder calorífico superior e inferior, teores de C, H, N e S do óleo de soja e óleo diesel.....	78
Tabela 5	Atraso de ignição.....	108
Tabela A.1	Incerteza de medição 100SM80.....	153
Tabela A.2	Incerteza de medição 100SR80.....	153
Tabela A.3	Incerteza de medição 100D.....	154
Tabela A.4	Incerteza de medição 100SM80 linha original.....	154
Tabela A.5	Incerteza de medição 100SR80-linha original.....	154
Tabela A.6	Incerteza de medição 100D-linha original.....	154

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SI	Ignição por centelha
NO_X	Óxido de Nitrogênio
MP	Material Particulado
CO	Monóxido de Carbono
HC	Hidrocarbonetos não queimados
CO_2	Dióxido de Carbono
H_2O	Água
H_2	Hidrogênio
NO	Monóxido de Nitrogênio
N_2O	Dióxido de Nitrogênio
RGE	Recirculação dos gases exaustão
<i>IMEP</i>	Pressão média efetiva indicada
<i>BMEP</i>	Pressão média efetiva de eixo
SFC	Consumo específico de combustível [g/(kW.h)]
esteq	Estequiométrico
FID	Detector de ionização de chama
SOC	Início da Combustão
SO_2	Dióxido de enxofre
B100	Biodiesel puro
NC_8	Moléculas com oito carbonos
COV	Covariância
100SM	Óleo de soja puro aquecido por micro-ondas
100SR	Óleo de soja puro aquecido por resistências elétricas
100D	Óleo diesel comercial
covIMEP	Covariância da pressão média efetiva indicada
100SM60	Óleo de soja puro aquecido por micro-ondas em 60 °C
100SR60	Óleo de soja puro aquecido por resistências em 60 °C
100SM115	Óleo de soja puro aquecido por micro-ondas em 115 °C
100SR115	Óleo de soja puro aquecido por resistências em 115 °C
100MS80	Óleo de soja puro aquecido com micro-ondas em 80 °C
100RS80	Óleo de soja puro aquecido com resistências em 80 °C
100D	Óleo diesel na temperatura ambiente

100MS60 Óleo de soja puro aquecido com micro-ondas em 60 °C
100MS115 Óleo de soja puro aquecido com micro-ondas em 115 °C
100RS60 Óleo de soja puro aquecido com resistências 60 °C
100RS115 Óleo de soja puro aquecido com resistências 115 °C

LISTA DE SÍMBOLOS

η_c	Eficiência de Combustão
H_R	Entalpia dos Reagentes [kJ]
H_P	Entalpia dos Produtos [kJ]
T_A	Temperatura Ambiente
m_{comb}	Massa de combustível [kg]
T	Torque [N.m]
F	Força do dinamômetro [N]
d	Comprimento do braço de alavanca [m]
N	Rotação do Motor [rpm]
$W_{c,i}$	Trabalho indicado por ciclo [kJ]
\oint	Integral Cíclica
p_{cil}	Pressão do cilindro [kPa]
dV	Derivada do Volume do cilindro [m^3]
P_i	Potência indicada por cilindro [kW]
η_R	Fator para diferenciar motor dois tempos de motor quatro tempos
P	Potência de eixo [kW]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível [kg/s]
η_{global}	Eficiência Global
$\frac{A}{F}$	Razão ar/combustível
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar [kg/s]
ϕ	Razão de equivalência
λ	Inverso da Razão de equivalência
$\frac{dQ}{dt}$	Taxa de liberação de calor [kJ/s]
\dot{m}_i	Vazão mássica no sistema
h_i	Entalpia do escoamento [kJ/kg]
U	Energia interna contida no sistema [kJ]
h_{comb}	Entalpia do combustível injetado [kJ/kg]
$\frac{dQ_{liq}}{d\theta}$	Taxa de liberação de calor líquida [kJ/grau]
$\frac{dQ_{bruto}}{d\theta}$	Taxa de liberação de calor bruto [kJ/grau]
$\frac{dQ_{transcal}}{d\theta}$	Taxa de liberação de calor por transferência de calor [kJ/grau]

θ	Posição angular do virabrequim	[graus]
$d\theta$	Variação angular do virabrequim	[graus]
R_g	Constante dos gases	[kJ/(kmol.K)]
γ	razão dos calores específicos	$\frac{c_p}{c_v}$
c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/(kg.K)]
c_v	Calor específico a volume constante	[kJ/(kg.K)]
V_t	Volume Total	[m^3]
V_c	Volume da câmara de combustão	[m^3]
R	Razão do comprimento da biela e raio do virabrequim	
a_l	Raio do virabrequim	
L_B	Comprimento da biela	
V	Volume em função do ângulo do virabrequim	
V_d	Volume deslocado pelo pistão	[m^3]
rc	Razão de compressão	
$\frac{dQ_{convec}}{d\theta}$	Transferência de calor por convecção	
$\frac{dQ_{rad}}{d\theta}$	Transferência de calor por radiação	
h_c	Coefficiente de convecção	[W/(m^2 .K)]
$A_{transcal}$	Área de transferência de calor	[m^2]
T_w	Temperatura média da parede	[K]
β	Emissividade	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	
T	Temperatura média no cilindro	[K]
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
C	Carbono	
H	Hidrogênio	
N	Nitrogênio	
S	Enxofre	
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
PCS	Poder calorífico superior	[kJ/kg]
$^{\circ}APMS$	Graus antes do ponto morto superior	
$^{\circ}DPMS$	Graus após o ponto morto superior	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	OBJETIVOS	31
1.1.1	Objetivo Geral	31
1.1.2	Objetivos Específicos	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
2.1	PRINCÍPIOS DO MOTOR DIESEL	33
2.1.1	Formação e estrutura do spray	34
2.1.2	Combustão Diesel	35
2.1.2.1	Atraso de Ignição	36
2.1.2.2	Fase Pré-misturada	37
2.1.2.3	Fase Difusiva	37
2.1.2.4	Fase Residual	38
2.1.2.5	Eficiência da Combustão	39
2.1.3	Emissões de motores diesel	39
2.1.3.1	Formação do NO_x	40
2.1.3.2	Formação de Material Particulado	41
2.1.3.3	Formação de CO	42
2.1.3.4	Formação de HC	43
2.2	PARÂMETROS DE OPERAÇÃO	43
2.2.1	Torque	44
2.2.2	Potência	44
2.2.3	Trabalho indicado por ciclo	44
2.2.4	Pressão média efetiva	45
2.2.5	Consumo específico de combustível	45
2.2.6	Eficiência	46
2.2.7	Relações ar/combustível	46
2.3	ANÁLISE DA COMBUSTÃO	47
2.3.1	Determinação do início da combustão	50
2.3.2	Determinação do início da injeção de combustível	52
2.4	COMBUSTÍVEIS PARA MOTORES DIESEL	53
2.4.1	Óleo Diesel	54
2.4.2	Óleo vegetal	54
2.4.3	Biodiesel	55
2.5	TECNOLOGIA DE MICRO-ONDAS PARA AQUECI- MENTO	55
2.6	UTILIZAÇÃO DE ÓLEO VEGETAL <i>IN NATURA</i> EM MOTORES DIESEL	57

2.7	UTILIZAÇÃO DE MICRO-ONDAS EM ÓLEOS VEGETAIS	66
3	MATERIAIS E MÉTODOS	69
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL	69
3.1.1	Motor	70
3.1.2	Dinamômetro	71
3.1.3	Sistema de análise de emissões	73
3.1.4	Instrumentação	73
3.1.5	Aquisição e processamento de dados	75
3.1.6	Linha de combustível	76
3.2	MEDIÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS	77
3.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	78
3.4	ANÁLISE DOS PARÂMETROS DA COMBUSTÃO	81
3.5	INCERTEZA DE MEDIÇÃO	81
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	85
4.1	TESTES COM A LINHA DE ALTA PRESSÃO DE INJEÇÃO MODIFICADA	85
4.1.1	Desempenho	85
4.1.1.1	Consumo específico de combustível	86
4.1.1.2	Eficiência indicada	88
4.1.2	Combustão	90
4.1.2.1	Taxa de liberação de calor	90
4.1.2.2	Temperatura média de cilindro	95
4.1.2.3	Fração de massa queimada	97
4.1.2.4	Atraso de ignição	105
4.1.2.5	Eficiência de combustão	108
4.1.2.6	Pressão de injeção	111
4.1.2.7	Temperatura dos gases de exaustão	113
4.1.3	Emissões	113
4.1.3.1	Óxidos de nitrogênio - <i>NOx</i>	113
4.1.3.2	Monóxido de carbono - CO	117
4.1.3.3	Hidrocarbonetos não queimados - HC	119
4.2	TESTE COM A LINHA DE ALTA PRESSÃO DE INJEÇÃO ORIGINAL	121
4.2.1	DESEMPENHO	121
4.2.1.1	Consumo específico de combustível	121
4.2.1.2	Eficiência indicada	123
4.2.2	Combustão	123
4.2.2.1	Taxa de liberação de calor	124
4.2.2.2	Temperatura média de cilindro	126

4.2.2.3	Fração de massa queimada	128
4.2.2.4	Eficiência de combustão	132
4.2.2.5	Temperatura dos gases de exaustão	133
4.2.3	Emissões	134
4.2.3.1	Óxidos de nitrogênio - <i>NO_x</i>	134
4.2.4	Monóxido de carbono - CO	136
4.2.5	Hidrocarbonetos não queimados- HC	136
5	CONCLUSÃO	139
	REFERÊNCIAS	143
	APÊNDICE A – Tabelas com os valores de incerteza de medição	153
	APÊNDICE B – Resultados complementares	159
	APÊNDICE C – Equacionamento para cálculo da taxa de liberação de calor	171

1 INTRODUÇÃO

O crescimento desenfreado da população mundial, bem como do setor industrial e do desenvolvimento de novas tecnologias, vem exigindo cada vez mais a utilização de fontes alternativas de energia. Sabe-se que desde o desenvolvimento da era industrial, a principal fonte de energia tem sido de origem fóssil. Segundo Bae e Kim (2017) as atividades humanas atuais são geridas em grande parte pela energia gerada a partir de combustíveis fósseis. O autor ainda reforça que o aumento da população nas últimas décadas tem levado a um espantoso aumento na demanda por combustíveis dessa origem. Segundo Jain et al. (2017) os combustíveis comuns estão se esgotando muito rapidamente e terminarão em poucas décadas.

Associado ao problema da dependência dos combustíveis fósseis, ainda existe os problemas com os poluentes gerados pela combustão destes combustíveis, em especial aqui neste trabalho, o óleo diesel. Segundo Jiotode e Agarwal (2016) motores diesel têm se tornado muito populares nas últimas décadas, favorecidos pela sua maior eficiência e durabilidade em comparação aos motores de ignição por centelha. Porém, o autor reforça que motores diesel são fontes significativas de óxidos de nitrogênio (NO_X) e material particulado (MP). Além disso também emitem em menores concentrações hidrocarbonetos não queimados (HC) e monóxido de carbono (CO).

O contexto atual acaba evidenciando a necessidade de encontrar combustíveis alternativos, que possam diminuir a dependência do óleo diesel e ainda contribuir com o meio ambiente. Segundo Jain et al. (2017), combustíveis alternativos devem ser de fontes renováveis, economicamente viáveis, facilmente disponíveis e amigáveis com o meio ambiente. Dessa forma D'Alessandro et al. (2016) diz que a conversão da biomassa em energia poderia ser o fator chave para alcançar a sustentabilidade e diminuir problemas com aquecimento global e empobrecimento das fontes de energia de origem fóssil. Ainda cita que o óleo vegetal puro é um combustível muito interessante, pois pode ser utilizado em motores sem requerer pré-tratamento do óleo nem grandes modificações do motor. Segundo Jiotode e Agarwal (2016) grandes quantidades e tipos de óleos vegetais estão disponíveis de forma abundante em vários países e podem ser utilizados de forma direta em motores diesel. De forma geral, óleos vegetais apresentam propriedades, como poder calorífico, número de cetano e razão ar/combustível, semelhantes ao óleo diesel. Ainda são não tóxicos, biodegradáveis e com

grande potencial de redução de poluentes. Porém a sua larga utilização tem sido impedida pela sua alta viscosidade e baixa volatilidade.

Segundo Jain et al. (2017) a redução da viscosidade já é suficiente para melhorar propriedades ligadas a atomização e escoamento do óleo. Existem 4 técnicas principais para reduzir a viscosidade: aquecimento, misturas com diesel, emulsificação e transesterificação. Visto que a transesterificação ainda é um processo muito caro, muito tem-se estudado e apostado na utilização do preaquecimento do óleo vegetal. Dessa forma a utilização de irradiação de micro-ondas é vista como uma alternativa interessante, visto que é uma forma de aquecimento diferente das formas convencionais utilizadas (resistências elétricas). O aquecimento por micro-ondas se dá em nível molecular e acontece de forma mais rápida.

Para conhecimento dos efeitos que este tipo de aquecimento fornece ao funcionamento de um motor diesel operando com óleo de soja, um estudo a respeito dos parâmetros de desempenho, combustão e emissões foi desenvolvido com testes em bancada dinamométrica. O projeto aconteceu em parceria com o Centro de Estudos em Petróleo (CEPETRO) do departamento de Química e o Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões (GPMOT) do departamento de Engenharia Mecânica, ambos da Universidade Federal de Santa Maria. O GPMOT disponibilizou toda sua estrutura para os testes. O CEPETRO auxiliou com o conhecimento na tecnologia de micro-ondas e forneceu o dispositivo de micro-ondas que operou junto ao motor.

O trabalho apresenta no capítulo dois uma breve revisão à respeito primeiramente dos aspectos que definem o funcionamento de um motor diesel. Posteriormente é apresentada uma revisão à respeito da utilização de óleo vegetal *in natura* em motores diesel e as técnicas que tem sido aplicadas. Por fim, apresenta-se uma revisão da utilização de micro-ondas em aquecimento de óleos vegetais, a forma que o aquecimento ocorre e como se tem utilizado essa tecnologia especificamente em motores e combustíveis.

No capítulo três são apresentadas as metodologias de teste e as ferramentas utilizadas no estudo. No capítulo quatro apresenta-se os resultados do estudo em relação a parâmetros como consumo, eficiência, taxa de liberação de calor e emissões de HC, CO e NO_x . O estudo foi desenvolvido em um motor Agrale M95 com injeção direta e bomba mecânica.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Com base no assunto já apresentado, o objetivo deste trabalho é realizar um estudo do desempenho, das emissões e dos parâmetros da combustão de um motor diesel operando com óleo de soja *in natura* aquecido pela utilização da tecnologia de micro-ondas. Posteriormente compara-lo ao desempenho do motor operando com óleo de soja *in natura* aquecido por resistências elétricas e com o motor operando com óleo diesel.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Adaptar o sistema de aquecimento por micro-ondas ao sistema de alimentação de combustível da bancada dinâmométrica;
- Testar o motor com óleo de soja aquecido por resistências elétricas (efeito joule) e também com óleo diesel para diversas faixas de operação;
- Testar o motor com óleo de soja aquecido por micro-ondas para as mesmas faixas de operação consideradas no teste anterior;
- Analisar a possibilidade do micro-ondas realizar craqueamento térmico durante sua aplicação sobre o combustível;
- Analisar e comparar o desempenho e as emissões do motor operando com os três combustíveis testados: óleo de soja aquecido por resistência elétrica, óleo de soja aquecido por micro-ondas e óleo diesel;
- Utilizar modelos simplificados para análise da taxa de liberação de calor e atraso de ignição;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A literatura tem apresentado uma grande variedade de estudos que envolvem a utilização de biocombustíveis. Em especial para motores diesel, encontra-se muitos estudos envolvendo óleo vegetal e biodiesel. Muitas técnicas têm sido empregadas para que esses biocombustíveis possam ser utilizados tanto na forma pura como em misturas no motor. A presente revisão bibliográfica abrange assuntos com referência ao funcionamento de motores diesel, combustão, desempenho e emissões relacionadas com a utilização de óleo vegetal. Ainda abrange assuntos referentes ao que se tem sido desenvolvido em relação a utilização de micro-ondas em óleos vegetais. Apresenta-se também a formulação utilizada para os parâmetros testados na bancada dinamométrica, bem como os parâmetros calculados por pós-processamento. Toda formulação utilizada é fundamentada por trabalhos encontrados na literatura.

2.1 PRINCÍPIOS DO MOTOR DIESEL

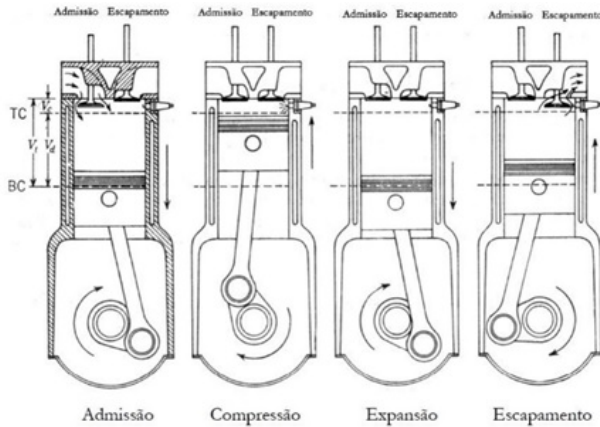
Motores Diesel, também conhecidos por motores de ignição por compressão, são caracterizados por ter a ignição do combustível realizada pela alta temperatura no cilindro ocasionada pela compressão do ar admitido pelo motor. Basicamente se divide os motores Diesel em duas classes: injeção direta e injeção indireta. A alta eficiência dos motores de injeção direta tem tornado sua utilização dominante.

A vasta maioria dos motores diesel opera com o princípio de quatro tempos. Cada cilindro necessita de quatro cursos do seu pistão, que são duas revoluções do virabrequim, para completar o seu ciclo. Apenas um curso de potência é produzido em cada ciclo. Pode-se classificar os quatro tempos do motor nos seguintes eventos: admissão, compressão, expansão e exaustão. A Figura 1 mostra os quatro eventos:

A taxa de injeção do combustível e a velocidade de formação da mistura influencia diretamente a conversão de energia para motores diesel. Como é comprimido apenas ar, não existe problemas com detonação da mistura. Essa característica acaba permitindo a utilização de altas razões de compressão e sobre-alimentação.

A utilização completa do ar dentro do cilindro é dificilmente realizável para misturas heterogêneas. O tempo é, em geral, muito curto para produzir uma mistura homogênea e queima-la completamente. O

Figura 1 – Quatro eventos do motor de combustão interna.



Fonte:Heywood (1988).

gradiente da razão ar/combustível não é só responsável pela diferença na qualidade da mistura, mas também por temperaturas variadas dentro da câmara de combustão. Altas temperaturas são alcançadas na periferia do jato de combustível, locais em que a mistura é mais pobre em combustível (valores de λ maiores que 1). Nesses locais que acontece a formação do NO_x . No núcleo do jato de combustível acontece a formação do material particulado, consequência da deficiência de ar, com valores de λ muito baixos (menores que 1).

2.1.1 Formação e estrutura do spray

Segundo Hsu (2002) o óleo diesel é injetado na câmara de combustão em alta velocidade. Logo após um curto período, o jato se desintegra em pequenas gotas e inicia-se a mistura com o ar, bem como a evaporação das gotas. A medida que os processos vão ocorrendo, forma-se uma mistura combustível apta a combustão. A mistura no núcleo do spray é extremamente rica. A autoignição ocorre primeiramente em direção as bordas do spray com uma razão ar- combustível próximo do estequiométrico.

Segundo Binder (2010) a energia cinética do jato de combustível é um parâmetro dominante na formação da mistura. Ela depende da

massa do jato de combustível, do gradiente de pressão nos orifícios de injeção e do ângulo do cone formado, implicando diretamente no diâmetro das gotas. Binder (2010) também fala que dois mecanismos garantem a quebra do jato em gotículas. O primeiro mecanismo acontece próximo ao bico injetor, induzido por um escoamento turbulento e a cavitação nos orifícios do injetor. O segundo mecanismo realiza a atomização das gotas, que pelo primeiro mecanismo já se encontram em tamanhos médios, transformando-as para microgotas. Uma boa atomização facilita o transporte de massa e a transferência de calor, acelerando a evaporação do combustível.

A evaporação deve acontecer antes do combustível misturar-se com o ar e a combustão iniciar. Considerando-se uma gota de combustível líquida injetada no cilindro na fase final de compressão, três fenômenos determinarão sua trajetória: O primeiro fenômeno é a desaceleração da gota pelo arrasto aerodinâmico. O segundo fenômeno é a transferência de calor do ar para gota de combustível. O último fenômeno é a transferência de massa do combustível vaporizado para fora da gota. A temperatura da gota aumenta devido a transferência de calor, aumentando também a pressão do vapor do combustível e como consequência a taxa de evaporação cresce. A medida que a velocidade da gota diminui, o coeficiente convectivo de transferência de calor entre a gota e o ar diminui. A temperatura local do ar diminuirá a medida que o processo de evaporação ocorrer.

Ragland e Bryden (2011) resumem que a qualidade da injeção de combustível em motores diesel é dada pela distribuição e tamanho das gotas, da penetração do spray e o seu ângulo. A turbulência gerada nos orifícios dos injetores, cavitação dos orifícios, a colisão das gotas de combustível nas paredes do cilindro, vaporização e alguns outros fatores são influentes na combustão e emissões de motores diesel. A utilização de sistemas de injeção flexíveis, como por exemplo o *common rail*, permitem obter melhores desempenhos, baixas emissões e melhor utilização do combustível em motores diesel.

2.1.2 Combustão Diesel

A combustão pode acontecer com ou sem a presença de chama. As chamas podem ser pré-misturadas ou não pré-misturadas (difusão). Em motores diesel pode-se dizer que a combustão apresenta um misto destes dois tipos de chamas, sendo dominante a chama difusiva. A divisão em duas classes de chamas está relacionada com o estado de

mistura molecular dos reagentes. Em uma chama pré-misturada o combustível e o oxidante já estão misturados molecularmente antes de qualquer reação química. Em chamas não pré-misturadas os reagentes estão inicialmente separados e a reação só acontece na interface do combustível e oxidante.

Se o combustível, oxidante e produtos de combustão estão todos em fase gasosa e uniformemente distribuídos, diz-se que a combustão é controlada cineticamente. A taxa das reações será independente da localização e a temperatura será uniforme. Para esse caso, a combustão é determinada pela taxa da cinética química. Pode-se considerar que o evento de ignição, que ocorre logo depois do combustível injetado evaporar e estar localmente bem misturado com o ar próximo, é um fenômeno controlado cineticamente. Quando combustível, oxidante e os produtos da combustão não estão espacialmente bem misturados antes da combustão, gradientes de temperatura e de espécies serão estabelecidos no espaço. Os gradientes causarão condução de calor e difusão das espécies químicas em direção as regiões de baixas temperaturas e concentrações respectivamente. Os reagentes se difundem dentro da chama, enquanto os produtos e calor são difundidos para o lado de fora da chama. A taxa de combustão é limitada pela taxa de difusão.

Diferente de motores de ignição por centelha (SI), a combustão diesel não tem uma frente de chama que se desenvolve através de uma mistura homogênea. O processo de combustão diesel é instável e ocorre simultaneamente em vários pontos da câmara de combustão com uma mistura não homogênea. Tipicamente divide-se o processo de combustão diesel em 4 fases principais: atraso de ignição, fase pré-misturada, fase difusiva e fase residual.

2.1.2.1 Atraso de Ignição

O atraso de ignição é definido como o intervalo de tempo estabelecido entre o início da injeção e o início da combustão. Considera-se como início da injeção o momento em que a agulha do injetor levanta do seu assentamento. Para fins de cálculos considera-se o início da combustão o ponto no traço de pressão que apresenta um rápido aumento na pressão de cilindro. O atraso de ignição é parâmetro muito importante para o estudo da combustão em motores diesel, estando diretamente ligado com a eficiência, emissões e ruído de combustão.

O atraso de ignição é separado em dois tipos de processos: químicos e físicos. Processos físicos envolvem atomização do combustível, a eva-

poração e por fim a formação de uma mistura ar/combustível reativa. Processos químicos envolvem a composição do combustível e a temperatura e pressão da mistura. Esses fatores regulam diretamente a taxa com que as reações químicas acontecem. Essas reações químicas são chamadas de reações de iniciação, que formam os radicais responsáveis pela ignição. O número de cetano do combustível indica a qualidade de ignição. Esse valor varia em uma escala de 0 até 100, considerando que quanto maior o valor mais facilmente acontece a autoignição do combustível.

2.1.2.2 Fase Pré-misturada

Segundo Hsu (2002) ao final do período do atraso de ignição, a taxa de reação do combustível alcança o estágio explosivo. Chamas se espalham através da parte do combustível injetado que formou uma mistura inflamável. A alta taxa de liberação de calor causa um rápido aumento na pressão do cilindro. A cinética química é quem controla a taxa de reação deste período e por isso considera-se uma fase pré-misturada. Uma vez que a mistura inflamável disponível é queimada, a taxa de liberação de calor diminui e a fase pré-misturada se conclui.

O atraso de ignição é quem define a quantidade de combustível que queimará na fase pré-misturada. Quanto maior for o atraso, mais combustível conseguirá se misturar com o ar e formar uma mistura inflamável. Como consequência, a taxa de liberação de calor se torna maior e o aumento da pressão de cilindro é mais acentuado. A formação de NO_X é comumente relacionada, dentre outros fatores considerados, com a quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada. Quanto maior a taxa de liberação de calor (pico da liberação de calor), maior é a formação de NO_X .

2.1.2.3 Fase Difusiva

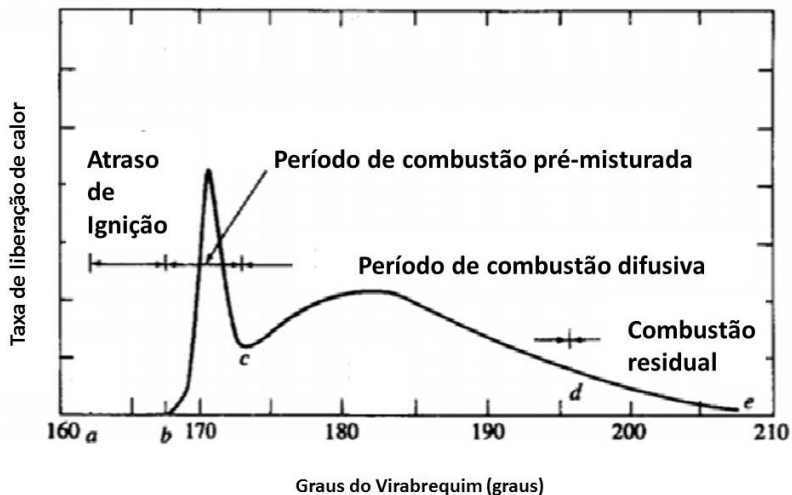
Segundo Heywood (1988) após um período de combustão rápida, o combustível que estava com uma pré-mistura já se encontra com a queima completa e a razão de queima ou a liberação de calor dessa nova fase é controlado pela razão com que a mistura se torna disponível para queima. A taxa da combustão nesta fase é governada pela taxa de difusão das espécies e pelos processos físicos da mistura (atomização, evaporação e mistura). Como a temperatura no cilindro é muito alta

durante esse período, acaba-se formando material particulado (MP) que quase ao mesmo tempo é oxidado a medida que se encontra com o oxigênio disponível dentro do cilindro. Alguma quantidade de MP acaba sempre estando presente no final desta fase.

2.1.2.4 Fase Residual

Segundo Hsu (2002) é a fase em que algum excedente do combustível injetado ainda não queimou. Nesse período o pistão já está no curso de expansão. Se não existir mais combustão suficiente, a expansão do volume causará diminuição da temperatura no cilindro. Isso acabará diminuindo a oxidação do MP formado no período anterior, permitindo que ele saia juntamente com os gases de exaustão. A geração de NO_X também cessará pela queda de temperatura. Monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC) permanecerão até que a válvula de exaustão se abra. A figura 2 identifica cada fase da combustão no diagrama da taxa de liberação de calor.

Figura 2 – Fases da combustão em motores diesel



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

2.1.2.5 Eficiência da Combustão

Segundo Heywood (1988) de forma geral, os gases de exaustão de motores de combustão interna contém gases como CO , H_2 , HC e PM , todos produtos da combustão incompleta. Também contém produtos da combustão completa, que são o CO_2 e H_2O . Em condições de mistura pobre, a quantidade de produtos incompletos de combustão é pequena. Em operações com misturas ricas a quantidade de produto de combustão incompleta se torna mais representativa, devido a insuficiência de oxigênio para completar a combustão. Como a energia química do combustível não é liberada completamente dentro do cilindro, adota-se o parâmetro de eficiência de combustão. Considerando-se uma massa m que passa através de um volume de controle considerado em torno do motor, a energia química liberada durante a combustão é dado pela equação 2.1:

$$[H_R(T_A) - H_P(T_A)] \quad (2.1)$$

Considerando que a quantidade total de energia do combustível que é fornecida para o volume de controle e que pode ser liberada pela combustão é $m_{comb} PCI$, a eficiência de combustão η_c é dada pela equação 2.2

$$\eta_c = \frac{[H_R(T_A) - H_P(T_A)]}{m_{comb} PCI} \quad (2.2)$$

2.1.3 Emissões de motores diesel

A composição dos gases de exaustão de motores diesel depende do projeto do motor, das condições de operação e da composição do combustível utilizado. Os produtos da combustão podem ser formados pela combustão completa e incompleta de um combustível (hidrocarboneto) com o ar. A produção de dióxido de carbono está ligada ao efeito estufa. Somente pode ser reduzido se a eficiência global do motor aumentar, utilizando menos combustível para o mesmo trabalho realizado. As emissões regulamentadas pela legislação são de gases e particulados produzidos pela combustão incompleta: CO , MP , HC . Ainda para a combustão de motores diesel pode-se destacar a formação de NO_x e também a emissão de dióxido de enxofre, que é um componente do óleo diesel (MARTYR; PLINT, 2007).

Como motores diesel trabalham com excesso de ar, as emissões de CO e HC são problemas menos significativos. Por outro lado, o MP é um grande problema bem como a produção de NO_X . Como já comentado, altas temperaturas são alcançadas na periferia do jato de combustível, locais que favorecem a formação do NO_X . No núcleo do jato de combustível acontece a formação do material particulado, consequência da deficiência de ar, com valores de lambda muito baixos.

2.1.3.1 Formação do NO_X

Um dos principais problemas dos motores diesel modernos é controlar as emissões de NO_X . As leis de controle de emissões impostas por governos de todo o mundo estão cada vez mais rigorosas. Vários óxidos de nitrogênio se formam na combustão de motores diesel com a presença de oxigênio. Entre os principais óxidos formados, estão o NO e o NO_2 . Cerca de 90% das emissões de NO_X é dado por NO. Como ele é estável somente em altas temperaturas, quando em temperatura ambiente se oxida para NO_2 (HSU, 2002).

De forma geral, a mistura ar/combustível pode ter sua ignição em faixas com lambda de 0,5 até 1,5. As melhores condições para a ignição do combustível estão nas bordas do jato. Como a temperatura do jato nas bordas é maior que no seu núcleo, a mistura começa entrar em ignição nas regiões mais pobres da borda. As maiores temperaturas de combustão estão concentradas nas regiões com lambda 1,1, regiões que favorecem a formação de NO_X (BINDER, 2010).

Turns (2013) diz que para combustíveis que não contém nitrogênio em sua composição, o NO_X é formado por quatro mecanismos químicos que envolvem o nitrogênio contido no ar. O primeiro mecanismo é o **térmico** (Zeldovich), que é principal mecanismo na formação de NO na combustão de motores diesel, por se tratar de ser em altas temperaturas. O segundo mecanismo é o **fenimore** (imediate), importante em combustões ricas. O terceiro é o **mecanismo intermediado por N_2O** , tendo papel importante quando se tem uma combustão pobre e com baixa temperatura. O quarto e último mecanismo é conhecido como **NNH**, importante na combustão de hidrogênio.

No mecanismo de formação térmica, a alta temperatura de combustão causa a dissociação do oxigênio de algumas moléculas de ar em átomos. Esses átomos atacam as moléculas de nitrogênio para formar o NO. A conversão inicia em aproximadamente 1000 °C. Temperaturas maiores que 1300 °C tem aumento de NO_X significativo. O grau

de formação do NO_X é proporcional à concentração de oxigênio, dessa forma o ponto de máxima formação é com uma mistura levemente pobre. Misturas muito pobres tem a redução da temperatura de chama adiabática, diminuindo assim o NO_X (HSU, 2002).

Estudos realizados nos últimos anos têm tentado modelar a formação de NO_X nos mais variados lugares da câmara de combustão. Algumas explicações mais superficiais a respeito da formação de NO incluem a temperatura máxima no ciclo, histórico da temperatura média do ciclo e quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada (HSU, 2002).

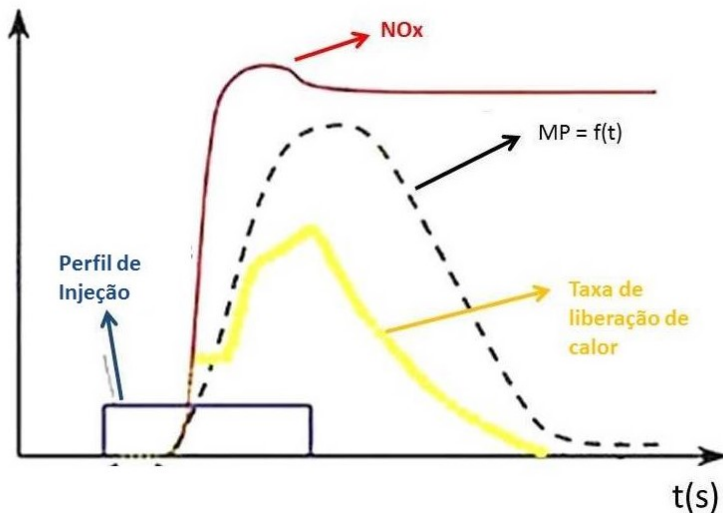
2.1.3.2 Formação de Material Particulado

Segundo Binder (2010) o material particulado é formado na zona rica da mistura, com temperaturas acima de 1600 K. As regiões ricas são encontradas no núcleo do jato de combustível. Ragland e Bryden (2011) também falam que uma grande porção do MP que é produzido durante a combustão é oxidado dentro do cilindro. Apenas cerca de 5-10 % do MP formado realmente sai com os gases de exaustão. O material particulado tem sua maior formação durante o início da queima difusiva. Essa formação é motivada pelos produtos quentes da combustão pré-misturada e a pouca disponibilidade de ar no núcleo da gota. A posterior mistura com o ar em alta temperatura acaba oxidando o MP formado. O MP produzido perto do final da queima é menos apto a oxidar-se, pois a temperatura e pressão diminui pelo motivo da expansão dos produtos da combustão.

Segundo Binder (2010) a utilização de turbulência com altas pressões de injeção, bem como pós-injeção, têm sido usadas para reduzir e oxidar o MP. Segundo Ragland e Bryden (2011) dois métodos são utilizados para diminuir a produção de NO_X . O primeiro é retardar a injeção de combustível e o segundo é utilizar a recirculação dos gases de exaustão (RGE). Ambos métodos apresentados têm um limite de utilização, pois a diminuição de um fenômeno acaba sempre implicado no aumento do outro, conhecido como o *Trade off* MP/ NO_X . Binder (2010) mostrou um comparativo da concentração de MP e NO_X variando em função do tempo na câmara de combustão. Analisando a Figura 3, percebe-se que no momento em que acontece a rápida queima pré-misturada que o NO_X se forma rapidamente. Na fase da queima difusiva a liberação de energia acontece de forma mais lenta, sendo perceptível que o NO_X formado na primeira fase diminui muito pouco

a medida que a fase difusiva acontece. A medida que a mistura rica é submetida a temperaturas altas e a energia é liberada, o material particulado também começa a se formar. Diferente do que acontece com o NO_x , a medida que a combustão se desenvolve a sua concentração diminui. Quando a expansão se aproxima do final, a temperatura e pressão já estão baixas, tornando as condições de oxidação desfavoráveis. A parcela de MP que durante a expansão não consegue oxidar, acaba saindo juntamente com os gases de exaustão.

Figura 3 – Concentração de NO_x e MP em função do tempo



Fonte: Adaptado de Binder, K.B (2010).

2.1.3.3 Formação de CO

Segundo Velji, Luft e Merkel (2010) o monóxido de carbono (CO) é um produto intermediário da oxidação de hidrocarbonetos na câmara de combustão. A combustão completa é impedida de ocorrer por alguns fatores como: áreas onde a disponibilidade de ar é localmente insuficiente; extinção da chama quando é encontrado uma parede fria; tempo de residência na câmara de combustão é muito pequeno. Além disso, o autor ainda complementa que CO também se forma próximo das paredes do cilindro e na área do núcleo do spray de injeção, pois

nestes locais se têm baixas concentrações de oxigênio.

2.1.3.4 Formação de HC

Segundo Velji, Luft e Merkel (2010) as ligações moleculares de componentes de combustível pesados são quebradas pelas altas temperaturas na câmara de combustão, formando vários hidrocarbonetos com pequenas cadeias de carbonos (craqueamento térmico). Estes hidrocarbonetos são rodeados pela chama à medida que a combustão se desenvolve. Porém, em algumas áreas, a não existência das condições mínimas para ocorrência da combustão (concentração de oxigênio e temperatura suficientemente alta) acabam extinguindo a chama sem permitir a oxidação do hidrocarboneto. A menos que o HC migre para áreas favoráveis a sua oxidação, permanecerá sem ser queimado até o final da combustão. O autor ainda reforça que as áreas suscetíveis a formação de HC são próximas das paredes, núcleo do spray e periferias.

Segundo Heywood (1988) a formação de HC pode ser dada por três mecanismos diferentes. O primeiro mecanismo é dado pelas áreas do cilindro com mistura excessivamente pobre, que superam o limite de combustão pobre. O segundo mecanismo é dado por duas fontes que possibilitam a entrada de combustível para dentro do cilindro. A primeira fonte é o combustível que sai do injetor em baixa velocidade, geralmente acontece de forma tardia no processo de combustão. A segunda fonte é o excesso de combustível que entra no cilindro, que ocorre quando o motor está trabalhando em cargas elevadas. O último mecanismo é dado pela extinção da chama devido as paredes frias do cilindro, que pode ter grande impacto dependendo do nível de colisões do spray nas paredes da câmara de combustão.

2.2 PARÂMETROS DE OPERAÇÃO

Os parâmetros medidos diretamente em bancada dinamométrica (torque, consumo específico de combustível, temperaturas, etc), bem como os parâmetros indicados (*IMEP*, trabalho indicado, potência indicada, etc) são utilizados para avaliar de forma geral os motores de combustão interna e são detalhados em diversas literaturas como Heywood (1988) e Brunetti (2012).

2.2.1 Torque

Torque é obtido com um dinamômetro. O motor é fixado em uma bancada de teste e o eixo é conectado no rotor do dinamômetro, que pode ser de forma hidráulica ou eletromagnética. O dinamômetro aplica uma força F contrária ao movimento do motor e essa força é lida por uma célula de carga. Levando em conta a distância d entre o centro do eixo do dinamômetro até a célula de carga, pode-se obter o torque exercido pelo motor, que é dado pela seguinte equação 2.3:

$$T = F \times d \quad (2.3)$$

2.2.2 Potência

Com o torque calculado, pode-se então obter a potência P entregue pelo motor e absorvida pelo dinamômetro, que é dado pelo produto do torque T e da rotação N , como mostrado pela equação 2.4:

$$P = 2\pi \times T \times \frac{N}{60} \quad (2.4)$$

2.2.3 Trabalho indicado por ciclo

A potência medida no dinamômetro é a potência útil que o motor entrega (potência de eixo), desconsiderando já as perdas por atrito, bombeamento, etc. Obtendo-se os dados de pressão dentro do cilindro que representa todos os ciclos do motor, torna-se possível calcular o trabalho transferido do gás para o pistão. Considerando também o volume deslocado durante os ciclos do motor, pode-se traçar um diagrama p-V. Integrando a curva e obtendo a área do diagrama, obtém-se o trabalho indicado por ciclo (por cilindro), como mostrado na equação 2.5

$$W_{c,i} = \oint p_{cil} \times dV \quad (2.5)$$

Para motores quatro tempos é necessário levar em conta o trabalho negativo realizado durante o ciclo. Dessa forma considera-se o Trabalho indicado bruto como o trabalho entregue ao pistão, levando em conta somente os tempos de compressão e expansão. O Traba-

lho indicado líquido é o trabalho entregue ao pistão considerando os quatro cursos do motor. Sabendo que muitos parâmetros a respeito do desempenho do motor são indicados, conhecendo o trabalho indicado por cilindro, é possível calcular a potência indicada por cilindro. Essa potência difere da potência de eixo pois é a potência considerada bruta, sem descontar as perdas por atrito e bombeamento. É dado pela equação 2.6

$$P_i = \frac{W_{c,i} \times N}{\eta_R} \quad (2.6)$$

Sabendo que para motores de quatro tempos considera-se η_R igual a 2.

2.2.4 Pressão média efetiva

Uma medida muito útil para desempenho de motores e também muito utilizada para comparações de diferentes tamanhos de motores é a Pressão média efetiva. Ela pode ser representada na forma indicada (*IMEP*) ou na forma de eixo (*BMEP*). As duas formas são mostradas abaixo nas equações 2.7 e 2.8:

$$IMEP(kPa) = \frac{1}{V_d} \times \oint p \times dV \quad (2.7)$$

$$BMEP(kPa) = \frac{P \times \eta_R}{V_d \times N} \quad (2.8)$$

2.2.5 Consumo específico de combustível

A medida de consumo de combustível é realizada pela vazão mássica \dot{m}_{comb} . É também usual calcular o consumo específico de combustível SFC, representado pela equação 2.9. Essa grandeza mede o quanto eficiente é um motor, utilizando o combustível fornecido para produzir trabalho.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{P} \quad (2.9)$$

2.2.6 Eficiência

A medida da eficiência global do motor é calculada pela razão entre o trabalho produzido pelo motor e a energia total fornecida ao motor, como pode ser visto na equação 2.10

$$\eta_{global} = \frac{P}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (2.10)$$

Deve-se lembrar que a energia suprida ao motor por ciclo não é toda liberada como energia térmica na combustão, pelo fato que existe combustão incompleta.

2.2.7 Relações ar/combustível

Muito utilizado em testes de motores, a razão ar/combustível é definido pela equação 2.11:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.11)$$

Segundo Turns (2013) a razão estequiométrica é a quantidade de ar (oxidante) necessária para a queima completa de uma considerada quantidade de combustível. Chama-se de mistura pobre quando a mistura de oxidante é maior que a mistura estequiométrica. Quando a quantidade de oxidante é menor que a estequiométrica chama-se de mistura rica. A razão estequiométrica do oxidante/combustível é definida por um simples balanço atômico representado na equação 2.12

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{esteq} = \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{esteq} \quad (2.12)$$

A razão de equivalência ϕ é utilizada como indicador quantitativo para dizer se a mistura é rica, pobre ou estequiométrica. Em motores de combustão interna utiliza-se muito o parâmetro Lambda λ que é dado pelo inverso da razão de equivalência. A razão de equivalência pode ser calculada pela equação 2.14:

$$\phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{esteq}}{\left(\frac{A}{F}\right)} \quad (2.13)$$

Para o cálculo do lambda utiliza-se a equação 2.14:

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \quad (2.14)$$

Com $\phi > 1$ ou $\lambda < 1$, tem-se que a mistura é rica. Para $\phi < 1$ ou $\lambda > 1$, tem-se uma mistura pobre. Por fim, com $\phi = 1$ ou $\lambda = 1$, a mistura é estequiométrica.

2.3 ANÁLISE DA COMBUSTÃO

Segundo Martyr e Plint (2007) muitas técnicas especiais têm sido desenvolvidas para o estudo do processo de combustão. As mais antigas eram realizadas pela observação direta do processo de propagação da chama. Mais recentemente tem-se usado a técnica de detectores de ionização da chama (FID). Dentre todas as possibilidades, a ferramenta padrão para o estudo do processo de combustão é curva de pressão no cilindro. Além disso, várias outras medidas podem ser realizadas com base no tempo ou na posição do virabrequim, desde que com transdutores apropriados, que são: pressão da linha de combustível, levante da agulha do injetor, pressão de exaustão e admissão, etc.

Martyr e Plint (2007) também falam que a análise de combustão objetiva a compreensão das características do processo de combustão, em especial ao perfil de liberação de calor. Busca-se na análise a obtenção da curva da fração de massa queimada para motores de ignição por centelha ou a liberação de calor cumulativa para motores diesel, referenciadas com o ângulo do virabrequim. A obtenção da curva da taxa de liberação de calor é obtida baseando-se na primeira lei da termodinâmica. Além disso, a utilização de algoritmos simples para cálculo da taxa de liberação de calor, em que utiliza-se o coeficiente politrópico constante e a taxa de liberação líquida do processo, por exemplo, apresentam resultados bastante satisfatórios para aplicação de medidas relativas.

Segundo Hsu (2002) o processo de calcular a taxa de liberação de calor é o reverso da modelagem de combustão do motor. A natureza complexa da combustão de motores diesel torna muito complicado estabelecer um modelo matemático exato suficiente para todas aplicações. O cálculo da liberação de calor é usado para análises práticas de combustão em motores diesel. É utilizado para explicar mudanças no desempenho do motor devido a variações no processo de combustão. O modelo de liberação de calor (chamado geralmente de **zero dimensional**), não tem resolução espacial. O modelo de uma zona é o mais

simples e geralmente fornece informações suficientes a respeito do processo de combustão.

Nos motores diesel, inicialmente com o cilindro contendo apenas ar, injeta-se combustível somente após o fechamento da válvula de admissão. No modelo de uma zona, assume-se que o combustível e o ar estão perfeitamente misturados, determinando a taxa de liberação pela pressão e volume medidos para cada grau de virabrequim, considerando pressão e volume uniforme em todo o cilindro. Utilizando a primeira lei da termodinâmica e aplicando as derivadas, tem-se a equação 2.15.

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_{i=1}^N \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.15)$$

Onde $\frac{dQ}{dt}$ representa a taxa de transferência de calor para a fronteira do sistema considerado, $p \frac{dV}{dt}$ a taxa de transferência de trabalho feito pelo sistema através do deslocamento dos limites, \dot{m}_i a vazão mássica no sistema através das fronteiras e h_i a entalpia do escoamento i entrando ou saindo do sistema. Por fim, U representa a energia interna do material contida na fronteira do sistema.

Alguns fatores tornam a aplicação desta equação na combustão de motores diesel um pouco difícil. A razão ar/combustível não é uniforme, sendo um processo que não ocorre em regime permanente. A composição dos gases queimados não é conhecida. Regiões com fendas (volumes entre anéis, pistão e parede do cilindro) aumentam a transferência de calor e contém frações da carga do cilindro em condições diferentes do resto da câmara de combustão, com temperaturas próximas da temperatura da parede do cilindro. Na liberação de calor, um fator muito importante é eficiência da combustão. Considerando que emissão de produtos da combustão incompleta em motores diesel (material particulado, hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono) representam uma magnitude muito pequena, a ineficiência de combustão geralmente é menor que 2%. Considerando que para impactos na poluição ambiental essa ineficiência de combustão é bastante importante, para a conversão de energia é uma boa aproximação considerar que o calor é liberado de uma combustão completa.

A vazão mássica no volume de controle considera somente a vazão de combustível, lembrando que o escoamento pelas fendas será omitido nessa representação de modelo. Dessa forma tem-se a equação 2.16

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_{comb} h_{comb} = \frac{dU}{dt} \quad (2.16)$$

Considera-se que U é a energia interna do conteúdo do cilindro e h_{comb} é a entalpia do combustível injetado. Considerando que a entalpia do combustível h_{comb} é próximo de zero e substituindo a variável independente de tempo t pela variável de ângulo do virabrequim θ , tem-se a equação 2.17:

$$\frac{dQ}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} \quad (2.17)$$

A taxa de liberação de calor líquida aparente é dada pela soma da taxa de trabalho realizada pelo pistão com a taxa que a energia interna muda dentro do cilindro. Assumindo que o conteúdo do cilindro é um gás ideal, tem-se a equação 2.18:

$$\frac{dQ_{liq}}{d\theta} = \frac{dQ_{bruto}}{d\theta} - \frac{dQ_{transcal}}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (2.18)$$

Considerando a lei dos gases ideais, $pV = mR_gT$, aplicando a derivada nos dois lados da equação e considerando m e R constantes, temos a equação 2.19:

$$V \frac{dp}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} = mR_g \frac{dT}{d\theta} \quad (2.19)$$

Substituindo a equação 2.19 na equação 2.18, elimina-se o termo da temperatura T . Considerando-se ainda que $R_g = c_p - c_v$ e $\gamma = c_p/c_v$, tem-se que $\frac{c_v}{R_g} = \frac{1}{\gamma-1}$. Utilizando essa relação e a equação obtida de 2.19 em 2.18, finalmente obtêm-se a equação 2.20:

$$\frac{dQ_{liq}}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) p \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma-1} \right) V \frac{dp}{d\theta} \quad (2.20)$$

Considerando que o volume total pode ser dado pela equação 2.21:

$$V_t = V_c + V_d \quad (2.21)$$

Sabendo que V_c é o volume da câmara de combustão e V_d é o volume deslocado pelo pistão. Segundo Heywood (1988), o cálculo do volume total do cilindro em função do ângulo do virabrequim pode ser aproximado pela equação 2.22:

$$V = V_c \left[1 + \frac{(rc-1)}{2} \left\langle R + 1 - \cos \theta - [R^2 - \sin^2 \theta]^{0.5} \right\rangle \right] \quad (2.22)$$

Sabendo que R é a razão entre o comprimento da biela L_B e o raio do virabrequim a_l .

Para que seja obtida a taxa de liberação de calor bruta $\frac{dQ_{bruto}}{d\theta}$, deve-se considerar um modelo de transferência de calor. Existem vários modelos para transferência de calor, o mais conhecido utilizado para motores diesel é o modelo de *Hohenberg*. Segundo Djouadi e Bentahar (2016), Yüksek et al. (2014) a transferência de calor pode levar em conta as trocas de calores por convecção e radiação dado pela equação 2.23:

$$\frac{dQ_{transcal}}{d\theta} = \frac{dQ_{convec}}{d\theta} + \frac{dQ_{rad}}{d\theta} \quad (2.23)$$

Podendo ser reescrita conforme equação 2.24:

$$\frac{dQ_{transcal}}{d\theta} = h_c(\theta)A_{transcal} [T(\theta) - T_w] + \beta\sigma [T^4(\theta) - T_w^4] \quad (2.24)$$

Onde h_c é o coeficiente de convecção, $A_{transcal}$ é a área de transferência de calor, T é a temperatura no cilindro, T_w é a temperatura média de parede, β é a emissividade e σ é a constante de Stefan-Boltzmann.

Segundo Knezevic et al. (2015) o coeficiente de convecção pode ser estimado utilizando a expressão de Hohenberg (1979) mostrada na equação 2.25

$$h_c(\theta) = 130V^{-0,06}p^{0,8}T^{-0,4}(\bar{S}_p + 1,4)^{0,8} \quad (2.25)$$

Onde V é volume instantâneo do cilindro em m^3 , p é a pressão instantânea em bar e \bar{S}_p é a velocidade média do pistão em m/s .

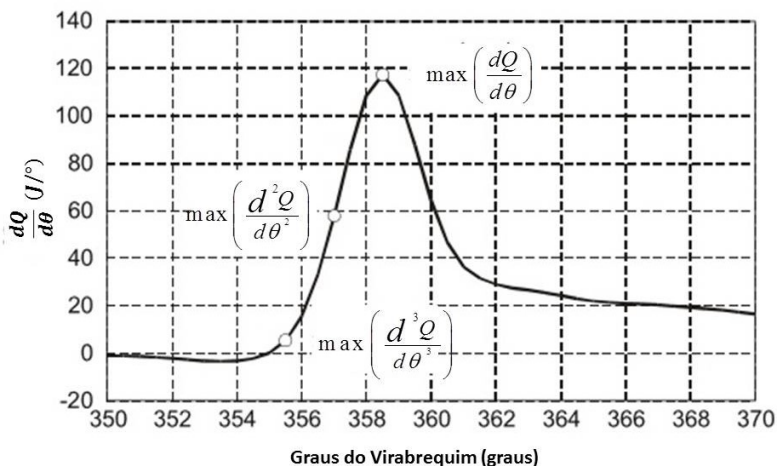
2.3.1 Determinação do início da combustão

A determinação do início da combustão em motores diesel é utilizada como informação de entrada na determinação de parâmetros como o atraso de ignição, bem como, tem grande importância na análise do diagrama da taxa de liberação de calor. Além disso, através do início da combustão é possível obter informações a respeito das características de diferentes combustíveis testados para um mesmo motor em uma mesma condição. Basicamente pode-se definir o início da combustão através de duas formas, a primeira baseada na análise do diagrama de pressão no cilindro ou da taxa de liberação de calor. A segunda forma possível é através da detecção de luminosidade na câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

Pela facilidade de aplicação, métodos calculados a partir do dia-

grama de pressão no cilindro são mais comumente aplicados. O início da combustão é determinado quando o diagrama da taxa de liberação de calor parte do ponto de valor zero. Segundo Katrasnik et al. (2004) esse ponto pode ser aproximado pela utilização do ponto máximo da terceira derivada do diagrama de pressão no cilindro. O autor confirmou o método através de testes experimentais precisos. Na Figura 4, o autor mostra através do diagrama da taxa de liberação de calor a localização dos pontos de máximo da segunda e terceira derivadas da liberação de calor cumulativa ($\frac{d^2Q}{d\theta^2}$ e $\frac{d^3Q}{d\theta^3}$). Pode-se perceber que o ponto máximo da terceira derivada é o ponto em que o diagrama da taxa de liberação de calor começa partir de zero.

Figura 4 – Pontos das derivadas da liberação cumulativa de calor mostrados no diagrama da taxa de liberação de calor



Fonte:(KATRASNIK et al., 2004).

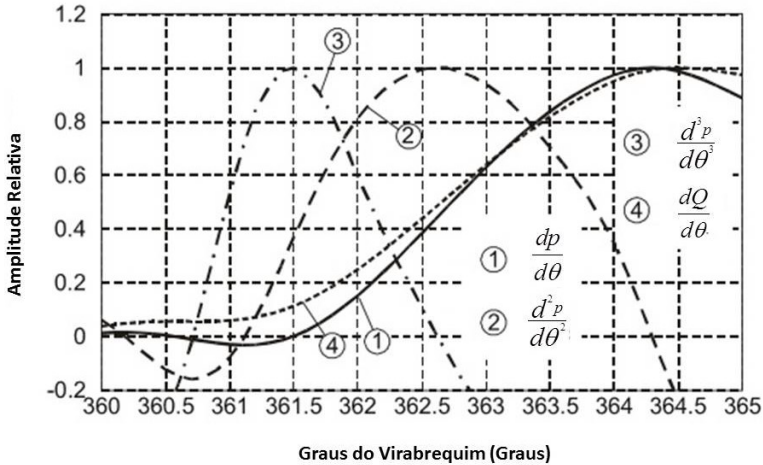
O autor também comprova que o ponto máximo das derivadas da taxa de liberação de calor coincidem com os pontos máximos das derivadas do diagrama de pressão no cilindro. Dessa forma o início da combustão pode ser definido pela equação 2.26.

$$SOC = \max \left(\frac{d^3p}{d\theta^3} \right) \quad (2.26)$$

Na Figura 5 é representado os pontos máximos de cada derivada do diagrama de pressão, comparados com o digrama da taxa de

liberação de calor. Através da Figura é possível perceber que o ponto máximo da terceira derivada estima mais precisamente o ponto de início da combustão.

Figura 5 – Derivadas do diagrama de pressão no cilindro e seus respectivos pontos máximos comparados ao diagrama da taxa de liberação de calor



Fonte:(KATRASNIK et al., 2004).

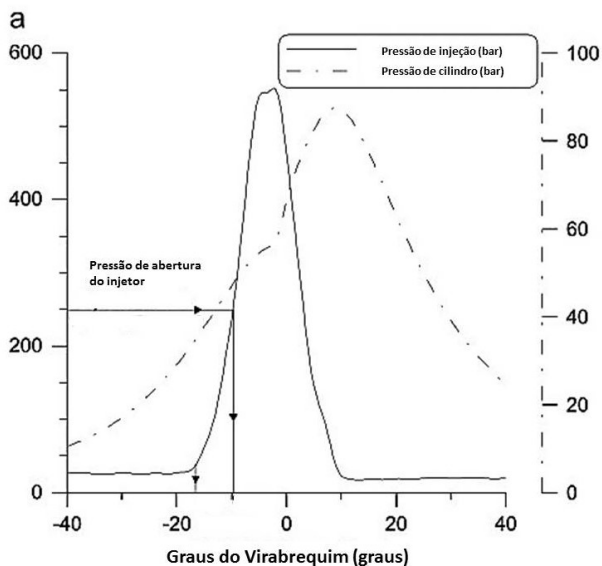
2.3.2 Determinação do início da injeção de combustível

Como já explicado anteriormente, o atraso de ignição é definido como o intervalo entre o início da injeção e o início da combustão. Basicamente para um motor diesel com injeção mecânica pode-se utilizar duas formas para calcular o início da injeção. A primeira forma é utilizando um sensor de levantamento da agulha do injetor como utilizado no trabalho de Lata e Misra (2011). A segunda forma pode ser utilizando-se o diagrama de pressão na linha de combustível como utilizado nos trabalhos de Canakci (2007) e Rakopoulos (2012).

Considerando a utilização da pressão na linha de combustível referenciada com o eixo virabrequim e conhecendo a pressão de abertura do injetor, pode-se indicar o início da injeção. Segundo Rakopoulos, Antonopoulos e Rakopoulos (2007) o ponto de injeção pode ser dividido em estático e dinâmico. Analisando a Figura 6 tem-se o ponto de

injeção estático é quando a pressão aumenta repentinamente além do valor de pressão residual. O ponto de injeção dinâmico é definido como o momento que a linha atinge a pressão de abertura do injetor.

Figura 6 – Diagrama da pressão na linha de combustível



Fonte:(RAKOPOULOS; ANTONOPOULOS; RAKOPOULOS, 2007).

O atraso de injeção pode ser definido como a diferença entre o ponto de injeção dinâmico e o ponto de injeção estático. Já o atraso de ignição pode ser definido como a diferença entre o ponto de início da combustão e o ponto de injeção dinâmico.

2.4 COMBUSTÍVEIS PARA MOTORES DIESEL

Segundo Hagenow et al. (2010) o principal combustível e com utilização em larga escala em motores diesel é o óleo diesel. Durante muito tempo, a boa eficiência e o baixo custo de produção do óleo diesel, fez com que se tornasse um sucesso comercial. Com o tempo iniciou-se uma preocupação com problemas de segurança, emissões e ruídos. O aumento global de consumo de energia, problemas relacionados com emissões de poluentes, a projeção de esgotamento dos combustíveis

de origem fóssil e o aumento do preço destes combustíveis, acabam intensificando a busca por soluções alternativas e sustentáveis. É nesse cenário que combustíveis alternativos a partir de gás natural e matérias primas renováveis tem particularmente um grande interesse, incluindo-se principalmente o óleo vegetal in natura e o seu biodiesel.

Combustíveis utilizados em motores diesel devem apresentar algumas propriedades físico-químicas apropriadas para o bom funcionamento do motor. Entre algumas propriedades, pode-se citar o número de cetano, massa específica, viscosidade e poder calorífico.

2.4.1 Óleo Diesel

A formulação do óleo diesel no Brasil inclui produtos obtidos na destilação atmosférica (nafta pesada, querosene, diesel leve e diesel pesado), produtos hidrotratados (óleo leve de reciclo, proveniente do craqueamento catalítico e nafta pesada de coque). Alto teor de enxofre são encontrados no óleo leve de reciclo e no coque, além de moléculas com duplas ligações, tornando-os quimicamente instáveis. Para isso realiza-se o hidrotratamento, objetivando-se a estabilização e remoção dos compostos sulfurados. A faixa de diferentes frações contém moléculas de 10 a 30 átomos de carbono, com faixa de destilação entre 120 °C e 400 °C (BRUNETTI, 2012).

2.4.2 Óleo vegetal

Óleos e gordura são triglicerídios formados por ácidos graxos e glicerol. Ácidos graxos podem ser líquidos (óleo) ou sólidos (gordura), dependendo do comprimento da cadeia de carbonos. Além do que podem ser formados por átomos de ligações simples (saturados) ou por átomos de ligações duplas na cadeia de carbonos (insaturados). O grau de insaturação está ligado a viscosidade e reatividade química do combustível. Quanto maior a insaturação, menor é a viscosidade do óleo. O óleo vegetal tem a estrutura molecular correspondente à função orgânica éster, com a junção de um triol com três cadeias de ácidos orgânicos. Podem ser obtidos a partir de oleaginosas como soja, girassol, amendoim, mamona, dendê, coco, babaçu, canola, colza, etc (BRUNETTI, 2012). A estrutura química das cadeias de carbono dos óleos vegetais (comprimento da cadeia, número de duplas ligações, lugares das duplas ligações) são diferentes para cada tipo de óleo vegetal,

resultando em propriedades físicas e químicas diferentes para cada óleo (GARZÓN, 2012).

2.4.3 Biodiesel

O biodiesel é definido como um combustível composto de monoalquilésteres de ácidos graxos que são formados por cadeias longas, que podem ser tanto derivados de gordura animal quanto de óleo vegetal. O biodiesel pode ser obtido por diferentes processos, entre eles se destacam o de craqueamento e principalmente o de transesterificação. O craqueamento é dado por um processo térmico, que realiza a quebra das ligações entre carbonos pelo fornecimento de calor, obtendo-se uma molécula de hidrocarboneto mais simples. O Processo de transesterificação envolve uma reação química que acontece pela mistura de triglicerídeos com álcoois e também catalisadores. O processo retira o glicerol da molécula de óleo vegetal, diminuindo consequentemente a viscosidade (BRUNETTI, 2012).

2.5 TECNOLOGIA DE MICRO-ONDAS PARA AQUECIMENTO

Nos métodos tradicionais de aquecimento, o calor é fornecido por condução e convecção. De certa forma esse processo de transferência de calor apresenta baixa eficiência (ENCINAR et al., 2012). Assim novas tecnologias têm sido estudadas, buscando formas que tenham transferência de massa precisa e conseqüente diminuição da necessidade de recursos energéticos. Entre as novas tecnologias, encontra-se a utilização fonte de energia em comprimentos de ondas específicos, como micro-ondas e ultrassom. A radiação por micro-ondas interage com as moléculas em uma taxa muito rápida, gerando superaquecimento localizado, reduzindo tempo de reação e consumo de energia (MANCO et al., 2012).

Micro-ondas são ondas eletromagnéticas, com radiações não ionizantes, que podem ser transmitidas, absorvidas e refletidas. As micro-ondas estão situadas em faixas de frequência de 0,3 até 300 GHz e comprimento de onda de 1mm até 1 metro No espectro de radiação eletromagnética, a radiação de micro-ondas está localizada entre a radiação infravermelho e ondas de rádio (SANSEVERINO, 2002; REFAAT; SHELTAWY; SADEK, 2008).

Existem dois mecanismos principais para a transformação da

energia eletromagnética em calor. O primeiro deles é chamado rotação de dipolo, e relaciona-se com o alinhamento das moléculas (que tem dipolos permanentes ou induzidos) com o campo elétrico aplicado (SANSEVERINO, 2002). A contínua reorientação das moléculas resulta em aumento do atrito, energia cinética e por fim a produção de calor na amostra (SAJJADI; AZIZ; IBRAHIM, 2014). O segundo mecanismo é chamado de condução iônica, e o calor é gerado através de perdas por atrito inter-molecular, que acontecem através da migração de íons dissolvidos que estão sob ação de um campo eletromagnético (SANSEVERINO, 2002). Nesse caso a irradiação micro-ondas move os íons para frente e para trás através da amostra, resultando em choques entre si e geração de calor. Esse mecanismo contribui para superaquecimentos localizados, resultando em gradientes de alta temperatura (SAJJADI; AZIZ; IBRAHIM, 2014).

Sajjadi, Aziz e Ibrahim (2014) realizaram uma revisão da utilização de micro-ondas para realização de transesterificação do óleo vegetal e apontaram as principais vantagens da tecnologia de micro-ondas em relação aos processo convencionais de fornecimento de calor. A tabela 1 abaixo mostra o comparativo.

Tabela 1 – Comparação entre micro-ondas e aquecimento convencional

Micro-ondas	Aquecimento Convencional
Aquecimento em nível molecular	Aquecimento superficial heterogêneo
Volumétrico	Superficial
Rápido	Lento
Dependente da característica do material	Menos dependente
Seletivo	Não seletivo

Fonte: Sajjadi, Aziz e Ibrahim (2014)

Trabalhos utilizando o micro-ondas para produção de biodiesel tem mostrado que a utilização de micro-ondas pode reduzir o tempo de reações e o consumo de energia, bem como, melhorar o rendimento dos produtos. Porém a radiação de micro-ondas não permite a utilização de recipientes muito grandes para reação, por questões da profundidade de penetração das ondas (ENCINAR et al., 2012; ZHANG; DING; ZHAO, 2012).

2.6 UTILIZAÇÃO DE ÓLEO VEGETAL *IN NATURA* EM MOTORES DIESEL

Entre as vantagens de se utilizar o óleo vegetal comparado com outras fontes renováveis é que primeiramente ele pode ser produzido a partir de inúmeras plantas oleaginosas que podem ser cultivadas em vários lugares, podendo ser de vegetais comestíveis e não comestíveis. A segunda vantagem é que apresentam uma combustão limpa, apresentam emissão de SO_2 praticamente nula e a emissão de CO_2 é próxima de zero, quando considerado todo o ciclo de vida do óleo vegetal. Além disso são biodegradáveis, não tóxicos e com potencial para diminuir as emissões de poluentes. Por serem combustíveis oxigenados, óleos vegetais reduzem o MP gerado dentro da câmara de combustão. Devido a sua baixa volatilidade e alto ponto de inflamabilidade, podem ser manuseados e guardados com precauções mínimas de segurança (FRANCO; NGUYEN, 2011; JAIN et al., 2017; JIOTODE; AGARWAL, 2016).

O grande problema da utilização do óleo vegetal *in natura* está ligado diretamente a sua alta viscosidade, baixa atomização, baixo número de cetanos e baixo poder calorífico (RAKOPOULOS; RAKOPOULOS; GIAKOUKIS, 2015). Pode-se dividir os problemas causados pela utilização de óleo vegetal em dois tipos: problemas operacionais e problemas de durabilidade. Segundo De e Panua (2014) os problemas operacionais acontecem principalmente com as características da combustão, que relatam problemas com a partida a frio, *misfire* e atraso de ignição, interferindo no desempenho do motor. Para os problemas de durabilidade cita-se a formação de depósitos na câmara de combustão, carbonização do injetor com incrustações nos orifícios, como estudado por D'Alessandro et al. (2016). As incrustações acabam resultando em misturas ar/combustível impróprias. O spray de injeção de baixa qualidade acaba colidindo com as paredes do cilindro, gerando queima incorreta e polimerizando o combustível (NETTLES-ANDERSON; OLSEN, 2009). Outro problema classificado como de durabilidade é a diluição do óleo lubrificante e sua degradação.

Em uma revisão feita por No (2017) sobre aplicação de óleos vegetais em motores diesel, o autor dividiu em classes a aplicação do óleo vegetal *in natura*. A primeira classe seria a utilização do óleo puro, sem nenhuma mistura e preaquecimento. Testes utilizando essa maneira tem se mostrado bastante problemáticos. A segunda classe seria a modificação do combustível, que pode ser realizada de diversos modos. Desconsiderando as possibilidades que alteram o combustível quimicamente (transesterificação e pirólise), as mudanças físicas podem

ser obtidas primeiramente pela mistura com óleo diesel. A emulsificação do óleo vegetal com álcool ou água também tem sido muito pesquisada, contribuindo para melhorar a qualidade de atomização e combustão do óleo vegetal. A utilização de compostos oxigenados com o óleo vegetal é outra maneira para mudanças no combustível e atualmente conta com alguns trabalhos já desenvolvidos por Yilmaz e Vigil (2014), Rakopoulos et al. (2016), Rakopoulos, Rakopoulos e Kyritsis (2016). A terceira classe para utilização do óleo vegetal seria através de modificações no motor. A primeira modificação seria a utilização do preaquecimento do óleo. Essa maneira já foi estudada por Garzón et al. (2015) com a utilização do óleo de soja como combustível e será explorada no presente trabalho. É a maneira mais comum utilizada em pesquisas atualmente. Realiza-se o preaquecimento com resistências elétricas ou pelo calor liberado pelo motor. Ressalta-se aqui que trabalhos anteriores utilizando o preaquecimento do óleo com irradiação de micro-ondas não foram encontrados na literatura. A segunda modificação que tem sido realizada é a utilização de Dual Fuel, empregando, por exemplo, o metanol com óleo vegetal. Um dos combustíveis entra pré misturado com o ar de admissão e o outro é injetado diretamente na câmara de combustão. O terceiro tipo de modificação do motor pode ocorrer através do desenvolvimento de novos sistemas de injeção específicos para trabalhar com óleo vegetal, favorecendo a qualidade da atomização. Técnicas utilizando modificação do motor e modificação do combustível (óleo vegetal) têm sido empregadas simultaneamente.

Na tentativa de utilizar o óleo vegetal puro, estudos realizando o aquecimento do óleo antes de ser injetado na câmara de combustão têm sido aplicados. Vários testes realizados mostram que o aumento da temperatura do óleo vegetal, antes de sua injeção na câmara, podem trazer melhoras em questão de desempenho e emissões do motor diesel. Porém, apesar de melhoras, problemas com a qualidade da combustão e desempenho continuam sendo reportados nos trabalhos, motivando a busca por alternativas que possibilitem a obtenção de resultados melhores.

O preaquecimento do óleo vegetal tem sido estudado extensivamente, buscando-se sempre a obtenção de motores com melhores eficiências e baixos níveis de emissões. A literatura tem apresentado uma diversidade de resultados à respeito de estudos que avaliam o desempenho, combustão e emissões de motores operando com os mais variados tipos de óleos vegetais. De forma geral, a literatura reporta que a alta viscosidade bem como a alta tensão superficial do óleo acaba causando uma atomização pobre, com grande tamanho de gotas e alta

penetração do jato (AGARWAL; KUMAR; AGARWAL, 2008). Com o aumento da temperatura do óleo, a interação entre as diferentes camadas do combustível torna-se menor. Conseqüentemente diminui-se a viscosidade e tensão superficial do óleo. Através da utilização de uma equação empírica estima-se o tamanho da gota (SMD) e conforme a temperatura do óleo vegetal é aumentada de 30 °C até 65 °C, o tamanho de gota conseqüentemente diminui (SHAH et al., 2013). O tamanho grande da gota de combustível acaba prolongando o início da combustão, aumentando o atraso de ignição. O aquecimento conseqüentemente diminui o atraso de ignição pelo fato de mudar o coeficiente de compressibilidade e diminuir o tamanho de gota (SHAH; GANESH, 2015). Um das formas comuns de preaquecimento encontradas na literatura são utilizando aquecimento elétrico, a partir de resistências elétricas (GARZÓN et al., 2015; YILMAZ; MORTON, 2011). A outra forma de preaquecimento bastante utilizada é o aproveitamento de calor rejeitado pelo motor, podendo ser pelos gases de exaustão como também pela água de arrefecimento do motor (SONAR et al., 2014; CHAUHAN et al., 2010; BIONA; LICAUCO, 2009).

A faixa de temperatura utilizada para preaquecimento de óleos vegetais varia bastante com o tipo de óleo e suas propriedades físicas e químicas. Faixas entre 60 °C e 100 °C são as mais encontradas na literatura (NWAFOR, 2003; HELLIER; LADOMMATOS; YUSAF, 2015; CHAUHAN et al., 2010). Alguns trabalhos reportaram a utilização de temperaturas de até 120 °C com alguns tipos de óleos (ACHARYA et al., 2014).

De forma geral, trabalhos utilizando óleo vegetal preaquecido em motores diesel concentram-se em obter informações em relação ao desempenho, combustão e emissões. Na questão de desempenho utilizam-se parâmetros como *SFC*, torque e eficiência. A literatura tem mostrado que o óleo preaquecido diminui o consumo específico e aumenta a eficiência considerando o motor em uma mesma condição de carga (IMEP ou BMEP) quando comparado ao óleo vegetal em temperatura ambiente. Comparados ao diesel, ainda apresentam maior *SFC* pelo fato do menor *PCI* dos óleos vegetais (SONAR et al., 2014; AGARWAL; DHAR, 2010; D'ALESSANDRO et al., 2016). A eficiência também se mostra menor que o diesel para alguns dos trabalhos desenvolvidos (NETTLES-ANDERSON et al., 2014; ACHARYA et al., 2014). Porém alguns trabalhos reportam a obtenção de eficiências praticamente iguais ou sensivelmente maiores ao do óleo diesel para alguns tipos de óleos vegetais e algumas condições de operação específicas do motor (RAMKUMAR; KIRUBAKARAN, 2016; CANAKCI; OZSEZEN; TURKCAN, 2009; GARZÓN et al., 2015).

Para avaliar a combustão de motores diesel utilizando óleo vegetal preaquecido, trabalhos tem utilizado a análise da curva de liberação de calor, que apresenta o comportamento da combustão. Com isso é obtido informações à respeito do atraso de ignição, início da combustão e duração da combustão. Além disso, utiliza-se a pressão do cilindro para obtenção das referentes pressões máximas por ciclo, taxa de aumento da pressão e IMEP em diferentes condições de operação do motor. O óleo vegetal preaquecido apresenta menor atraso de ignição comparado ao óleo vegetal não aquecido. A medida que a temperatura do óleo aumenta, a mistura ar/combustível tem melhor qualidade com gotas de tamanho menor, tornando a autoignição do óleo vegetal mais fácil. O aumento da temperatura do óleo vegetal também atrasa o início da injeção. Alguns artigos mostram que em condições de baixa carga, a medida que se aquece o combustível, o pico da taxa de liberação se torna maior. Para cargas altas acabam se igualando. Outros estudos mostram que a taxa máxima da liberação de calor diminui comparado ao combustível sem preaquecimento (SHAH; GANESH, 2015; AGARWAL; DHAR, 2010).

Comparando-se a combustão do óleo vegetal preaquecido com o diesel, alguns trabalhos mostraram que o atraso de ignição diminui para alguns tipos de óleo (óleo de *jatropha*, milho e dendê). Já para outros tipos de óleos (girassol e soja) o atraso de ignição se mostra maior que o óleo diesel. A taxa de liberação de calor se mostra bastante semelhante ao do diesel, mostrando a semelhança de combustão que os dois tipos de combustíveis apresentam. Porém para alguns trabalhos reporta-se que o pico da taxa de liberação de calor é maior para o diesel em comparação ao óleo vegetal. Já outros estudos reportam o inverso, com valores maiores para o óleo vegetal preaquecido (HELLIER; LADOMMATOS; YUSAF, 2015; SHAH et al., 2013; CANAKCI; OZSEZEN; TURKCAN, 2009; NWAFOR, 2003).

Na avaliação das emissões, os trabalhos reportam medições de CO, CO₂, HC, NO_X e MP. A medida que o óleo vegetal é aquecido, resultados mostram que as emissões de NO_X se elevam. Já para as emissões de HC, CO e MP percebe-se uma diminuição. Em comparação com óleo diesel, trabalhos reportam que o óleo vegetal preaquecido apresenta emissões de NO_X maiores que o diesel. Em contrapartida, os valores de HC, CO e MP são menores (LI; BACKES; WACHTMEISTER, 2015; SONAR et al., 2014). Alguns trabalhos também reportam que para determinadas condições de carga do motor e temperatura do óleo vegetal, as emissões de NO_X diminuíram e os valores de CO, HC e MP aumentaram (ACHARYA; SWAIN; MOHANTY, 2014; NETTLES-ANDERSON

et al., 2014). Experimentos também mostram o efeito da utilização de aditivos juntamente com o preaquecimento, que melhoram ainda mais as características de injeção e conseguem diminuir simultaneamente as emissões de MP e NO_X (SHAH et al., 2013; SHAH; GANESH, 2015). Quanto maior o grau de ácidos graxos poli-insaturados no óleo vegetal, maior é a tendência de emissões de NO_X e HC (NETTLES-ANDERSON et al., 2014).

A tabela 2 resume alguns trabalhos envolvendo a utilização do óleo vegetal em motores diesel e os resultados que foram encontrados.

Tabela 2: Estudos com óleo vegetal em motores diesel

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Ramkumar e Kirubakaran (2016)	Motor Diesel, monocilíndrico e injeção direta.	Revisão à respeito de parâmetros de eficiência e emissões de vários tipos de óleos vegetais preaquecidos, incluindo o óleo de soja.	À medida que a temperatura do óleo de soja se eleva, a eficiência térmica aumenta. Além disso, as emissões de HC e CO são menores. As emissões de NO_X se elevam para temperaturas maiores.
Li, Backes e Wachtmeister (2015)	Motor Diesel, 6 cilindros, 6,81 L, injeção common rail e razão de compressão (RC) de 17:1.	Análise de emissões do motor operando com óleo <i>in natura</i> de canola preaquecido. Variou-se pressão e ponto de injeção. Foram analisados 16 pontos de operação.	Com exceção de baixas cargas, o óleo de canola apresentou processo de combustão mais pobre que o diesel. Emissões de HC menores para o óleo de canola em médias e baixas cargas. As emissões de CO também são menores para cargas médias.

Continua na próxima página

Tabela 2 – Continuação da página anterior

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Wander et al. (2011)	Motor monocilíndrico, injeção mecânica direta e RC de 20:1	Análise de desempenho e emissões do motor utilizando óleo de soja preaquecido (30 e 60 °C) e ponto de injeção variável (15, 17 e 19 °APMS). Misturas de 70 % de óleo de soja em diesel e com óleo de soja puro.	Melhores resultados com o óleo vegetal ou mistura na temperatura de 60 °C e 15 °APMS de ponto de injeção. Para o óleo de soja puro a eficiência foi de 32,9 %, para a mistura foi de 33,3 % e com diesel puro de 34,7 %. MP diminuiu drasticamente para o óleo de soja preaquecido.
Rakopoulos et al. (2014)	Motor monocilíndrico Ricardo, injeção direta e RC de 19,8:1.	Análise da combustão e emissões do óleo de semente de algodão sem preaquecimento, operando com motor em rotação de 2000 rpm e BMEP constante.	Os resultados mostraram que para o óleo vegetal, em relação ao óleo diesel, a injeção foi antecipada e o atraso de ignição diminuiu. Pelo fato do óleo vegetal não ser preaquecido, MP foi maior que o óleo diesel. NO_x e HC se apresentaram menores. Consumo específico do óleo vegetal foi maior.

Continua na próxima página

Tabela 2 – Continuação da página anterior

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Yilmaz e Morton (2011)	Dois motores foram utilizados: Yanmar com RC de 20:1; Kubota com RC de 23,5:1.	Análise de eficiência e emissões dos óleos de canola, girassol e amendoim em temperaturas de 25 e 90 °C e para os dois motores.	À medida que aumentou-se a RC do motor, a eficiência térmica foi praticamente igual ao óleo diesel. Com aumento da temperatura do óleo e da RC, a eficiência térmica foi superior ao óleo diesel. Emissões de CO foram maiores e HC menores em relação ao óleo diesel. A medida que a RC aumentou, aumentou também as emissões de NO_X .
Bohl et al. (2014)	Motor monocilíndrico, injeção common rail de 1600 bar e RC de 17:1.	Análise da geração de MP para óleos vegetais (Jatropha, canola e girassol) para temperaturas de 60 e 90 °C. Estudo utilizando técnica óptica com cameras rápidas e técnica das "duas cores".	Todos óleos vegetais em temperaturas maiores apresentaram menores emissões de MP.

Continua na próxima página

Tabela 2 – Continuação da página anterior

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Chauhan et al. (2010)	Motor Kirloskar, monocilíndrico, injeção direta e RC de 17,5:1.	Análise do desempenho e emissões do óleo de jatropha preaquecido pelos gases de exaustão do motor (40 - 100 °C).	Com o aumento da temperatura do óleo vegetal, o consumo específico diminuiu e a eficiência aumentou. Além disso, as emissões de CO, HC e MP diminuíram e o NO_X se elevou.
Hazar e Aydin (2010)	Motor Rainbow 185, monocilíndrico, injeção direta e RC de 18:1.	Análise de desempenho e emissões do motor operando com misturas de óleo diesel e óleo de canola (O20 e O50). Misturas em temperatura ambiente e 100 °C.)	À medida que a temperatura das misturas aumentou, o consumo específico diminuiu. As emissões de CO e HC diminuíram e o NO_X aumentou.
Acharya, Swain e Mohanty (2014)	Motor monocilíndrico, injeção direta mecânica e RC de 16,5:1.	Análise das emissões do motor operando com óleo de <i>Kusum</i> e <i>Karanja</i> preaquecidos.	As emissões de CO, HC e MP foram maiores para óleos vegetais preaquecidos em comparação ao óleo diesel. As emissões de NO_X diminuíram para os dois óleos vegetais.
Continua na próxima página			

Tabela 2 – Continuação da página anterior

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Shah et al. (2013)	Motor Cummins de 2 cilindros, injeção direta mecânica e RC de 18,5:1.	Análise de emissões e combustão do motor operando com óleo de <i>Karanja</i> preaquecido em 45 e 60 °C e utilizando dois tipos de aditivos (A1 e A2).	À medida que o óleo foi aquecido, a taxa de liberação de calor, o pico de pressão no cilindro e o atraso de ignição diminuíram. Além disso, como o aumento da temperatura, as emissões de CO e HC aumentaram. Em contrapartida, as emissões de NO_X e MP diminuíram. Aditivo A1 diminuiu ainda mais as emissões de NO_X .
Nettles-Anderson e Olsen (2009)	motor Yanmar, monocilíndrico e injeção direta mecânica.	Análise de emissões para quatro tipos diferentes de óleos vegetais preaquecidos (soja, girassol, canola e camelina) e seus respectivos biodiesel.	As eficiências térmicas foram similares para todos óleos vegetais testados. As emissões de HC, CO, MP e NO_X para todos óleos vegetais, se apresentaram maiores comparados ao óleo diesel.

Continua na próxima página

Tabela 2 – Continuação da página anterior

Autor	Motor	Estudo	Resultados
Janardhan, Krishna e Sri (2015)	Motor Kirloskar, monocilíndrico, injeção direta e RC de 16:1.	Análise das emissões do motor utilizando câmara de combustão de baixa rejeição de calor. Motor operando com óleo de <i>Jatropha</i> preaquecido em 100 °C. Os testes foram feitos com variação de pressão de injeção. Resultados comparados ao motor com câmara de combustão normal.	Com a câmara de combustão especial houve redução nas emissões de MP e aumento nas emissões de NO_X . Com o aumento da pressão de injeção, as emissões também diminuíram em comparação ao motor com câmara de combustão normal.

2.7 UTILIZAÇÃO DE MICRO-ONDAS EM ÓLEOS VEGETAIS

Segundo Yuvarajan e Ramanan (2016) a utilização da irradiação de micro-ondas e da agitação por ultrassom para a produção de biodiesel têm sido empregadas nos últimos anos. A agitação por ultrassom fornece energia de ativação necessária para a formação dos ésteres. Irradiação por micro-ondas é um método comprovado para acelerar e melhorar as reações químicas. A transferência de calor é mais efetiva e a reação é completada em menor tempo.

Yuvarajan e Ramanan (2016) analisaram o desempenho e emissões de um motor diesel monocilíndrico, utilizando biodiesel obtido de transesterificação do óleo de mostarda pela forma normal e o biodiesel obtido de transesterificação utilizando ultrassom e irradiação por micro-ondas. Comparando as propriedades, observou-se que o biodiesel obtido a partir da utilização de micro-ondas e ultrassom obteve menor viscosidade, um leve aumento do poder calorífico e menor massa específica. Os testes no motor foram realizados utilizando uma rotação de 1500 rpm com variação da carga imposta para todos combustíveis testados. O biodiesel obtido utilizando micro-ondas e ultrassom apresentou

maior eficiência térmica e menor consumo específico de combustível quando comparado ao biodiesel de processo normal. Para as emissões, percebeu-se uma diminuição de CO, HC, NO_x e fuligem de 11,39 %, 3,81 %, 7,99 % e 5,3 % respectivamente, utilizando o biodiesel obtido a partir de micro-ondas e ultrassom, além de apresentar um menor atraso de ignição.

Lertsathapornsuk et al. (2008) realizaram um estudo analisando o desempenho e emissões de um motor diesel acoplado a um gerador elétrico de 100 kW. Utilizou-se para os testes o biodiesel obtido a partir do processo de transesterificação com irradiação de micro-ondas. Os resultados mostraram que para o biodiesel puro (B100), as emissões de CO e HC foram menores quando comparados com o diesel puro. Entretanto as emissões de NO_x aumentaram para cargas maiores. O consumo específico para o B100 aumentou aproximadamente 12 % quando comparado ao consumo do diesel puro e a eficiência do motor para o B100 foi aproximadamente 0,26 % menor.

Chen et al. (2012) analisaram as diferenças na produção de biodiesel a partir de óleos residuais de cozinha utilizando método convencional para reação de transesterificação e utilizando radiação por micro-ondas. O estudo apontou que a produção de biodiesel a partir do aquecimento convencional foi de 96,6 % com tempo de reação de 90 min. Para o aquecimento com micro-ondas a produção máxima foi de 97,7 %, com tempo de reação de 3 min. A análise mostrou que a utilização de micro-ondas diminuiu consideravelmente o tempo de reação e ainda melhora a produção do biodiesel.

Refaat, Sheltawy e Sadek (2008) também realizaram um estudo comparando a produção de biodiesel a partir de aquecimento por método convencional e micro-ondas. Posteriormente analisaram o desempenho de um motor diesel operando com biodiesel produzido a partir de micro-ondas e comparou-se com o motor operando com óleo diesel. Os resultados mostraram que a utilização de micro-ondas reduz o tempo de reação em 97 % (60 para 2 min) e o tempo de separação dos produtos em 94 % (de 480 para 30 min), comparados com o método convencional. Além disso a produção de biodiesel através da transesterificação com micro-ondas foi de 100 %, enquanto que para o método convencional obteve-se uma produção de 96 %. Para a utilização do biodiesel em um motor diesel, os resultados mostraram que o consumo específico para o biodiesel foi moderadamente maior que para o óleo diesel. Para eficiência térmica não foi observado diferença significativa entre os combustíveis e a eficiência de combustão manteve-se a mesma.

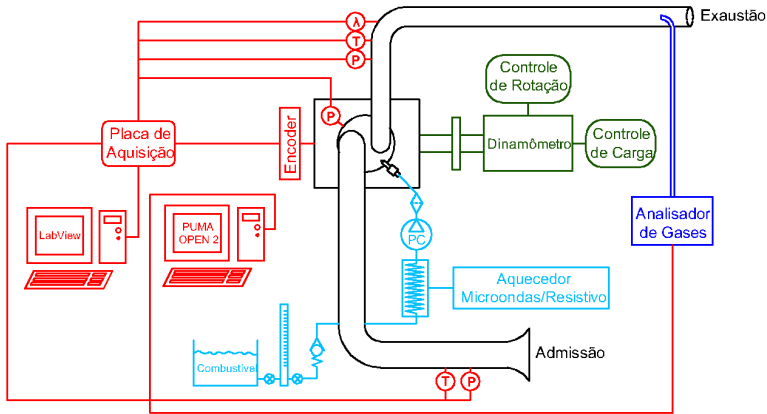
3 MATERIAIS E MÉTODOS

O desenvolvimento experimental do trabalho foi realizado em parceria com o Centro de Estudos em Petróleo (CEPETRO) do curso de Química e do laboratório de motores - GPMOT do curso de Engenharia Mecânica, ambos da Universidade Federal de Santa Maria. O CEPETRO auxiliou com o fornecimento do dispositivo de micro-ondas e sua adaptação no motor. O GPMOT disponibilizou toda a estrutura física para o desenvolvimento dos testes. O capítulo de materiais e métodos compõe-se da descrição da bancada experimental e seus sistemas, do procedimento de testes utilizados e da caracterização dos equipamentos utilizados. Por fim descreve-se os procedimentos e cálculos utilizados para análise da combustão e a incerteza das medições dos resultados encontrados.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi constituída de um motor diesel monocilíndrico, um dinamômetro de correntes parasitas, sistema de alimentação de combustível, sistema de aquecimento por micro-ondas e por aquecimento resistivo. Também contou com um sistema para aquisição de dados e controle do motor e dinamômetro. O esquema da bancada é representado na Figura 7.

Figura 7 – Esquema da bancada experimental.



Fonte: Banco de dados do autor.

3.1.1 Motor

O motor utilizado para os testes experimentais foi um motor diesel monocilíndrico da marca Agrale, modelo M95W e com injeção direta mecânica. A tabela 3 apresenta os detalhes do motor.

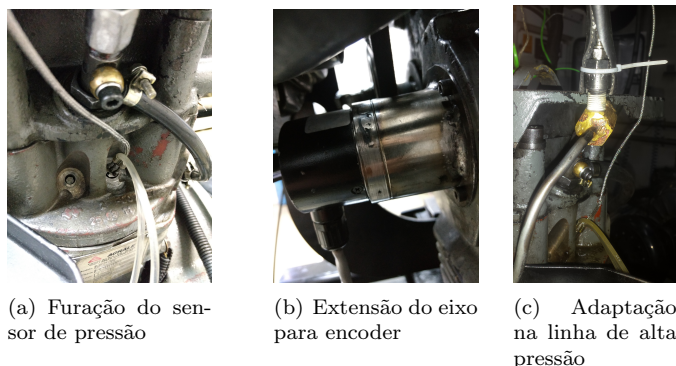
Tabela 3 – Especificações do motor

Parâmetro	Descrição
Número de cilindros	1
Diâmetro do cilindro (mm)	95
Curso do pistão (mm)	105
Pressão de Injeção (bar)	210
Razão de compressão	21:1
Volume deslocado (cm^3)	744
Abertura da válvula de admissão (graus)	702
Fechamento da válvula de admissão (graus)	229
Abertura válvula de exaustão (graus)	480
Fechamento da válvula de exaustão (graus)	22

Fonte: Manual Agrale M95W

Algumas adaptações foram feitas para que fosse possível realizar a instrumentação necessária para os testes no motor. No cabeçote realizou-se a furação para colocação do sensor de pressão de combustão. Também foi acoplado uma extensão de eixo ao virabrequim para que fosse possível a instalação do encoder. Além disso adaptou-se a linha de alta pressão de injeção para instalação de um sensor de pressão para o combustível. A Figura 8 mostra as adaptações realizadas.

Figura 8 – Alterações no motor



Fonte: Banco de dados do autor

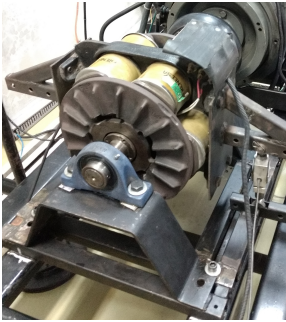
3.1.2 Dinamômetro

O dinamômetro utilizado foi desenvolvido no próprio laboratório de motores em parceria com o laboratório da engenharia elétrica e funciona pelo princípio de correntes parasitas (Foucault). De forma geral seu funcionamento é dado pela passagem de corrente elétrica nas bobinas, induzindo um campo magnético e gerando um movimento contrário ao do motor de combustão. A intensidade com que é alimentada a corrente contínua nas bobinas permite controlar a intensidade da carga aplicada no motor. O controle do dinamômetro pode manter constante um parâmetro, velocidade (rpm) ou torque. Os testes foram desenvolvidos utilizando o controle por velocidade, dessa forma a carga aplicada (torque) variou pelo maior ou menor débito de combustível da bomba injetora. Mais detalhes podem ser encontrados em Tibola et al. (2016). A Figura 9 mostra o dinamômetro e a interface de controle.

Um braço metálico, com distância conhecida, foi colocado junto

a carcaça do rotor do dinamômetro. Neste braço fixou-se uma célula de carga. Dessa forma, qualquer movimento na carcaça gera um movimento no braço metálico, que transmite esse esforço para a célula de carga, registrando o valor de torque. Pode-se ver o sistema em detalhe na Figura 10.

Figura 9 – Dinamômetro utilizado



(a) Freio



(b) Interface para controle

Fonte: Banco de dados do autor

Figura 10 – Sistema de medição de torque



Fonte: Banco de dados do autor.

3.1.3 Sistema de análise de emissões

As emissões foram medidas utilizando-se um analisador de gases da marca AVL modelo Sesam i60 FTIR. Esse equipamento permite que sejam medidas até 27 espécies diferentes e ainda permite que mais seis sejam obtidas pela soma das espécies individuais. A partir dele mediu-se então as emissões de NO_X , CO e HC. Para mensurar as emissões de HC o equipamento utiliza a equação 3.1.

$$HCD = CH_4 + 2C_2H_2 + 2C_2H_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_6 + 3C_3H_8 + 10NC_8 \quad (3.1)$$

O equipamento considera o princípio de espectroscopia de infravermelho por transformada de fourier (FTIR). De forma geral, utilizando a transformada de fourier consegue-se medir todos os comprimentos de ondas de uma só vez. Um feixe de luz infravermelho passa através da amostra de gases e a quantidade de energia absorvida por cada comprimento de onda é gravado. A partir disso um espectro de absorbância pode ser traçado, mostrando em quais comprimentos de onda absorveu-se infravermelho. Cada espécie é capaz de absorver em um comprimento de onda específico. Além disso a intensidade de absorção é proporcional a concentração da espécie na amostra. Dessa forma pode-se medir de forma quantitativa os componentes presentes nos gases de exaustão do motor (AVL, 2009).

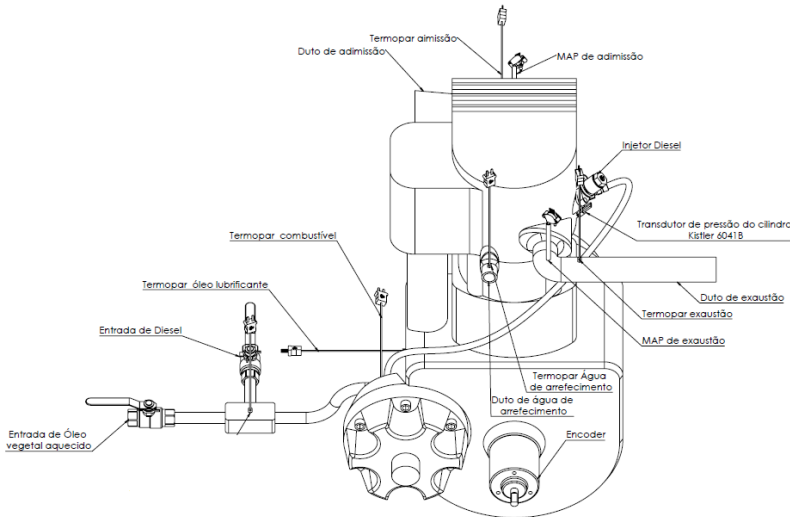
Segundo o fabricante a incerteza de medição do analisador para cada espécie medida é de no máximo 2 % da leitura total, podendo variar de acordo com a faixa de medição definida. As espécies são medidas pelo analisador em base úmida, levando em conta a presença de água nos produtos (AVL, 2015).

3.1.4 Instrumentação

A instrumentação do motor contou com vários tipos de sensores, para que se pudesse monitorar em tempo real os principais parâmetros necessários para avaliação do desempenho, combustão e emissões. Termopares do tipo K foram instalados nos dutos de admissão, exaustão, no óleo do motor, na água de arrefecimento e na entrada da bomba injetora para verificação das temperaturas médias. Sensores de pressão piezo resistivo do tipo MPX4250AP foram instalados nas linhas de ad-

missão e exaustão para leitura da pressão média de cada duto. Uma sonda de excesso de oxigênio (sonda lambda) bosch do tipo wideband e uma sonda do analisador de gases foram instaladas também no duto de exaustão. Um sensor de pressão piezo elétrico foi instalado no cabeçote. O sensor utilizado foi da marca Kistler, modelo 6123B. Também foi instalado, como já citado anteriormente, um encoder para referenciar o sinal de pressão. Além disso, adaptou-se um sensor de pressão na linha de alta pressão de injeção. O sensor utilizado era da marca Optrand de modelo D32281-Q. A resolução do encoder utilizado é de 900 pulsos/revolução, permitindo aquisição a cada 0,1 graus de virabrequim. Porém as aquisições de dados foram realizadas a cada 0,4 graus de virabrequim, que já são suficientes para o estudo da combustão e permitem criar pacotes de dados menores. A Figura 11 detalha os pontos do motor que foram instrumentados:

Figura 11 – Instrumentação do motor

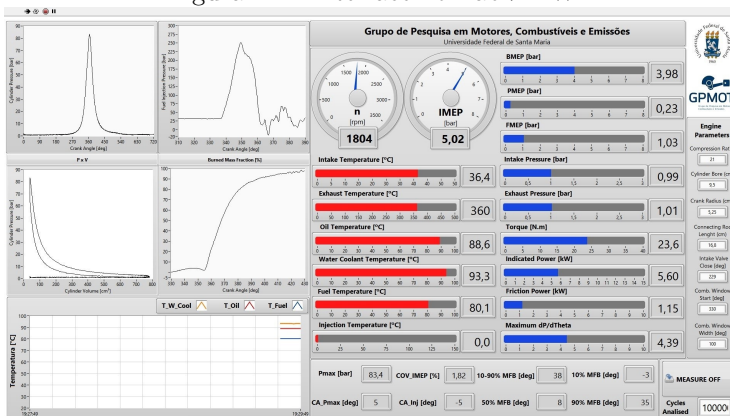


Fonte: Banco de dados do autor.

3.1.5 Aquisição e processamento de dados

A aquisição de dados contou com duas placas da marca National Instruments. Uma de modelo USB-6008 e com taxa de aquisição de 1 kHz foi utilizada para aquisição dos dados de baixa frequência, como as temperaturas dos termopares tipo K. A outra placa, de modelo USB-6351 e taxa de aquisição de 100 kHz, utilizou-se para os dados de alta frequência, como exemplos do sensor de pressão no cilindro, sensor de pressão de injeção e encoder. Ainda utilizou-se um condicionador de sinal AVL modelo flexIFEM. Para o processamento de dados e monitoramento on line dos principais parâmetros do motor utilizou-se o software LabVIEW. Parâmetros como IMEP, BMEP, torque, máxima pressão do cilindro, máximo $\frac{dp}{d\theta}$, covariância (COV) do IMEP, temperaturas, entre outros, foram calculados e monitorados via Labview. Estes parâmetros são salvos juntamente com o diagrama de pressão no cilindro, pressão de injeção de combustível e pressões de admissão e exaustão em um arquivo de excel. Além disso, ainda pode-se acompanhar on-line os traços de pressão no cilindro, diagrama P-V e a fração de massa queimada. A interface utilizada nos testes pode ser vista em detalhe na Figura 12:

Figura 12 – Interface no LabVIEW



Fonte: Banco de dados do autor.

3.1.6 Linha de combustível

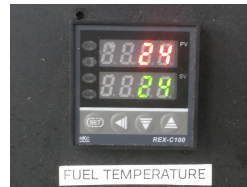
A linha de combustível foi dividida em dois tanques. Um tanque foi utilizado para alocar o combustível de teste. O segundo tanque era mantido com óleo diesel para que o motor pudesse operar sempre com diesel antes e após os testes com óleo vegetal. Na linha do combustível para teste, mediu-se o consumo de combustível através de uma bureta graduada e também por uma balança. Nessa linha também instalou-se os aquecedores, tanto por resistência como por micro-ondas.

Para o aquecimento resistivo, utilizou-se um tubo de alumínio de $\frac{1}{2}$ polegada enrolado com uma manta cerâmica e fio resistivo de 33,5 ohms de resistividade total. Para controle da temperatura de entrada utilizou-se um controlador do tipo PID (Proporcional, integral e derivativo). Um termopar instalado na saída do aquecedor informou a temperatura ao controlador. Com esse tipo de controle, bastante preciso, foi possível manter a temperatura de saída do aquecedor praticamente constante, com variação máxima de $\pm 1^\circ\text{C}$. Além disso instalou-se também um termopar na entrada da bomba injetora para conhecimento da temperatura efetiva do óleo, considerando que existiram perdas de energia da saída do aquecedor até a entrada da bomba. A Figura 13 mostra o aquecedor e o controlador utilizados.

Figura 13 – Aquecimento resistivo



(a) Tubo com resistências elétricas



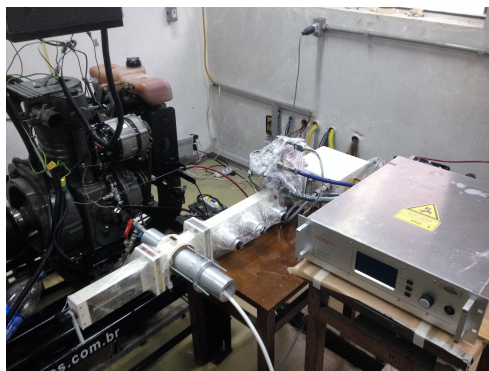
(b) Controlador de temperatura

Fonte: Banco de dados do autor

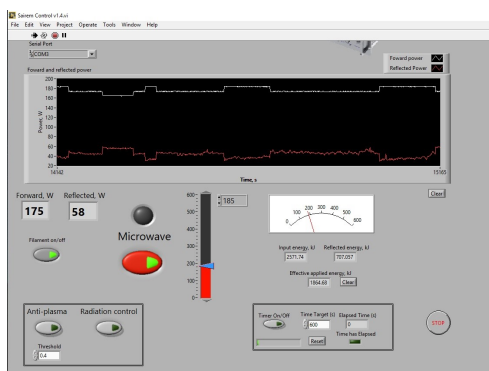
Para o aquecimento por micro-ondas utilizou-se um dispositivo de micro-ondas industrial da marca Sairem e com potência máxima de 2000 watts. O dispositivo permite que a sua potência possa ser variada e ainda informa instantaneamente o quanto da potência considerada está sendo absorvida e refletida. O controle foi feito utilizando o software LabVIEW através de uma conexão serial disponível no micro-ondas. Durante os testes ajustou-se a potência para cada condição

de operação do motor, buscando-se obter a temperatura desejada de aquecimento, que foi monitorada pelo termopar instalado na entrada da bomba injetora. A Figura 14 mostra o dispositivo instalado na linha de combustível e a tela de controle no LabVIEW:

Figura 14 – Aquecimento por Micro-ondas



(a) Dispositivo de micro-ondas



(b) Interface de controle

Fonte: Banco de dados do autor.

3.2 MEDIÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS

Para a análise de grande parte dos parâmetros considerados no trabalho foi necessário utilizar as propriedades físico-químicas do óleo

de soja e também do óleo diesel. Essas informações foram obtidas por medições e análises já realizadas nos trabalhos desenvolvidos no LAB-CET por Garzón (2012) e Garzón (2017). As informações de poder calorífico e composição para cada combustível podem ser visualizadas na tabela 4. Informa-se na tabela também a razão ar/combustível estequiométrica e a fórmula molecular utilizadas para calcular as propriedades termodinâmicas no modelo de liberação de calor. A informação da densidade dos combustíveis variando com a temperatura pode ser visualizada na Figura 15.

Tabela 4 – Poder calorífico superior e inferior, teores de C, H, N e S do óleo de soja e óleo diesel

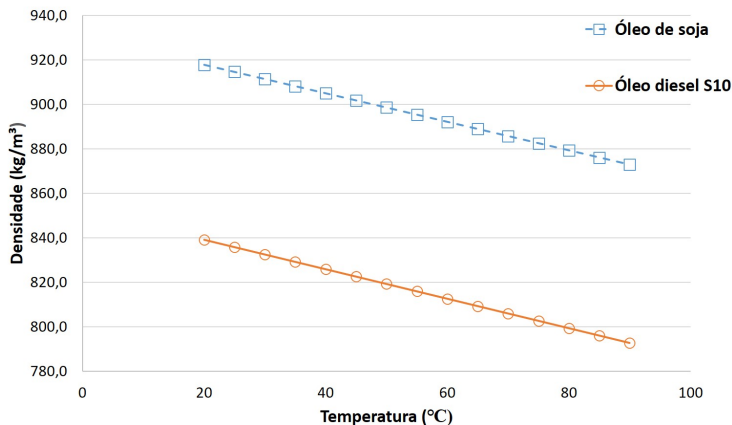
Propriedades	Óleo de soja	Óleo diesel
PCS (kJ/kg)	39440	45345
PCI (kJ/kg)	36950	42435
Teor de carbono(%)	7,67	85,79
Teor de hidrogênio (%)	11,52	13,52
Enxofre total (%)	<0,04	<0,04
Teor de Nitrogênio (%)	0,02	0,05
Razão ar/comb esteq	12,36	14,92
Fórmula molecular	$C_{57,4}H_{101,5}O_6$	$C_{12}H_{26}$

Fonte: Garzón (2017)

3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

No trabalho utilizou-se como combustível o óleo de soja *in natura* aquecido por resistências elétricas (100SR), óleo de soja *in natura* aquecido por micro-ondas (100SM) e óleo diesel comercial (100D). Os testes foram desenvolvidos para três rotações diferentes (1800 rpm, 2200 rpm e 2600 rpm). Em cada rotação utilizou-se duas cargas de pressão média efetiva indicada (IMEP) diferentes (3 bar e 5 bar). Para os três combustíveis o motor foi colocado nestas mesmas condições citadas. Lembra-se que o lambda não foi mantido constante, variando para cada combustível e método de aquecimento aplicado. Para cada carga e rotação foi medido os parâmetros de desempenho como torque e consumo específico. Os parâmetros de combustão como pressão de cilindro, pressão de injeção e temperaturas. Por fim os parâmetros de

Figura 15 – Densidade dos combustíveis variando com a temperatura



Fonte: Garzón (2017).

emissões como NO_X , CO e HC. Os resultados de consumo específico, eficiência e emissões específicas foram todos calculados de forma indicada, ou seja, através da potência indicada calculada pelo *IMEP* e não pela potência de eixo, calculada pelo *BMEP*.

Também analisou-se parâmetros como máxima pressão de cilindro, máximo $\frac{dp}{d\theta}$, covIMEP, etc. Realizou-se três medições para cada condição de operação. Para os testes com preaquecimento resistivo e micro-ondas testou-se o óleo vegetal entrando na bomba em três temperaturas: 60 °C, 80 °C e 115 °C. Destaca-se que 115 °C foi a máxima temperatura que conseguiu-se alcançar com o micro-ondas, após isso o óleo refletia quase toda radiação emitida, gerando instabilidade no controle de temperatura. O óleo diesel entrou na bomba injetora com temperatura ambiente.

Os testes foram realizados primeiramente para o óleo diesel comercial, para obtenção dos dados de *baseline*. Na sequência realizou-se os testes com o óleo vegetal preaquecido por resistências elétricas. Por fim, substituiu-se o aquecedor resistivo por um dispositivo de micro-ondas. Para cada combustível e método de preaquecimento foram utilizados os mesmos procedimentos de teste, que podem ser resumidos nos passos abaixo:

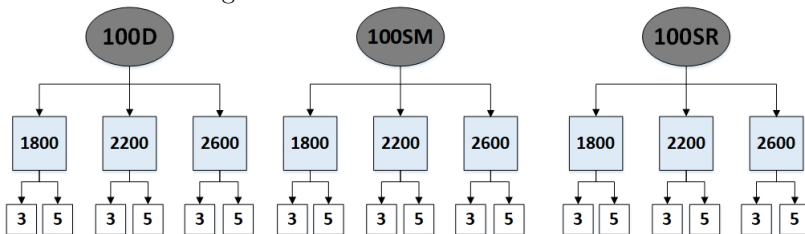
1. Primeiramente o motor foi operado com óleo diesel em carga par-

cial até que a temperatura da água de arrefecimento e do óleo lubrificante estivessem estabilizadas (90 °C para água e 70 °C para óleo lubrificante);

2. Ligou-se o aquecedor de óleo vegetal (resistivo e micro-ondas) até ser atingido a temperatura mínima para ser utilizado no motor;
3. Fechou-se a válvula do tanque de óleo diesel e abriu-se a válvula do tanque de testes com o óleo já preaquecido;
4. O motor foi colocado para a primeira rotação e carga de teste. Realizou-se as medições de consumo, torque, temperaturas, dados de pressão e emissões por três vezes. Realizou-se o mesmo procedimento para todas as outras condições consideradas;
5. Os dados adquiridos foram salvos em arquivos de excel para análise e pós-processamento
6. Após o término dos testes, operou-se o motor novamente com óleo diesel para garantir a limpeza dos componentes como bomba injetora e bico injetor;

O esquema da Figura 16 detalha como o testes foram conduzidos.

Figura 16 – Procedimentos de testes



Fonte: Banco de dados do autor.

Todos os procedimentos de testes apresentados acima foram realizados para duas configurações do motor: configuração 1 e configuração 2. Na configuração 1 os testes foram realizados utilizando a linha de alta pressão de injeção adaptada com o sensor de pressão. Para adaptação do sensor de pressão foi necessário a usinagem e soldagem de uma espécie de *manifold* na linha de alta pressão, como já demonstrado anteriormente. Muito provavelmente pela alta pressão de trabalho, esse manifold pode ter sofrido deformações durante os eventos de injeção e por consequência atrasou o ponto de injeção. Dessa forma realizou-se

também testes com a linha original de alta pressão, chamada aqui no trabalho de configuração 2. Para essa configuração os testes foram feitos apenas com 5 bar de *IMEP*. Os resultados foram analisados para as duas configurações e são apresentados posteriormente no capítulo de resultados e discussões.

3.4 ANÁLISE DOS PARÂMETROS DA COMBUSTÃO

Para a análise dos parâmetros de combustão adaptou-se o modelo de liberação de calor desenvolvido e utilizado por Garzón (2017). É um modelo do tipo zero-dimensional, partindo do equacionamento base da primeira lei da termodinâmica, já citado na revisão bibliográfica. Através deste modelo foi possível obter a taxa de liberação de calor, a temperatura média de cilindro e a fração de combustível queimado para cada condição de teste. Além disso, com o modelo ainda foi possível obter informações a respeito da duração de combustão. Ainda foi incorporado ao modelo, um sub-modelo para cálculo do atraso de ignição, conforme demonstrado no capítulo da revisão bibliográfica.

3.5 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Segundo INMETRO (2003) a incerteza de medição é nada mais que o não conhecimento exato do valor medido. Existem algumas fontes possíveis de incerteza de uma medição: Amostragem não representativa, erro de tendência pessoal, resolução finita do instrumento, valores inexatos dos padrões de medição, etc. Os componentes de incerteza são agrupados em duas categorias: Incerteza do tipo A e do tipo B. A incerteza do tipo A é calculada utilizando-se uma série de observações. A incerteza do tipo B baseia-se em um conjunto de informações comparativamente confiáveis, sendo que não existe uma série de observações. As informações para a incerteza do tipo B podem ser por exemplo previamente especificadas pelo fabricante ou conhecimento do comportamento do instrumento de medição.

Nos testes realizados no dinamômetro fez-se varias medições de vários parâmetros em cada ponto de operação do motor. Considerando a incerteza do tipo A, as observações q_k são diferentes devido à variações aleatórias. Dessa forma a variância experimental das observações é dada pela equação 3.2

$$S^2(\bar{q}) = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^N [q_j - \bar{q}]^2 \quad (3.2)$$

A raiz quadrada positiva da variância representa o desvio-padrão experimental, caracterizando a dispersão em torno da média das amostras. Para a incerteza do tipo B, $u_B(x)$, de uma variável x é obtida considerando todas as fontes de incerteza $u_i(x)$ do equipamento (repetitividade resolução do equipamento, etc). Esses dados podem ser obtidos no manual do equipamento. A equação 3.3 apresenta a equação para incerteza do tipo B.

$$u_B^2(x) = u_1^2(x) + u_2^2(x) + \dots + u_i^2(x) \quad (3.3)$$

A partir da combinação da incerteza do tipo A e do tipo B obtém-se a incerteza combinada, representada pela equação 3.4:

$$u_C^2(x) = u_A^2(x) + u_B^2(x) \quad (3.4)$$

Nas variáveis medidas diretamente utiliza-se os cálculos apresentados anteriormente. Para os parâmetros medidos indiretamente, que dependem da combinação de dois ou mais parâmetros medidos, utiliza-se a incerteza-padrão combinada com as grandezas de entrada não correlacionadas. A equação 3.5 mostra o cálculo:

$$U_C^2(y) = \sum_{j=1}^N \left[\frac{dy}{dx_i} \right] u_C^2(x_i) = \sum_{j=1}^N u_{c_i}^2(y) \quad (3.5)$$

Sabendo que y representa a variável definida em função das outras variáveis. Cada $u_C(x_i)$ representa a incerteza combinada de algum parâmetro, obtida conforme mostrado anteriormente. Para obtenção da incerteza expandida, que conforme INMETRO (2003) é o padrão utilizado para representar um intervalo em torno do resultado da medição esperando-se obter a distribuição de valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. A certeza expandida é obtida pela multiplicação da incerteza combinada de cada parâmetro por um fator k , como mostrado na equação 3.6

$$U(y) = k \times u_c(y) \quad (3.6)$$

Segundo INMETRO (2003), o fator k é definido a partir da distribuição t-student. A distribuição depende da probabilidade de abrangência e do número de graus de liberdade efetivos. O estudo da

incerteza de medição para o presente estudo baseou-se também em trabalhos realizados anteriormente que utilizaram o mesmo método apresentado (GARZÓN, 2012; SARI, 2017).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados correspondentes a análise dos parâmetros de combustão, desempenho e emissões do motor diesel operando com 100MS e 100RS, ambos na temperatura de 80 °C, e com 100D na temperatura ambiente. A variação de temperatura do óleo vegetal durante os testes é mostrada no APÊNDICE A. Optou-se por discutir detalhadamente apenas os resultados para 80 °C, pois foi a condição em que se obteve melhor relação desempenho, combustão e emissões. Os resultados obtidos para as temperaturas de 60 °C e 115 °C são apresentados no APÊNDICE B. Primeiramente apresenta-se os resultados utilizando a linha de alta pressão de combustível adaptada com o sensor de pressão, chamado aqui de configuração 1. Posteriormente são apresentados os resultados com a linha de alta pressão original, chamado aqui de configuração 2.

4.1 TESTES COM A LINHA DE ALTA PRESSÃO DE INJEÇÃO MODIFICADA

Esta seção se deteve em discutir e comparar os resultados obtidos com a linha de alta pressão da injeção instrumentada com um sensor de pressão. Com esse sensor foi possível realizar um estudo mais detalhado do atraso de ignição, bem como, ter valores mais confiáveis de SOI (início de injeção) e EOI (final da injeção) para alimentar o modelo de análise da liberação de calor e obter os parâmetros de combustão considerados neste estudo.

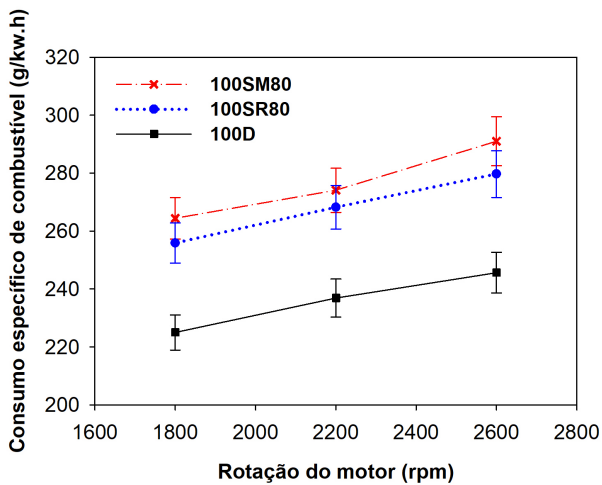
4.1.1 Desempenho

Essa subseção apresenta os dados de eficiência indicada e consumo específico indicado que foram obtidos durante os testes na bancada dinamométrica. Durante os ensaios manteve-se o motor operando em carga constante de 3 bar e 5 bar de *IMEP* para as diferentes rotações, combustíveis e métodos testados.

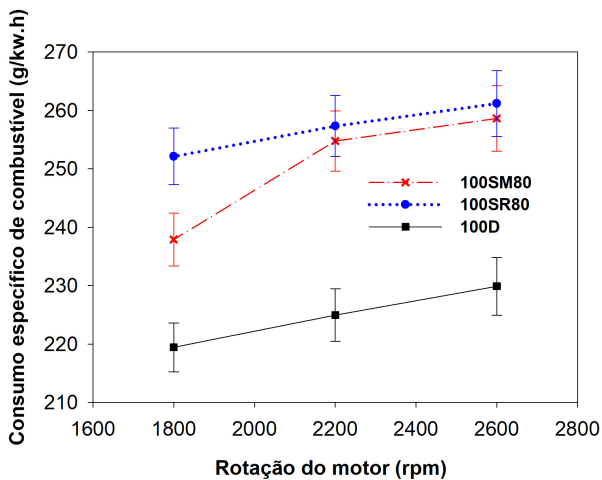
4.1.1.1 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível indicado, com a respectiva análise de incerteza, é apresentado na Figura 17 para a carga de 3 e 5 bar de *IMEP*. Para ambas cargas aplicadas no motor, o consumo específico para o 100D foi menor comparado ao 100SM80 e o 100SR80. Esse comportamento é explicado pelo fato do óleo diesel ter um PCI superior ao do óleo de soja. Dessa forma, quando utilizou-se o óleo vegetal no motor, uma maior massa de combustível necessitou ser injetada no cilindro para que as cargas de 5 e 3 bar de *IMEP* pudessem ser mantidas. Além disso, quando a rotação do motor foi aumentada, maior massa de combustível foi injetada, elevando o consumo específico para os três combustíveis. O *SFC* foi maior quando o motor operou com a carga de 3 bar em relação a 5 bar. Limitando-se a análise para os dois métodos de preaquecimento utilizados, notou-se que para a condição de carga de 5 bar e rotação de 1800 rpm, o 100SM80 apresentou significativa diminuição no consumo específico em relação ao 100SR80, estando fora da incerteza de medição. Isso pode ser explicado pelo maior tempo de residência do óleo vegetal sob ação o micro-ondas. Essa diferença caiu bastante para as rotações de 2200 e 2600 rpm para a mesma carga, ficando dentro do erro de medição. Para a carga de 3 bar, a diferença entre consumo específico do 100SM80 e 100SR80 é praticamente inexistente. Na Figura 18 é apresentado os valores de lambda para cada condição e rotação de teste.

Figura 17 – Consumo específico combustível indicado



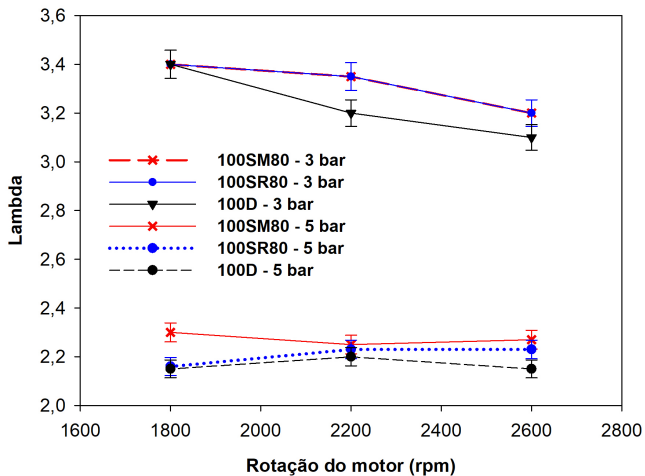
(a) 3 bar de IMEP



(b) 5 bar de IMEP

Fonte: Banco de dados do autor

Figura 18 – Lambda



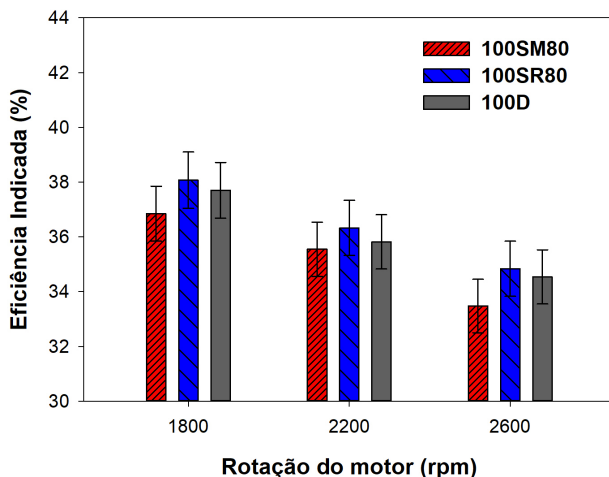
Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.1.2 Eficiência indicada

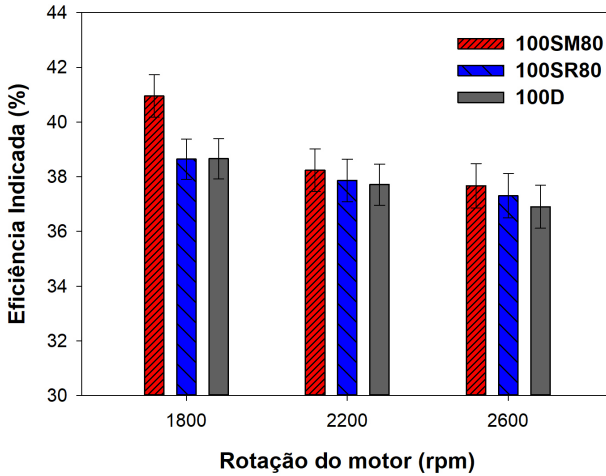
As eficiências indicadas para 3 bar e 5 bar de *IMEP* são mostradas nas Figuras 19 e 20. Pode-se perceber que para as duas cargas testadas e levando-se em conta a incerteza de medição, o 100SM80 e o 100RS80 apresentaram eficiências semelhantes ao 100D. Esse fato indica que apesar do maior consumo específico do óleo vegetal, sua eficiência de combustão foi maior que o 100D. Esse estudo será mostrado mais adiante. A medida que aumentou-se a carga aplicada no motor a eficiência indicada também aumentou, explicada pelo mesmo motivo do consumo específico alto em baixas cargas. De forma geral, percebe-se que as maiores eficiências ocorrem em baixas rotações. A medida que a rotação do motor aumentou em ambas cargas aplicadas, houve um decréscimo nos valores de eficiência. Isso deve-se ao motivo que provavelmente em rotações menores a disponibilidade de tempo para a mistura ar/combustível acontecer foi maior, favorecendo a qualidade da mistura e o processo de combustão. Claro que deve-se lembrar que a medida que a rotação aumentou, a disponibilidade de tempo para trocar calor com as paredes diminuiu, porém esse fato provavelmente não impactou tanto quanto a deterioração da combustão neste caso.

Percebe-se que a diferença significativa de eficiência aconteceu para a carga de 5 bar e rotação de 1800 rpm. Pode-se dizer que, considerando a incerteza de medição, a eficiência indicada para o 100SM80 foi superior a do 100SR80, corroborando com a informação apresentada anteriormente para o menor consumo específico neste mesmo ponto. Apesar da maior parte dos resultados estar dentro da incerteza de medição, a tendência dos resultados para o 100SM80 em 3 bar mostrou-se sempre menor que os outros combustíveis, resultado inverso ao que ocorreu em 5 bar. Um dos fatores desta inversão para 3 bar foi a posição do pistão em que se queimou grande parte da massa de combustível e será detalhado na subseção de combustão. Além disso deve-se levar em conta que a duração de combustão também pode ter efeito significativo na eficiência de utilização do combustível. Segundo Sari (2017) quanto maior a duração de combustão, maior será o tempo disponível para trocar calor com as paredes. Esse estudo também será mostrado detalhadamente na subseção de combustão.

Figura 19 – Eficiência indicada para 3 bar de *IMEP*



Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 20 – Eficiência indicada para 5 bar de *IMEP*

Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.2 Combustão

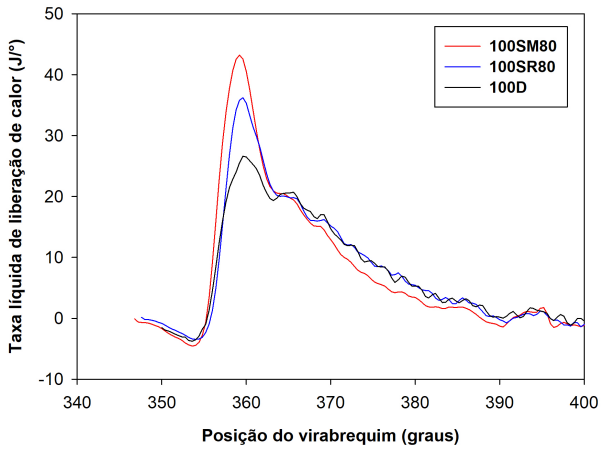
Nesta seção são apresentados os resultados da análise de combustão do motor operando com 100SM80, 100SR80 e 100D. Os parâmetros analisados foram a taxa de liberação de calor, temperatura média no cilindro, fração de massa queimada, duração de combustão, atraso de ignição e temperatura dos gases de exaustão. Resultados para testes com o óleo operando em 115 °C e 60 °C são mostrados no APÊNDICE B.

4.1.2.1 Taxa de liberação de calor

As Figuras 21, 22 e 23 apresentam o diagrama da taxa de liberação de calor para 1800 rpm, 2200 rpm e 2600 rpm respectivamente. A carga para esses três pontos é de 3 bar de *IMEP*. Analisando os diagramas para essa condição de operação do motor, percebe-se primeiramente que à medida que a rotação se elevou, a fase de combustão pré-misturada teve seu pico diminuído para todos combustíveis testados.

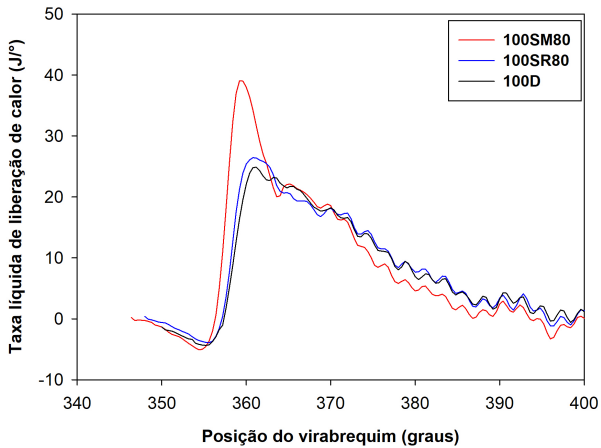
Esse fato está ligado primeiramente ao tempo disponível para a mistura ar/combustível se formar. Para rotações menores, o tempo disponível é maior que em rotações elevadas, aumentando a disponibilidade de mistura ar/combustível pronta para queimar na fase pré-misturada. Além disso, outro fator que contribui diretamente é o atraso de ignição que será discutido nos próximos itens deste trabalho. É possível afirmar ainda que o 100SM80 apresentou maior pico na fase pré-misturada que o 100SR80 nas três rotações testadas. Segundo Agarwal e Dhar (2010) isso pode ser explicado por dois fatores. O primeiro fator é de que o preaquecimento, neste caso com micro-ondas, favoreceu uma melhor mistura do óleo de soja com o ar, com melhor formação de spray e atomização. Isso indica a possibilidade deste tipo de aquecimento ter provocado algum efeito químico no óleo vegetal. Esse efeito pode ter contribuído também para formação de espécies menores e consequentemente melhor difusão no processo de combustão. Outro fator está ligado ao atraso de ignição que ocorreu em cada método de aquecimento. Para a carga de 3 bar de *IMEP*, grande parte do combustível queimou na fase pré-misturada, não tendo um segundo pico notável de liberação de calor da fase difusiva. Além disso, para as rotações de 1800 e 2200 rpm a fase difusiva queimou rapidamente para o 100SM80, indicando que a mistura disponível nesta fase queimou de forma eficiente. A menor eficiência apresentada anteriormente para o 100SM80 em 3 bar pode estar ligado com o fato de muito calor ter sido liberado antes do ponto morto superior, gerando trabalho negativo. Para 2600 rpm esse comportamento mudou, de maneira que quando a fase difusiva se iniciou, pouco calor foi liberado. Porém à medida que o processo se desenvolveu observa-se que a taxa de liberação de calor aumentou moderadamente na parte final da combustão. É muito provável que o aumento da rotação implicou na qualidade da mistura disponível.

Figura 21 – Taxa de liberação de calor a 3 *IMEP* e 1800 rpm



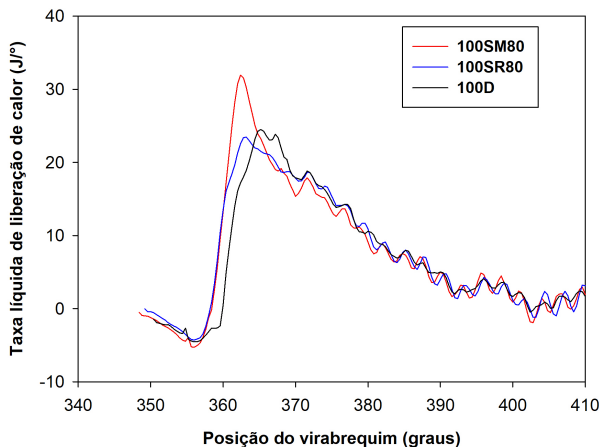
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 22 – Taxa de liberação de calor a 3 *IMEP* e 2200 rpm



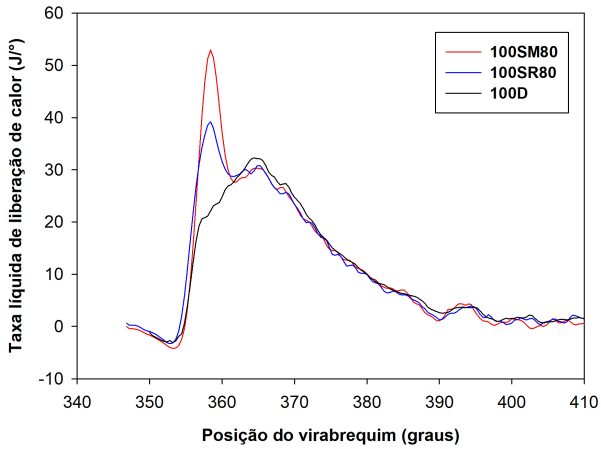
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 23 – Taxa de liberação de calor a 3 *IMEP* e 2600 rpm

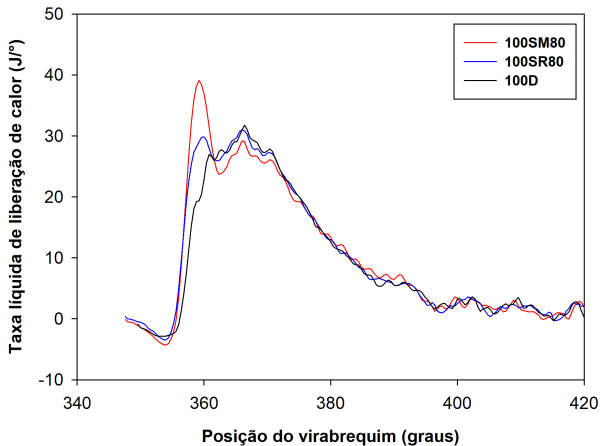


Fonte: Banco de dados do autor.

Nas Figuras 24, 25 e 26 são apresentadas as taxas de liberação de calor para 5 bar de *IMEP* nas rotações de 1800 rpm, 2200 rpm e 2600 rpm respectivamente. Da mesma forma que para baixa carga, tem-se que a taxa de liberação de calor na fase pré-misturada diminuiu a medida que a rotação aumentou. Novamente os diagramas apresentaram a fase pré-misturada maior para o 100MS80, principalmente para a rotação de 1800 rpm, que é onde se apresentou anteriormente os maiores valores de eficiência indicada. As fases de combustão pré-misturada e difusiva foram bem evidenciadas para os combustíveis 100SM80 e 100RS80, com um primeiro pico na fase pré-misturada e um segundo pico de liberação de calor na fase difusiva. Já o 100D, por ter tido a combustão atrasada, não apresentou grande liberação de calor na fase pré-misturada, queimando grande parte do combustível na fase difusiva. Pode-se atribuir isso o ponto de injeção atrasado e ao baixo atraso de ignição, como será mostrado nos próximos itens. Para as rotações de 1800 e 2600 rpm, além da maior taxa de liberação de calor na fase pré-misturada, o 100SM80 apresentou altas taxas de liberação de calor na fase difusiva. A mudança desse comportamento aconteceu para a rotação de 2200 rpm, em que se evidenciou uma menor taxa de liberação de calor na fase difusiva, estendendo a combustão por mais tempo. Nas próximas subseções se verá que esse ponto apresentou parâmetros com resultados que justificarão esse comportamento.

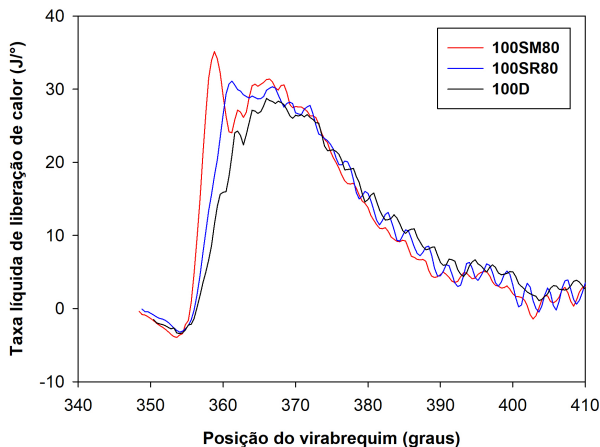
Figura 24 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 1800 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 25 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 26 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 2600 rpm

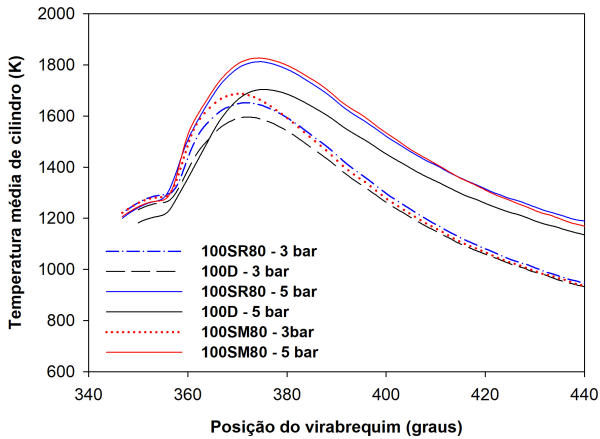


Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.2.2 Temperatura média de cilindro

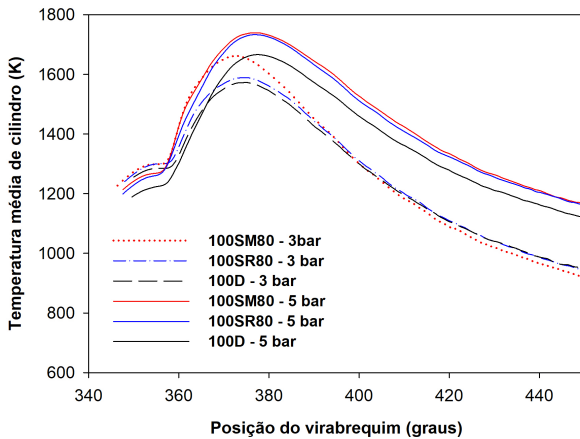
Nas Figuras 27, 28 e 29 são apresentadas as temperaturas médias de cilindro para as cargas de 3 e 5 bar de *IMEP*, referenciadas com a posição do virabrequim. Segundo Rakopoulos, Rakopoulos e Giakoumis (2015) deve-se considerar que o modelo zero dimensional, caso utilizado neste trabalho, utiliza uma temperatura média mista calculada a partir das suposições de mistura homogênea e sem gradientes de temperatura e pressão. Dessa forma, estes resultados devem ser utilizados com certa cautela. Porém o autor reforça que são bastante úteis para se fazer algumas afirmações à respeito do comportamento da combustão. Como já esperado, a temperatura média de cilindro aumentou para todos combustíveis testados, à medida que a carga no motor passou de 3 bar para 5 bar. Também nota-se que, tanto para 3 bar como para 5 bar, à medida que a rotação do motor aumentou, a temperatura média diminuiu. Esse fato pode estar ligado a diminuição da liberação de calor na fase pré-misturada à medida que a rotação se elevou. Para a carga de 3 e 5 bar, os combustíveis 100SM80 e 100SR80 apresentaram temperaturas superiores ao 100D. Segundo Rakopoulos et al. (2014) os maiores valores da taxa de liberação de calor, como comprovados nos diagramas anteriores, acabam elevando a temperatura média de cilindro. Deve-se ainda levar em conta que provavelmente a boa atomização

Figura 27 – Temperatura média de cilindro em 1800 rpm



Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 28 – Temperatura média de cilindro em 2200 rpm

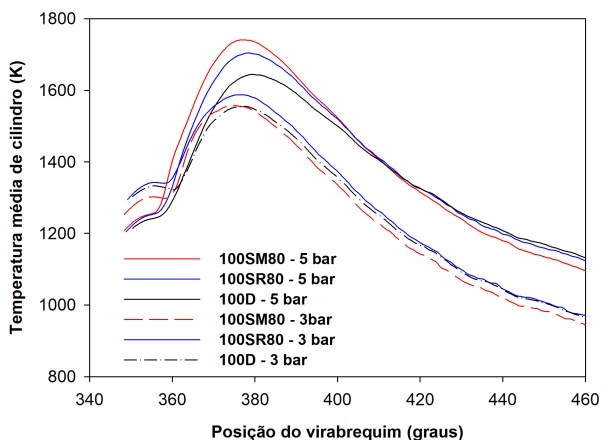


Fonte: Banco de dados do autor.

e qualidade de injeção do óleo de soja preaquecido favoreceram temperaturas mais elevadas. Pode-se perceber ainda que para a carga de 3

bar o 100MS80 apresentou temperaturas médias levemente superiores ao 100SR80. Já para a carga de 5 bar essa diferença foi mais perceptível para a rotação de 2600 rpm. Pode-se considerar que durações menores de combustão, caso do 100SM80, elevaram a temperatura média de cilindro. As temperatura médias de cilindro são fortemente influenciadas pela fase difusiva, indicando que processos de combustão que tenham essa fase menos eficiente terão a diminuição da temperatura. Pode-se perceber isso no ponto de 2600 rpm e 3 bar.

Figura 29 – Temperatura média de cilindro em 2600 rpm

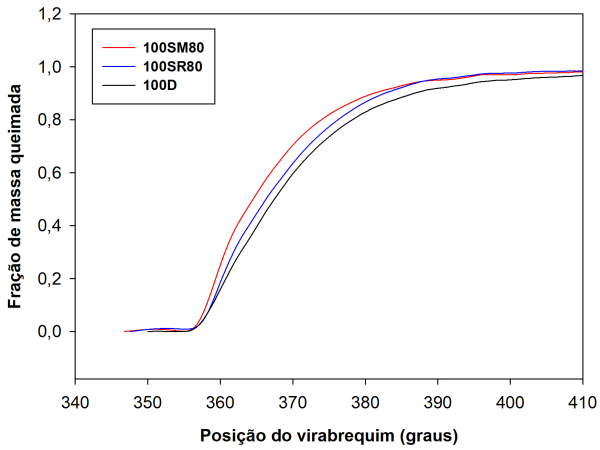


Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.2.3 Fração de massa queimada

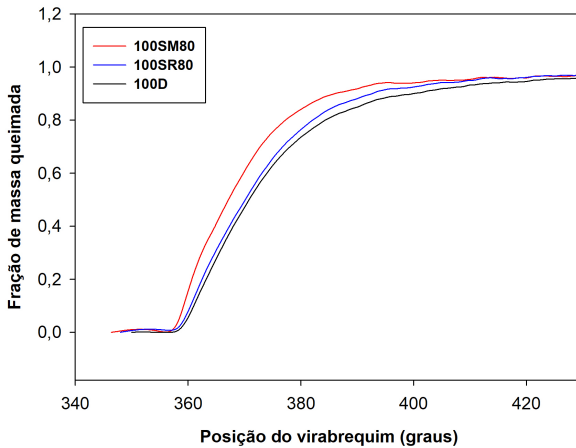
Nas Figuras 30, 31 e 32 são apresentadas as informações a respeito da fração de massa queimada, levando em conta dados de posição do virabrequim onde foi queimado 10 %, 50 % e 90 % do combustível injetado para 3 bar de *IMEP*. Nas Figuras 33, 34 e 35 para 5 bar de *IMEP*. A medida que a carga no motor aumentou, a inclinação da curva diminuiu e o tempo necessário para queimar 90 % da massa de combustível injetada aumentou. Isso se explica pelo fato que maior quantidade de combustível é necessária para maiores cargas, necessitando mais tempo para a combustão completar-se.

Figura 30 – Fração de massa queimada em 3 bar de *IMEP* e 1800 rpm

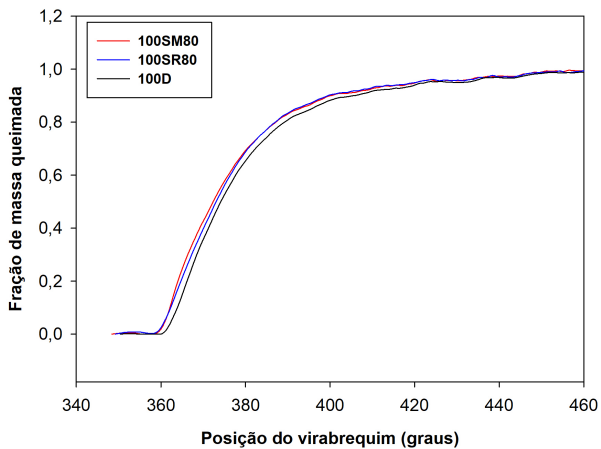


Fonte: Banco de dados do autor.

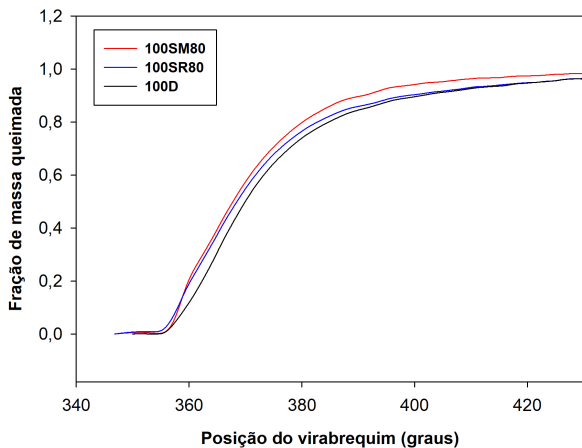
Figura 31 – Fração de massa queimada em 3 bar de *IMEP* e 2200 rpm



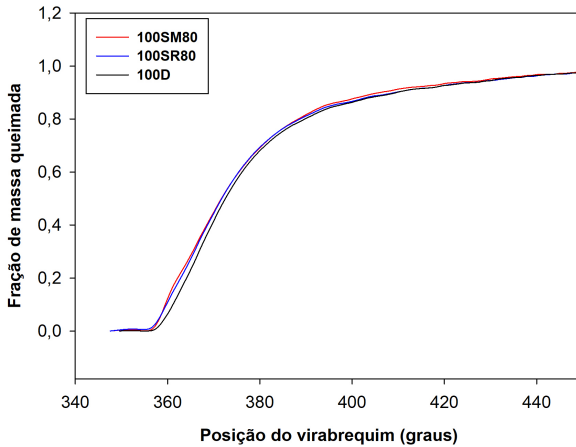
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 32 – Fração de massa queimada em 3 bar de *IMEP* e 2600 rpm

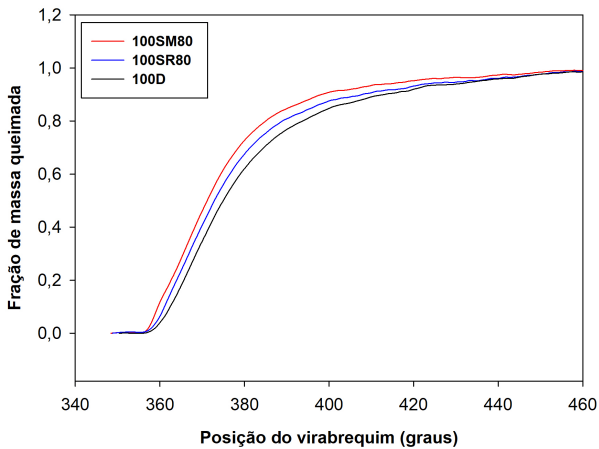
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 33 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 1800 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 34 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 35 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 2600 rpm

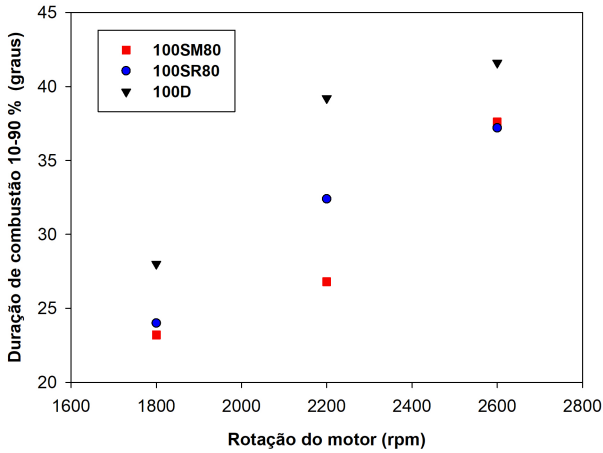
Fonte: Banco de dados do autor.

Fato comprovado na Figura 36, mostrando que a duração de combustão (10-90%) aumentou para a carga de 5 *IMEP* para todos os combustíveis. Para a maior parte das condições de teste foi necessário

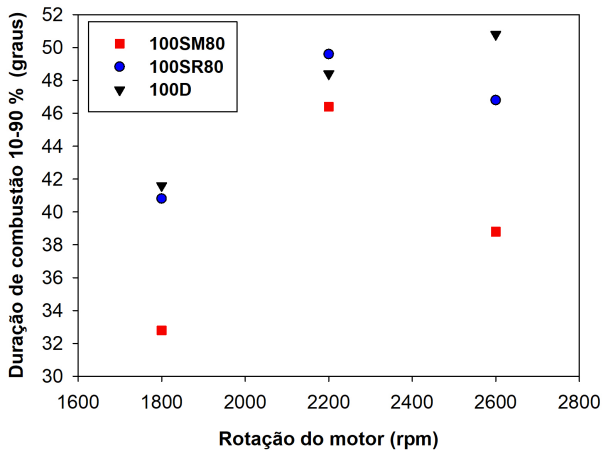
maior tempo para o 100D alcançar o valor de 90 %, indicando que a combustão foi mais lenta, contribuindo para maiores perdas por transferência de calor e menores eficiências. O inverso foi observado para o 100SM80, levando menor tempo para ter 90 % da massa de combustível queimada na maioria dos pontos de operação.

Para todas as condições comprova-se pela Figura 36, que a duração de combustão foi maior para o 100D. Destaca-se também que em alguns pontos de operação o 100SM80 apresentou menor duração de combustão que o 100SR80, provavelmente justificado pela melhor formação de mistura e qualidade do spray de injeção. Estendendo a análise novamente aos diagramas da taxa de liberação de calor, o combustível 100SM80 mostrou maiores taxas da fase pré misturada, queimando boa parte do combustível injetado rapidamente nesta fase. Além disso a fase difusiva também se apresentou bastante rápida. Já o 100D apresentou pequena taxa de liberação de calor para a fase pré-misturada, queimando grande parte do combustível na fase difusiva. Segundo Jitode e Agarwal (2016) a duração de combustão mais longa pode ser justificada pela queima mais lenta na fase difusiva.

Figura 36 – Duração da combustão 10-90 %



(a) 3 bar de IMEP



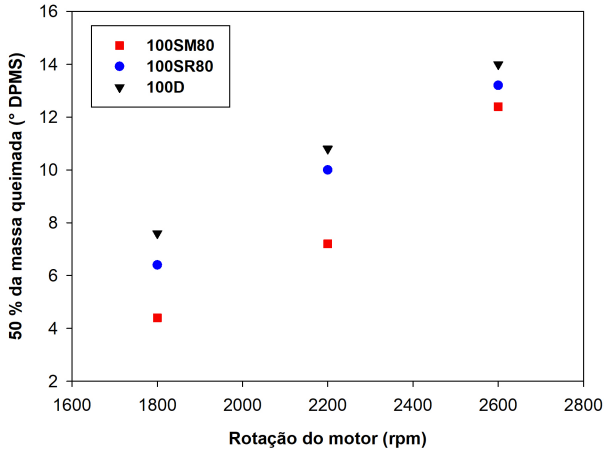
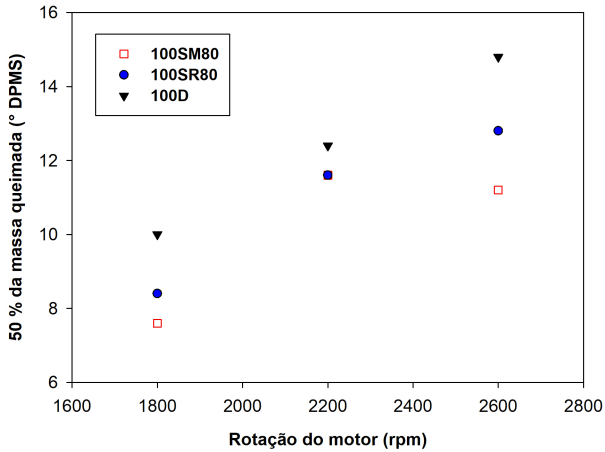
(b) 5 bar de IMEP

Fonte: Banco de dados do autor

A fração de 50 % da massa queimada, mostrada na Figura 37 aconteceu mais cedo para o óleo de soja (100SM80 e 100SR80) em com-

paração ao 100D, indicando que realmente a combustão estava mais lenta para o óleo diesel. Evidencia-se que a duração de combustão para ponto de operação de 2200 rpm e 5 bar do óleo 100SM80, apesar de ainda ser menor que em relação aos outros dois combustíveis, divergiu em relação a duração média para os pontos de 1800 rpm e 2600 rpm. Essa ocorrência pode ser explicada por uma fase difusiva menos eficiente, como mostrado no diagrama da taxa de liberação de calor na Figura 25. O digrama da fração de massa queimada indicou que inicialmente a taxa de queima foi maior (fase pré misturada), diminuindo com o desenvolvimento do processo (fase difusiva). Esse fato poderá ser evidenciado nos resultados de emissões e eficiência de combustão que são apresentados nos próximos itens. Para o 100SM80 na carga de 3 bar, 50 % da massa de combustível queimou mais próximo do ponto morto superior que em relação aos outros combustíveis, contribuindo para menor eficiência indicada nestes pontos.

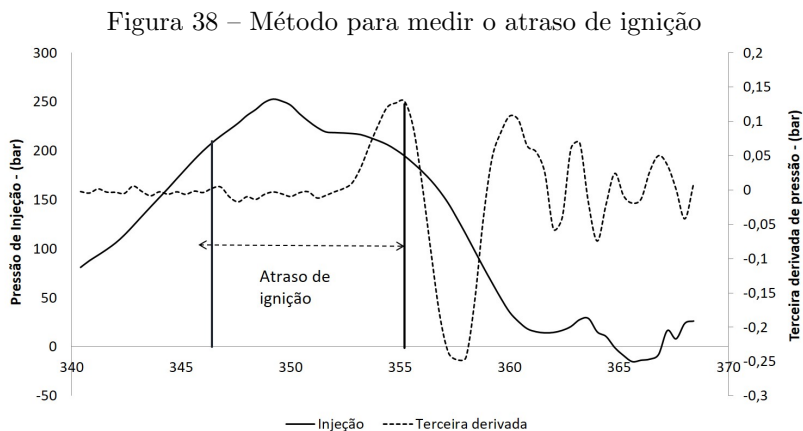
Figura 37 – Posição de 50 % de massa queimada

(a) 3 bar de *IMEP*(b) 5 bar de *IMEP*

Fonte: Banco de dados do autor

4.1.2.4 Atraso de ignição

Com o objetivo de auxiliar no entendimento do processo de combustão de cada combustível, foi realizado também o estudo do atraso de ignição. A Figura 38 apresenta o método utilizado para o cálculo, em que foi considerado a diferença em graus do início da injeção (SOI) até o início da combustão (SOC). Basicamente foi considerado como início da injeção o momento em que o diagrama de pressão da linha de combustível atingiu 210 bar, pressão nominal de abertura do injetor e verificada em bancada experimental. Para o início da combustão foi utilizado o máximo ponto da terceira derivada da curva de pressão no cilindro, modelo apresentado anteriormente na revisão bibliográfica.

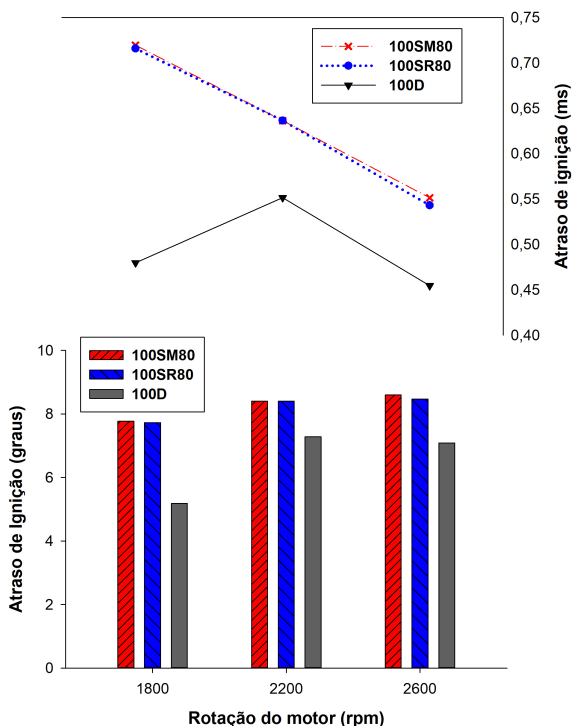


Fonte: Banco de dados do autor.

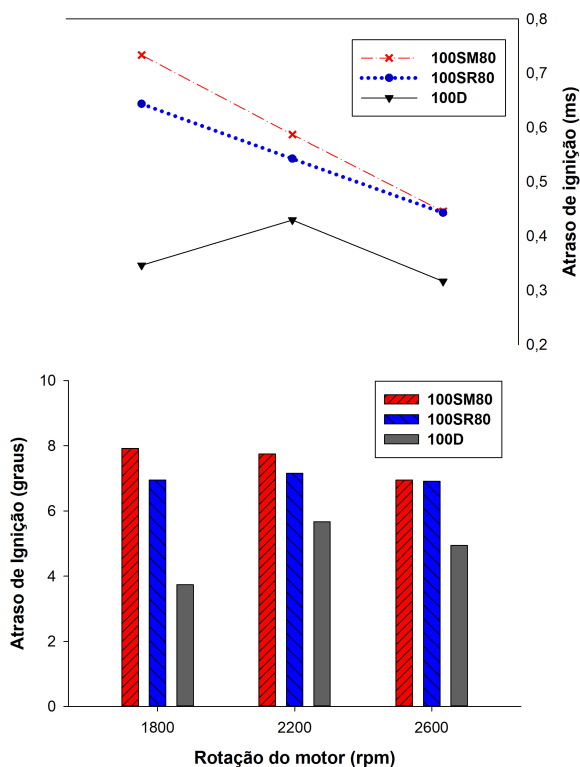
As Figuras 39 e 40 apresentam o comportamento para cada ponto de operação e combustível testado. À medida que aumentou-se a carga, o atraso de ignição diminuiu para a maioria dos pontos de operação, permanecendo o mesmo apenas para o ponto de 1800 rpm com 100SM80. Segundo Rakopoulos, Rakopoulos e Kyritsis (2016), a diminuição do atraso de ignição para cargas maiores aconteceu devido ao correspondente aumento de temperatura e pressão no cilindro. Também pode-se afirmar que a medida que a rotação do motor aumentou, o atraso de ignição diminuiu. Para a carga de 5 bar é possível concluir isso facilmente. Já para a carga de 3 bar a sua tendência mostrou o comportamento inverso. Entretanto, ao considerar o tempo em

milissegundos que o motor levou para deslocar 1 grau do virabrequim em 1800 rpm e 2600 rpm, é possível concluir que o atraso de ignição para 2600 rpm ainda foi menor, como mostrado nos gráficos. Isso pode justificar o fato da fase pré-misturada ter diminuído à medida que a rotação se elevou. Para as duas cargas o combustível 100D apresentou os menores atrasos de ignição. Segundo Canakci, Ozsezen e Turkcan (2009) os combustíveis com alto número de cetano têm a auto-ignição facilitada e conseqüentemente curto atraso de ignição. Dessa forma pode-se supor que o número de cetano para o óleo de soja é menor, tornando o atraso de ignição mais longo. Uma das justificativas da fase pré-misturada ter maior taxa de liberação de calor para o óleo de soja é o seu maior atraso de ignição, que ocorreu para os dois métodos de preaquecimento.

Figura 39 – Atraso de ignição para 3 bar de *IMEP*



Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 40 – Atraso de ignição para 5 bar de *IMEP*

Fonte: Banco de dados do autor.

Analisando-se a tabela 5 é possível perceber que o SOC é mais atrasado quando o motor trabalha com carga de 3 *IMEP*, justificando o fato do atraso de ignição ter sido maior para essa carga. Percebe-se também que o SOI é adiantado para o óleo de soja, ocorrendo até 3° do virabrequim antes em relação ao 100D. Segundo Rakopoulos et al. (2014) isso pode ser explicado pela diferença nas propriedades do combustível como a densidade e o módulo de compressibilidade. Comparando o 100SM80 e o 100SR80, para a carga de 5 *IMEP* o atraso de ignição foi levemente maior para o óleo preaquecido por micro-ondas. Esse atraso provavelmente foi um dos motivos para a fase pré-misturada mais acentuada em relação ao óleo aquecido com resistência. Para a carga de 3 bar de *IMEP* o atraso para os dois métodos foi praticamente

igual, porém a fase pré-misturada para o micro-ondas se manteve superior, tendo provável relação com a injeção e formação de spray.

Tabela 5 – Atraso de ignição

Combust.	rpm	IMEP (bar)	SOI (graus)	SOC (graus)	Atrs. Ign (ms)
100SM80	1800	3	347,03	354,8	0,7194
		5	346,48	354,4	0,7333
	2200	3	347,60	356	0,6364
		5	347,45	355,2	0,5871
	2600	3	348,60	357,2	0,5513
		5	348,25	355,2	0,4455
100SR80	1800	3	347,47	355,2	0,7157
		5	346,65	353,6	0,6435
	2200	3	347,99	356,4	0,6364
		5	347,64	354,8	0,5424
	2600	3	349,13	357,6	0,5429
		5	348,69	355,6	0,4429
100D	1800	3	349,62	354,8	0,4796
		5	350,26	354	0,3463
	2200	3	349,52	356,8	0,5515
		5	349,93	355,6	0,4295
	2600	3	350,91	358	0,4545
		5	350,26	355,2	0,3167

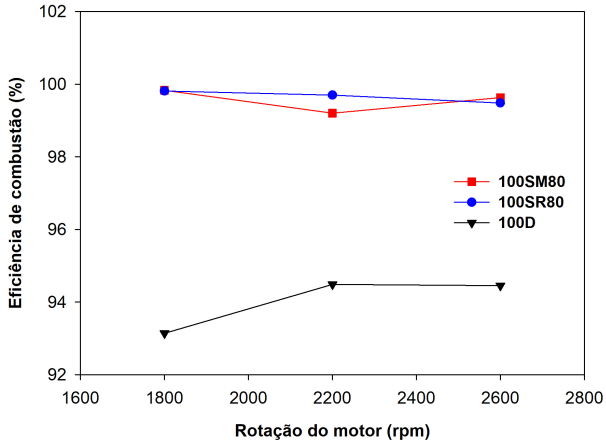
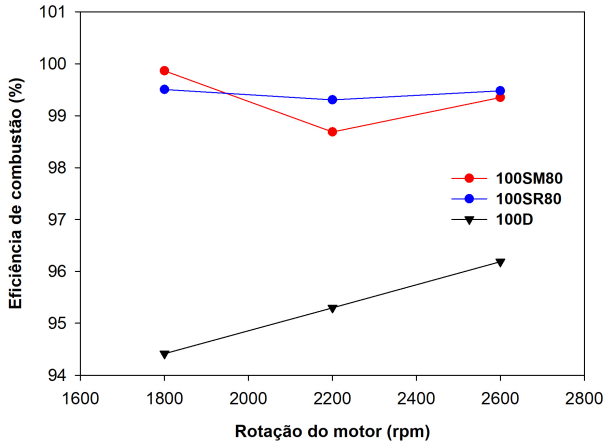
Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.2.5 Eficiência de combustão

Na Figura 41 apresenta-se a eficiência de combustão para cada ponto de operação testado. Primeiramente nota-se que a eficiência para o 100D foi bastante inferior ao 100SM80 e o 100SR80, corroborando com os resultados mostrados até então: combustão atrasada, duração de combustão maior e menores taxas de liberação de calor. Deve-se lembrar que, para efeito de cálculo, as emissões de material particulado foram desconsideradas. Segundo Bae e Kim (2017), o fato do óleo de soja ser um combustível oxigenado, maior é a disponibilidade de oxigênio para a queima. O autor ainda reforça que o oxigênio presente

no combustível auxilia em promover uma combustão completa e estável, fornecendo oxigênio para as zonas ricas de combustível. Dessa forma, o oxigênio do combustível reduz a mistura local que está muito rica, limitando a formação do material particulado. Além disso, a eficiência de combustão justifica as temperaturas médias de cilindro maiores, já mostradas anteriormente. Não existem diferenças significativas entre o método de aquecimento por micro-ondas e resistivo. Enfatiza-se que a eficiência de combustão para a carga de 5 bar e 2200 rpm diminuiu sensivelmente para o 100SM80, muito provavelmente pela parte difusiva mais lenta, acarretando na longa duração de combustão, já apresentada anteriormente. Segundo Heywood (1988) a eficiência de combustão para motores diesel é superior a 98%, o que mostra que o ponto de injeção atrasado e, conseqüentemente a combustão atrasada, foram fatores que impactaram negativamente na combustão do óleo diesel. Valores de eficiência de combustão encontrados para o óleo vegetal foram muito próximos de valores encontrados por Canakci (2007).

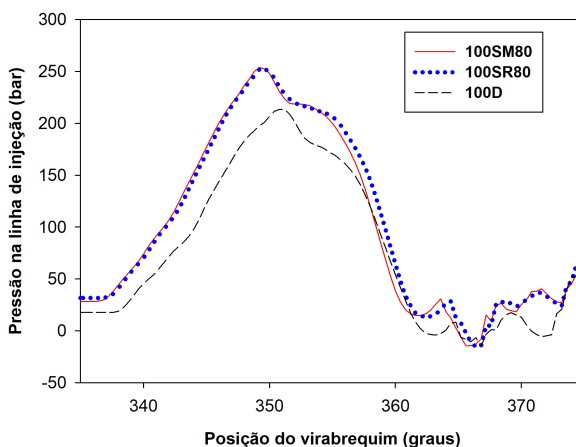
Figura 41 – Eficiência de combustão

(a) 3 Bar de *IMEP*(b) 5 Bar de *IMEP*

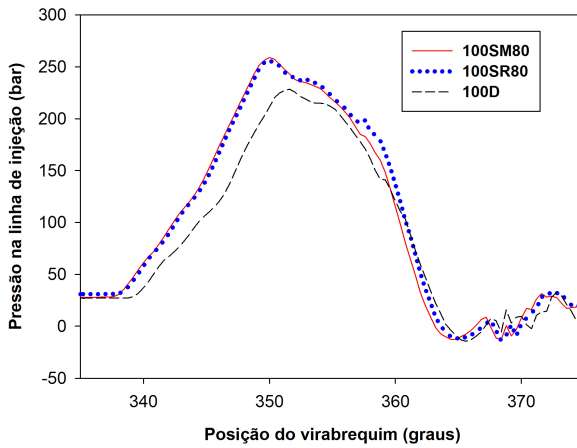
4.1.2.6 Pressão de injeção

Nas Figuras 42, 43 e 44 são mostrados os diagramas com o comportamento da pressão de combustível para 5 bar de *IMEP* conforme o combustível testado e a rotação. Primeiramente o diagrama indica que a pressão estática, que é a pressão mantida na linha quando não está acontecendo o evento de injeção, é diferente para cada rotação e combustível. À medida que a rotação aumenta, esta pressão estática também varia, atingindo os maiores valores para 2600 rpm. Através deste diagrama pode-se justificar alguns resultados dos testes. Para os combustíveis 100SM80 e 100SR80, a pressão de injeção variou pouco de 1800 rpm para 2200 rpm se comparados aos valores obtidos em 2600 rpm. A pressão estática também não sofreu alteração, o que provavelmente acarretou em uma formação de spray de menor qualidade. De maneira geral, óleo de soja, além de adiantar a injeção, obteve valores sensivelmente superiores às pressões de injeção do óleo diesel. Dessa forma, altas pressões de injeção favorecem a atomização do combustível e consequentemente melhor formação de mistura. Segundo Shah et al. (2013) a maior pressão de injeção para o óleo de soja pode ser explicada pelo maior módulo de compressibilidade, viscosidade cinemática e densidade.

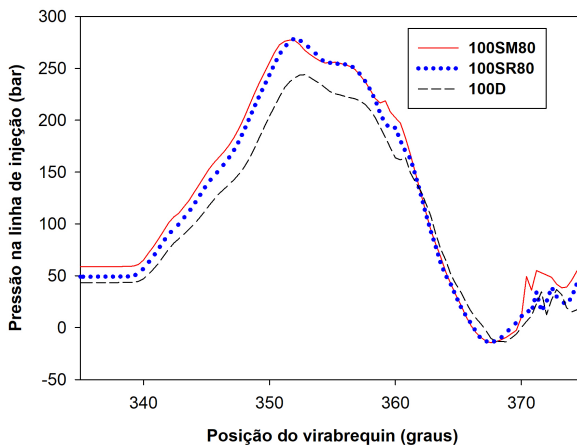
Figura 42 – Pressão de injeção em 5 bar de *IMEP* e 1800 rpm



Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 43 – Pressão de injeção em 5 bar de *IMEP* e 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 44 – Pressão de injeção em 5 bar de *IMEP* e 2600 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

4.1.2.7 Temperatura dos gases de exaustão

A Figura 45 apresenta as temperaturas de exaustão para cada condição de teste e para cada combustível com as respectivas incertezas de medição. Pode-se pensar que a menor temperatura de combustão encontrada para o combustível 100SM80 é decorrente principalmente da duração de combustão menor. Combustão rápida implica em maior tempo disponível para o gases provenientes da queima trocarem calor com as paredes até o ponto de abertura das válvulas de exaustão. Como o 100D apresenta maior duração de combustão e grande parte do combustível queima na fase difusiva, pode-se afirmar que próximo ao ponto de abertura das válvulas, a combustão ainda está ocorrendo, elevando a temperatura dos gases de exaustão. À medida que a rotação se eleva, a temperatura dos gases também se eleva por dois motivos principais: (i) Maior quantidade de combustível queimada nesta rotação. (ii) Maior duração do processo de combustão. Segundo Chauhan et al. (2010) altas temperatura de exaustão podem indicar menores eficiências térmicas, convertendo menos energia do combustível injetado em trabalho. Salienta-se que maior temperatura de exaustão do 100SM80 ocorreu para o ponto de 5 bar e 2200 rpm, justamente o ponto que se obteve a maior duração de combustão e onde a maior parte dos resultados não teve a tendência mantida em relação a 1800 e 2600 rpm.

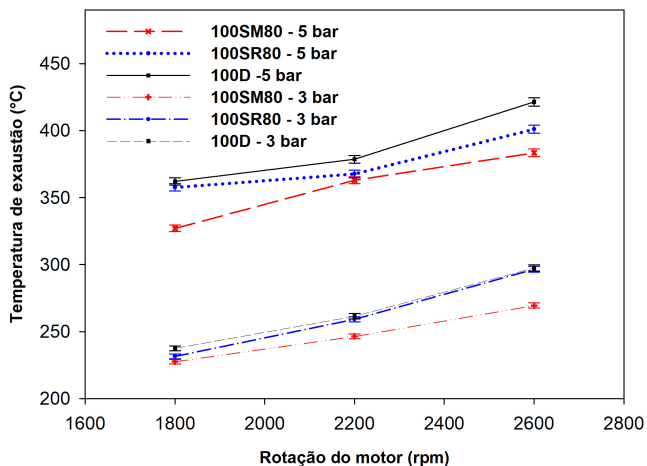
4.1.3 Emissões

Nesta seção são apresentados os resultados para as emissões regulamentadas para motores de combustão interna. A partir da análise das emissões foi possível realizar comparações e determinar as diferenças na utilização de cada combustível. As espécies químicas medidas durante os testes foram o CO, HC e NO_X . Todas elas são apresentadas no formato de emissões específicas em g/kWh e foram calculadas a partir da resolução 49: Disposições relativas as medidas de emissões de poluentes gasosos e particulados em motores de ignição por compressão e ignição por centelha. (NATIONS, 2013).

4.1.3.1 Óxidos de nitrogênio - NO_x

As emissões específicas de NO_X são mostradas na Figura 46. Com exceção do ponto 2200 rpm e 5 bar para o 100SM80, à medida

Figura 45 – Temperatura de exaustão

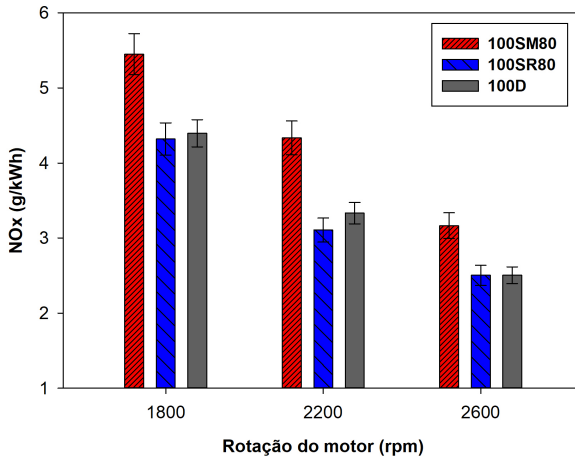


Fonte: Banco de dados do autor.

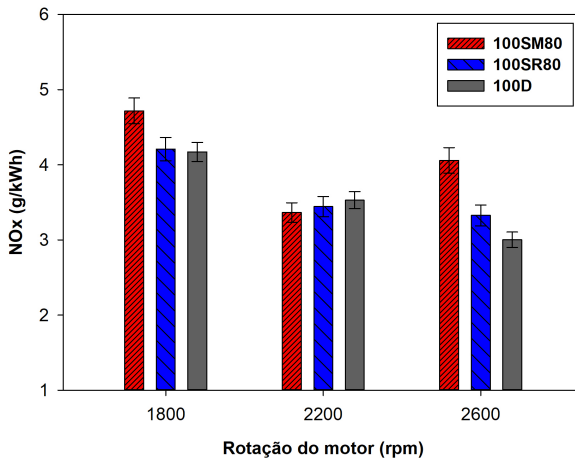
que a rotação aumentou as emissões de NO_X diminuíram. Com a diminuição da carga no motor, as emissões de NO_X se elevaram para o 100SM80 e praticamente se mantiveram iguais para o 100SR80 e 100D. Como já mostrado anteriormente, o atraso de ignição maior para as cargas menores fez com que a taxa de liberação de calor na fase pré-misturada se mantivesse elevada nas três rotações, elevando as emissões de NO_X . Como já comentado na revisão bibliográfica, segundo Hsu (2002) alguns fatores que podem ser utilizados como uma aproximação para explicar a formação de NO_X são a quantidade de combustível queimado na fase pré-misturada e também o histórico de temperatura média no cilindro. Partindo desta análise é possível justificar o fato do 100SM80 apresentar, para maior parte dos pontos de operação, o maior nível de emissões de NO_X . Reportando-se primeiramente para os diagramas da taxa de liberação de calor, tem-se que o óleo de soja preaquecido por micro-ondas queimou grande parte do combustível na fase pré-misturada, com maior pico no diagrama, em grande parte dos pontos de operação. Também apresentou a fase de queima difusiva com alta liberação de calor e alta taxa de queima do combustível. Em conjunto com esse fator também reporta-se aos diagramas de temperatura média, em que manteve-se na maior parte dos pontos de operação superior ou similar ao do óleo aquecido por resistências elétricas. Como já

citado no início do item, o ponto de 2200 rpm e 5 bar foi o que se apresentou fora da tendência. Analisando o diagrama de liberação de calor nota-se que o 100SM80 tem uma combustão mais lenta na fase difusiva em comparação ao 100D e ao 100SR80, levando a uma combustão mais longa. Além disso, em comparação ao ponto de 1800 rpm, a temperatura média diminui drasticamente, chegando a ficar levemente menor que a temperatura média para 2600 rpm. Dessa forma pode-se assumir que é um ponto atípico, necessitando-se maior estudo para o entendimento do processo que está ocorrendo. Segundo Bae e Kim (2017) uma outra explicação para as emissões de NO_X serem maiores para o óleo de soja deve-se a alta temperatura da chama, motivada pela redução da dissipação de calor por radiação como consequência da menor formação de material particulado.

Figura 46 – Emissões específicas de NO_X - g/kWh



(a) 3 Bar de IMEP



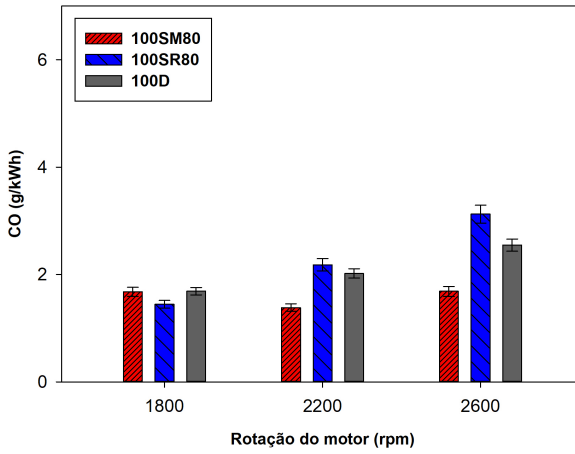
(b) 5 Bar de IMEP

4.1.3.2 Monóxido de carbono - CO

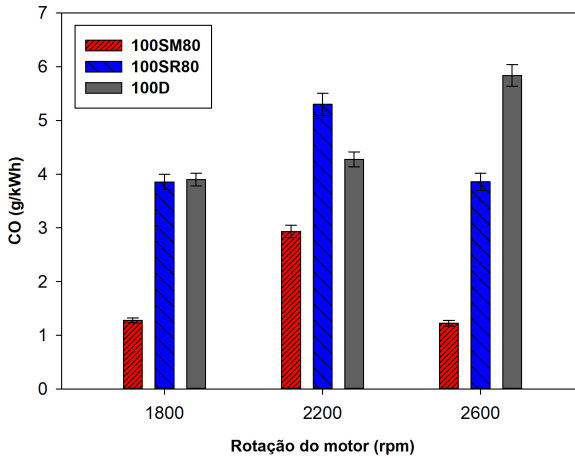
Na Figura 47 são mostradas as emissões específicas para o CO em g/kWh. De maneira geral, o comportamento das emissões para carga de 5 bar de *IMEP* não indicou uma tendência definida para o 100D e o 100SR80. Porém, é possível afirmar que o óleo preaquecido por micro-ondas apresentou os menores valores de CO, indicando que ocorreu uma combustão mais eficiente.

Além disso, segundo Sari (2017) as emissões de CO estão ligadas a fatores que levam a formação de zonas ricas (com excesso de combustível) dentro da câmara de combustão. Dessa maneira pode-se arguir que a formação do spray e atomização do 100SM80 aconteceram de forma mais eficiente com consequente favorecimento da mistura com o ar. Ressalta-se que novamente o ponto de 2200 rpm divergiu em relação aos outros dois pontos (1800 e 2600 rpm), motivados pelos fatores já explicados anteriormente. A medida que diminui-se a carga para 3 bar de *IMEP*, as emissões de CO reduziram para o 100SR80 e 100D, mantendo-se praticamente iguais para o 100SM80. Em cargas baixas a massa de combustível injetada é menor e mais oxigênio está disponível para realizar a oxidação do CO.

Figura 47 – Emissões específicas de CO - g/kWh



(a) 3 bar de IMEP

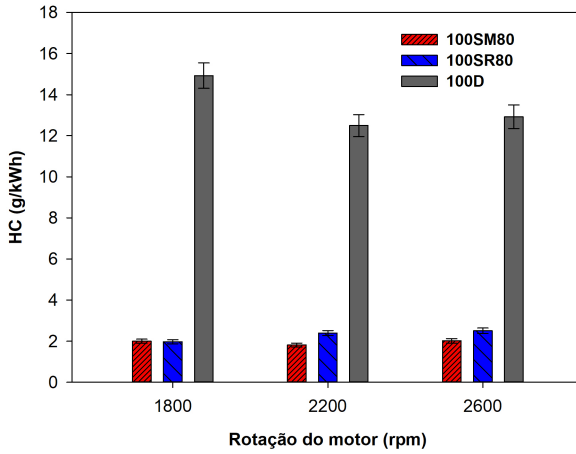


(b) 5 bar de IMEP

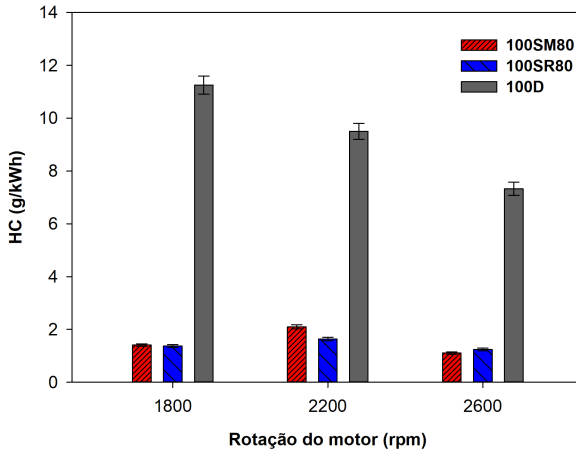
4.1.3.3 Hidrocarbonetos não queimados - HC

As emissões de HC em g/kWh para 3 e 5 bar são apresentadas na Figura 48. Pode-se observar uma redução significativa das emissões de HC à medida em que a carga do motor aumentou. Segundo Yilmaz e Vigil (2014), à medida que a carga no motor aumenta, a combustão torna-se de melhor qualidade. É notável a diferença das emissões para o óleo de soja em relação ao óleo diesel. O fator principal é em relação as características de combustão que o 100D apresentou durante os testes, com baixa taxa de liberação de calor, baixas temperaturas de cilindro e longas durações de combustão. O atraso de injeção e a menor pressão de injeção para essa configuração do motor, contribuíram negativamente para a combustão do diesel e podem ter favorecido a colisão de spray nas paredes e pistão. Segundo Li, Backes e Wachtmeister (2015), com maiores pressões de injeção o combustível queima mais rápido, com menor duração de combustão. A temperatura na câmara de combustão atinge valores maiores, impactando diretamente em maiores eficiências de combustão. Dessa forma, a alta eficiência de combustão para o óleo de soja é justificada pela baixa emissão de HC. Não houve diferença significativa nas emissões de HC para o 100SM80 e o 100SR80. Apenas enfatiza-se novamente o ponto de 5 bar e 2200 rpm para o micro-ondas, que teve a emissão de HC elevada pelos mesmos motivos demonstrados nos resultados anteriores.

Figura 48 – Emissões específicas de HC - g/kWh



(a) 3 Bar de *IMEP*



(b) 5 Bar de *IMEP*

4.2 TESTE COM A LINHA DE ALTA PRESSÃO DE INJEÇÃO ORIGINAL

Como já apresentado, a utilização da linha de alta pressão de injeção com o sensor de pressão acabou atrasando o ponto de injeção. Com o objetivo de analisar se as tendências encontradas na primeira configuração do motor seriam mantidas para um ponto de injeção mais adiantado, repetiu-se os testes com a linha de alta pressão original para o 100SM80, 100SR80 e 100D. Porém, nesta configuração 2, somente realizou-se os testes para a carga alta (5 bar). Para essa configuração de testes não foi possível obter informações à respeito da injeção e atraso de ignição para cada combustível.

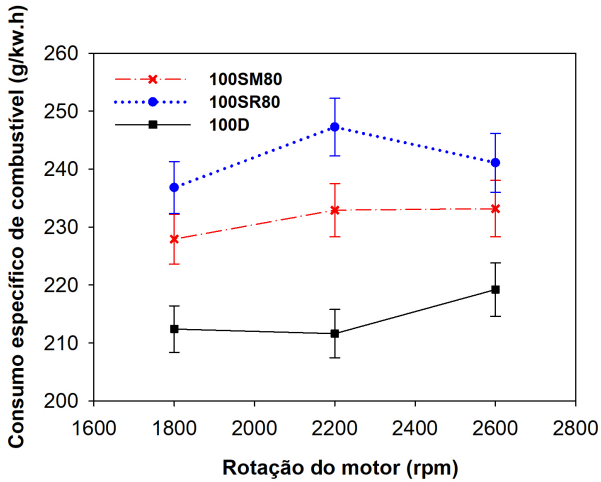
4.2.1 DESEMPENHO

Nesta subseção apresenta-se os resultados para os mesmos parâmetros analisados anteriormente: consumo específico de combustível e eficiência indicada. A única alteração realizada foi a linha de alta pressão de injeção de combustível. Os resultados são apresentados na sequência.

4.2.1.1 Consumo específico de combustível

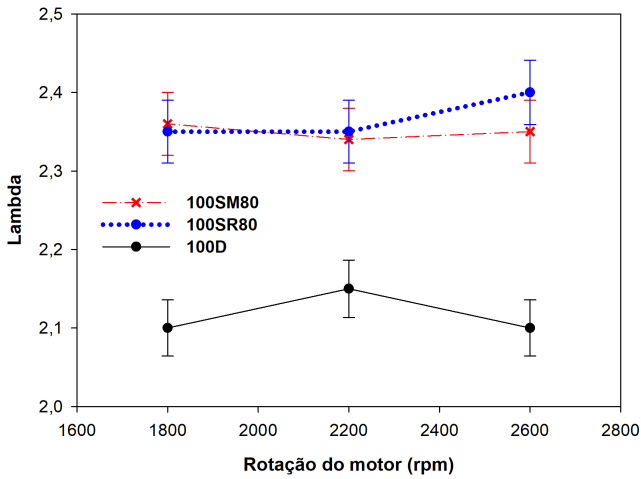
A Figura 49 apresenta o consumo específico de combustível para a carga de 5 bar de *IMEP* com as respectivas incertezas de medição. Primeiramente observa-se que com a mudança para linha original, as tendências se mantiveram, porém as diferenças de consumo específico aumentaram ainda mais entre o 100SM80 e o 100SR80, indicando que o micro-ondas favoreceu no desempenho do motor e precisou menos combustível para manter a mesma carga. Como já ocorrido na configuração 1 do motor, o diesel apresentou o menor consumo específico, em razão do seu maior poder calorífico. De forma geral percebe-se que para essa configuração o consumo específico diminuiu para todos os combustíveis testados. A Figura 50 apresenta o lambda para cada condição e combustível testado nesta configuração. Para o óleo de soja em ambos métodos de preaquecimento os valores de lambda foram semelhantes, não podendo relacionar algum efeito de emissões ou combustão ao lambda. O 100D apresentou uma mistura ar/combustível levemente mais rica em relação ao óleo de soja.

Figura 49 – Consumo específico de combustível



Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 50 – Lambda

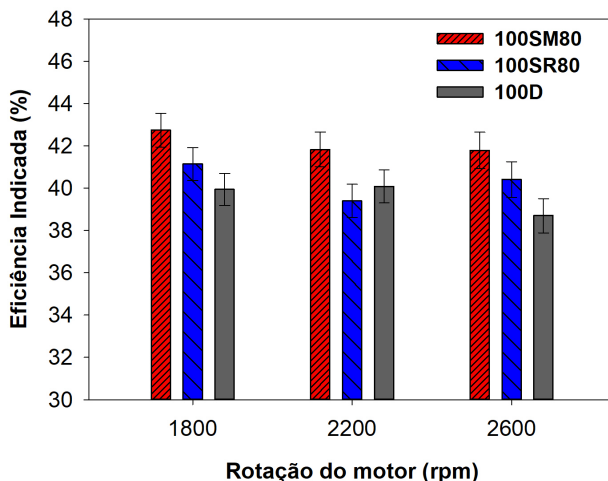


Fonte: Banco de dados do autor.

4.2.1.2 Eficiência indicada

Na Figura 51 é apresentada a eficiência indicada para 5 bar de *IMEP* e as respectivas incertezas de medição. Com a nova configuração da linha de alta pressão é possível perceber que as eficiências se elevaram consideravelmente. Pode-se afirmar que para as rotações de 1800 rpm e 2200 rpm o 100SM80 apresentou as maiores eficiências comparadas ao 100SR80 e 100D. Não se pode afirmar que o 100SR80 apresentou maiores eficiências que o 100D, sendo que as diferenças se mantiveram dentro da incerteza de medição. Como já havia acontecido com a primeira configuração de testes, as eficiências decaíram a medida que a rotação aumentou, indicando que o processo de combustão foi mais efetivo em rotações menores.

Figura 51 – Eficiência Indicada



Fonte: Banco de dados do autor.

4.2.2 Combustão

Para essa configuração do motor, repetiu-se a análise dos mesmos parâmetros estudados na configuração 1, porém, pelo fato de não se ter

o sensor de pressão na linha de alta pressão do combustível, não foi possível analisar os dados de SOI e atraso de ignição.

4.2.2.1 Taxa de liberação de calor

As Figuras 52, 53 e 54 apresentam os diagramas para taxa de liberação de calor na condição de 5 bar. Em relação a configuração 1 do motor, nota-se que a principal diferença ocorre para o 100D. Percebe-se pelo diagrama, e será mostrado na seção seguinte, que a combustão se inicia mais cedo. Isso leva a concluir que o ponto de injeção adiantou-se com a utilização da linha original. Com o ponto mais adiantado, muito provavelmente a pressão da linha de injeção aumentou e impactou positivamente na formação do spray. Essa soma de fatores contribuiu para que maior massa de combustível queimasse na fase pré-misturada, principalmente para os pontos de 1800 rpm e 2200 rpm. Outra possibilidade é do atraso de ignição ter aumentado, pelo motivo que adiantando-se o ponto de injeção, o combustível entra no cilindro em pressões e temperaturas menores. Nota-se também que para essa configuração os diagramas para o 100SM80 e 100SR80 apresentaram-se muito parecidos, sendo que a diferença no pico da fase pré-misturada não é mais perceptível como nos resultados anteriores. Segundo Li, Backes e Wachtmeister (2015), o ponto de injeção adiantado possibilita um aumento de pressão antecipado, intensificando o processo de combustão. Pode-se destacar ainda, que para as três rotações, a fase de combustão difusiva para o 100SM80 apresentou maior taxa de liberação de calor em relação ao 100D e ao 100SR80, tornando a combustão, nesta fase, mais rápida. Segundo Heywood (1988) o aumento na taxa de injeção de combustível, que pode ter acontecido pela injeção adiantada e conseqüentemente o aumento de pressão na linha, favorecem a mistura ar/combustível no interior do spray e aumentam a taxa de liberação de calor durante a fase de queima difusiva.

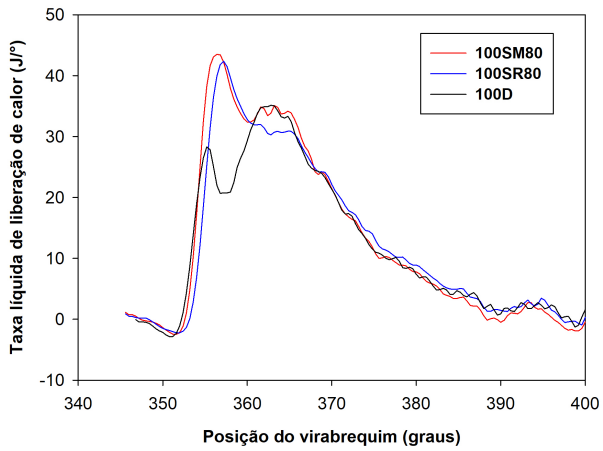
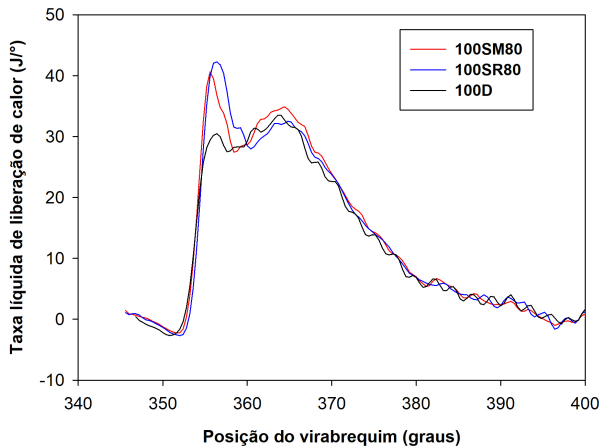
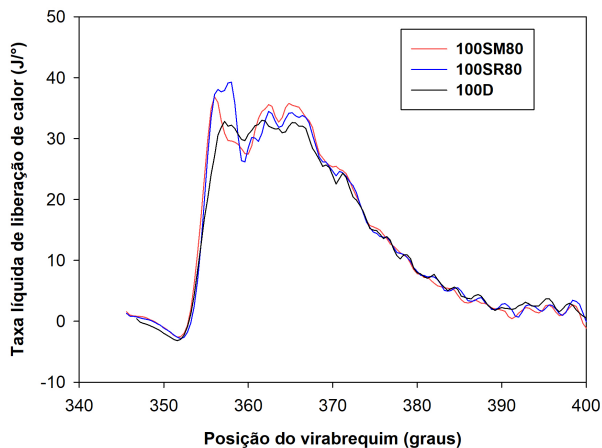
Figura 52 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 1800 rpmFigura 53 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 2200 rpm

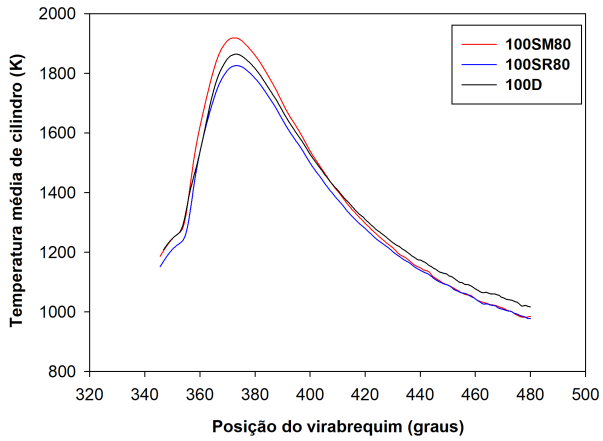
Figura 54 – Taxa de liberação de calor a 5 *IMEP* e 2600 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

4.2.2.2 Temperatura média de cilindro

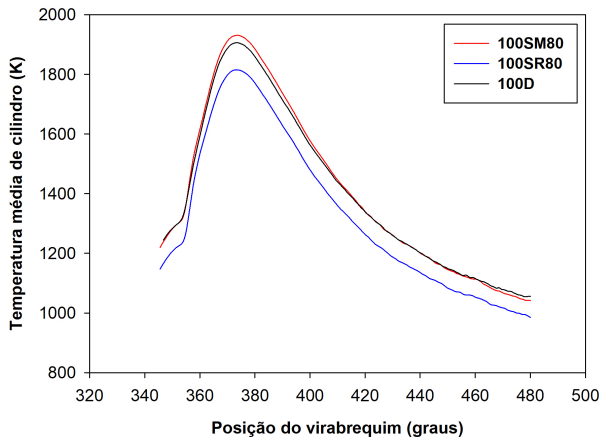
As temperaturas médias de cilindro, mostradas nas Figuras 55, 56 e 57, elevaram-se de forma geral em comparação aos resultados anteriores, para todos os combustíveis testados. O aumento das temperaturas indica que o processo de combustão e formação de mistura foram mais eficientes. O 100SM80, como já obtido na configuração 1, apresentou maiores temperaturas médias de cilindro que o 100SR80, apesar das fases pré-misturadas terem sido similares. Isso explica-se pela menor taxa de liberação de calor do 100SR80 na fase de queima difusiva. Ressalta-se ainda que o 100D, para alguns pontos, apresentou temperaturas similares ao óleo aquecido por micro-ondas. Diferente do que aconteceu nos resultados anteriores, à medida que a rotação aumentou a temperatura também aumentou, indicando que a injeção antecipada melhorou o processo de combustão para as rotações mais elevadas. Como já comentado anteriormente, em menores rotações a transferência de calor é maior e para essa configuração, diferente da configuração 1, esse fator teve importância.

Figura 55 – Temperatura média de cilindro em 1800 rpm



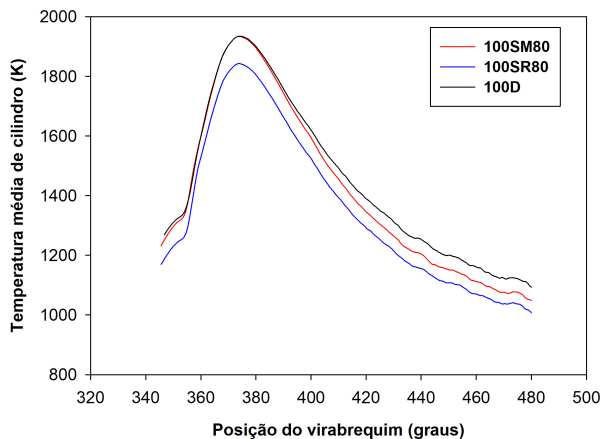
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 56 – Temperatura média de cilindro em 2200 rpm



Fonte: Banco de dados do autor.

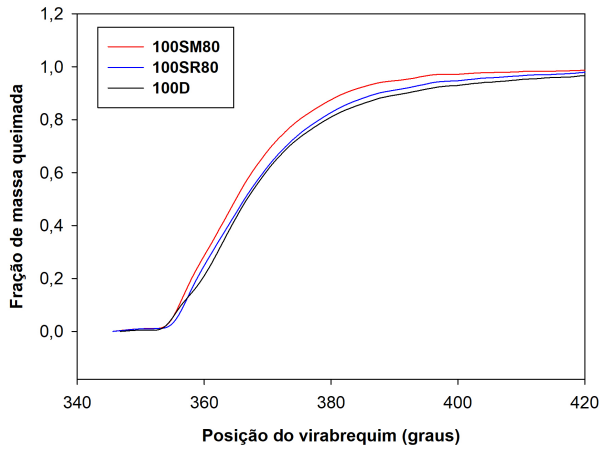
Figura 57 – Temperatura média de cilindro em 2600 rpm



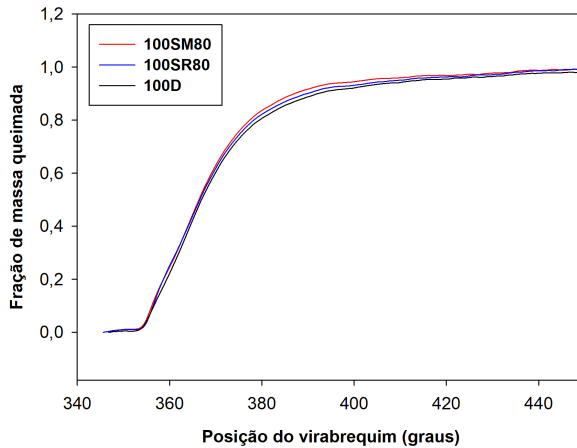
Fonte: Banco de dados do autor.

4.2.2.3 Fração de massa queimada

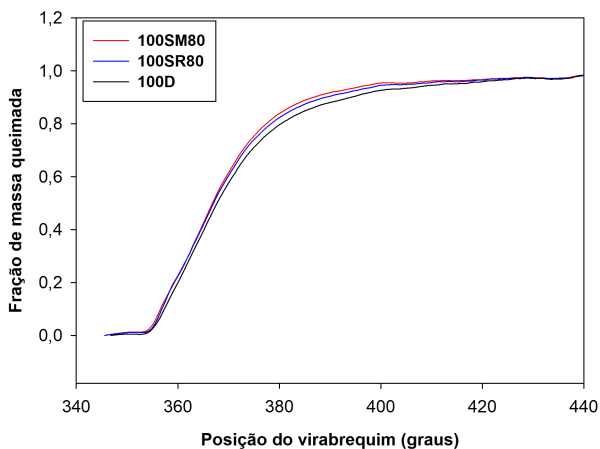
Outro indicativo que a antecipação de injeção proporcionou melhor formação de mistura e melhor combustão é a fração de massa queimada, mostrada nas Figuras 58, 59 e 60. Se comparados aos resultados anteriores, fica perceptível que as curvas, para os três combustíveis, atingiram 90 % da massa queimada mais rapidamente. O 100SM80, da mesma forma que demonstrou para os testes com a configuração 1, apresentou combustão mais rápida para as três rotações. Cabe aqui reforçar a ideia que o aquecimento por micro-ondas pode estar provocando algum efeito químico no combustível, contribuindo para o acontecimento destes fatores.

Figura 58 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 1800 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 59 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura 60 – Fração de massa queimada em 5 bar de *IMEP* e 2600 rpm

Fonte: Banco de dados do autor.

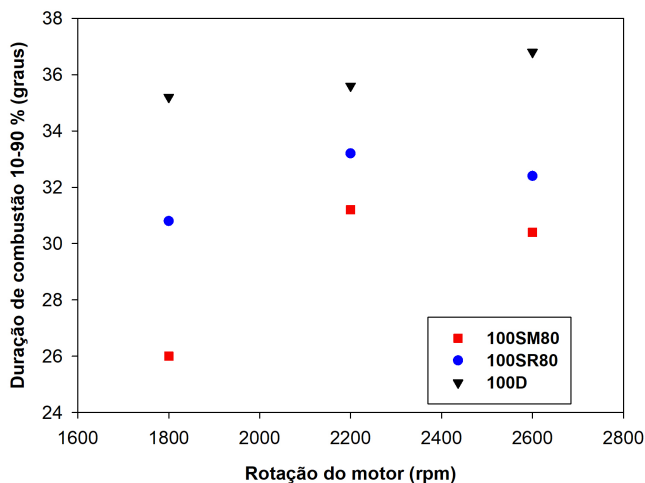
Através da Figura 61 pode-se confirmar que a duração de combustão, de forma geral, diminuiu. As diminuições mais significativas em relação aos resultados com a configuração 1, aconteceram para o 100SR80 e o 100D, motivados pelo aumento da massa de combustível que queimou na fase pré-misturada. A duração de combustão para o 100SM80 se manteve, como já havia acontecido nos testes anteriores, a menor entre os combustíveis estudados.

Com relação ao início de combustão, apresentada na Figura 62, salienta-se que adiantou-se para todos os combustíveis, indicando o avanço do ponto de injeção. Como já citado anteriormente, a medida que a combustão se inicia mais cedo, maiores taxas de aumento da pressão acontecem, levando a maiores temperaturas de cilindro e combustão mais rápida.

4.2.2.4 Eficiência de combustão

A eficiência de combustão foi novamente calculada considerando os resultados obtidos com a nova configuração. A Figura 63 mostra que o 100D melhorou a sua eficiência de combustão com relação aos testes anteriores. Porém, como já comentado anteriormente, ainda é uma eficiência muito baixa para motores diesel. Apesar da qualidade

Figura 61 – Duração de combustão 10-90%



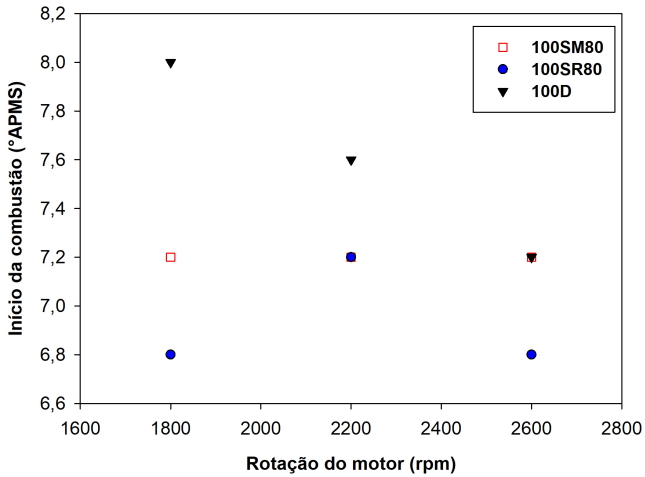
Fonte: Banco de dados do autor.

da combustão ter melhorado bastante, alcançando maiores temperaturas e menores durações de combustão, ainda é necessário encontrar uma configuração que melhor favoreça a combustão do 100D. A eficiência de combustão para o óleo de soja, em ambos métodos de preaquecimento, manteve-se similar aos resultados anteriores. Destaca-se que o problema enfrentado anteriormente na configuração 1 para o 100SM80 em 2200 rpm, não aconteceu para essa configuração do motor. A eficiência de combustão foi mantida para todas as rotações de teste.

4.2.2.5 Temperatura dos gases de exaustão

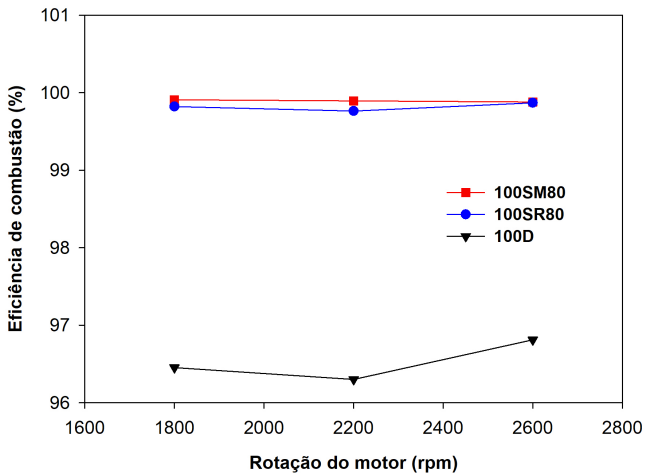
Comparando-se a temperatura de exaustão da configuração 2, mostrada na Figura 64, com os resultados da configuração 1, pode-se notar que de forma geral as temperaturas diminuíram. Segundo Hsu (2002) para um ponto de injeção mais atrasado, o processo de combustão acaba se estendendo mais durante o processo de expansão. Como consequência, o aumento da temperatura média de cilindro ocorre mais tarde no processo, impactando em maiores temperaturas de exaustão. O autor ainda cita que altas temperaturas de exaustão não indicam altas temperaturas médias de cilindro. Altas temperaturas dos gases de

Figura 62 – Início da combustão



Fonte: Banco de dados do autor.

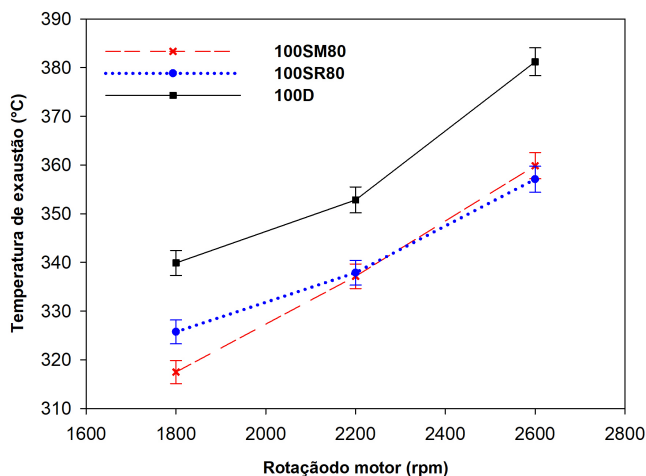
Figura 63 – Eficiência de Combustão



Fonte: Banco de dados do autor.

exaustão podem indicar menores eficiências. Além disso, como já discutido nos resultados anteriores, durações de combustão maiores proporcionam maiores temperaturas de exaustão, como pode ser visto nos diagramas de temperatura média de cilindro. Garzón (2012) também cita o maior PCI do óleo diesel como um fator determinante para que a temperatura de exaustão seja maior em relação a do óleo de soja. Pode-se notar ainda que as diferenças entre as temperaturas de exaustão do 100SM80 e 100SR80 diminuíram bastante para esta configuração.

Figura 64 – Temperatura de exaustão



Fonte: Banco de dados do autor.

4.2.3 Emissões

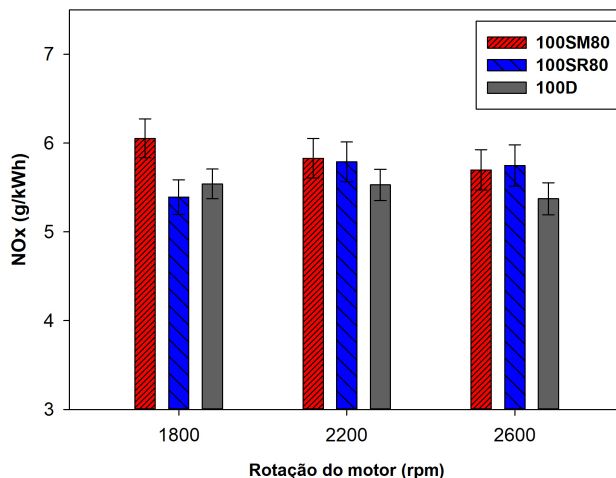
Por fim, nesta seção apresenta-se novamente os dados das emissões específicas em g/kWh para o 100SM80, 100SR80 e 100D, porém com os resultados obtidos com a linha de alta pressão de injeção original para carga de 5 bar de IMEP.

4.2.3.1 Óxidos de nitrogênio - NO_x

Com o aumento das temperaturas médias, bem como da taxa de liberação de calor na fase pré-misturada, as emissões de NO_x consequentemente se elevaram em comparação aos resultados para configuração 1. Esse aumento pode ser visto na Figura 65. O fato das temperaturas médias de cilindro para o 100D aproximarem-se das temperaturas do 100SM80, fizeram com que as emissões de NO_x se elevassem bastante, estando dentro da incerteza de medição para os pontos de 2200 e 2600 rpm. Como já comentado anteriormente, o pico da temperatura média de cilindro pode supor a quantidade de NO_x emitido na grande maioria dos casos, especialmente para injeções atrasadas. Porém essa ideia não se aplica para todas situações. Segundo Hsu (2002), a temperatura do ciclo termodinâmico não é a temperatura de chama. A temperatura de chama local atinge valores muito maiores, formando o NO localmente na zona da chama, não sendo representado pelo pico da temperatura média de cilindro. O mesmo efeito pode ser verificado no trabalho de Rakopoulos et al. (2014). No comparativo entre 100SM80 e 100SR80, as emissões de NO_x para as rotações de 2600 rpm e 2200 rpm são praticamente iguais, encontrando-se dentro da faixa da incerteza de medição. Analisando o diagrama da taxa de liberação para estas duas rotações, nota-se que a fase de pré-mistura, citada por Rakopoulos et al. (2014) como a fase de maior formação de NO_x , é similar para ambos os métodos de preaquecimento. Porém a taxa de liberação de calor na fase difusiva é menor para o 100SR80, fator que acaba diminuindo a temperatura média de cilindro. A fase pré-misturada do 100SR80, pelo pico acentuado, provavelmente atingiu temperaturas de chama local elevadas, que justificariam o fato de emissões de NO_x terem sido similares para ambos métodos de preaquecimento.

4.2.4 Monóxido de carbono - CO

De forma geral, como mostrado na Figura 66, a emissão de CO diminuiu drasticamente em relação aos testes com a configuração 1. A ocorrência de uma combustão mais eficiente, como foi considerado anteriormente, pode estar ligado com a qualidade de spray e a formação de mistura. Com o ponto de injeção mais adiantado para a configuração 2, muito provavelmente a pressão da linha de injeção tenha aumentado, contribuindo para melhor atomização do combustível e diminuição do

Figura 65 – Emissões de NO_x 

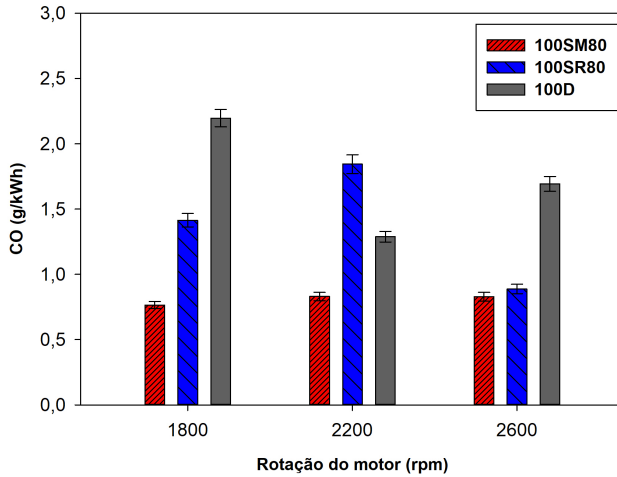
Fonte: Banco de dados do autor.

tamanho da gota. A tendência encontrada nos testes da configuração 1 se mantiveram para configuração 2. Novamente o 100SM80 apresentou as menores emissões de CO, que acaba sendo uma consequência por seu processo de combustão ter apresentado maiores temperaturas médias de cilindro, maiores eficiências indicadas e combustão com menor duração.

4.2.5 Hidrocarbonetos não queimados- HC

A configuração 2 permitiu uma redução significativa das emissões de HC para todos os combustíveis, sendo mais acentuada para o 100D. Esse comportamento pode ser visto na Figura 67. Segundo (HELLIER; LADOMMATOS; YUSAF, 2015), injeções muito próximas do ponto morto superior podem ocasionar colisões do spray de combustível nas paredes de cilindro e pistões. Li, Backes e Wachtmeister (2015) reforça que essas colisões diminuem a eficiência de mistura ar/combustível, aumentando as emissões de HC. Como os resultados de início de combustão e taxa de liberação de calor indicam que o ponto de injeção foi antecipado, pode-se supor que esse efeito de colisões diminuiu para a configuração 2. Deve-se ainda lembrar que o fato da injeção ter ocorrido mais cedo proporcionou um aumento de pressão na linha de injeção de

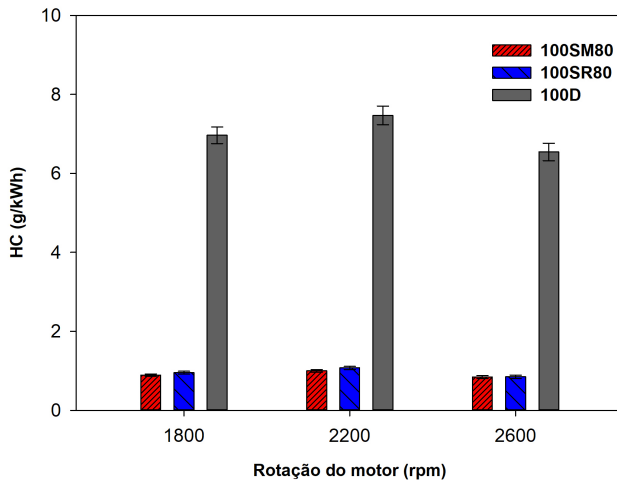
Figura 66 – Emissões de CO



Fonte: Banco de dados do autor.

combustível.

Figura 67 – Emissões de HC



Fonte: Banco de dados do autor.

5 CONCLUSÃO

De forma geral foi possível cumprir com os objetivos propostos, obtendo-se resultados de emissões, combustão e desempenho com o motor operando com óleo de soja aquecido por resistência elétrica e micro-ondas. O funcionamento do motor se mostrou satisfatório em ambos métodos, porém com algumas diferenças para um ou outro método.

Com os estudos realizados na temperatura de 80 °C pode-se notar que em grande parte dos pontos de operação e configurações, a combustão se apresentou moderadamente melhor com o aquecimento por micro-ondas. Isso pode ser afirmado pelas temperaturas médias relativamente maiores. As taxas de liberação de calor foram superiores em boa parte dos pontos de operação. Além disso as durações de combustão foram menores, sendo que para rotação de 1800 rpm houve as maiores diferenças, que podem estar ligadas ao maior tempo de residência do óleo vegetal dentro do micro-ondas.

Nas emissões é válido evidenciar a baixa emissão de CO para o 100SM80, que ocorreu para praticamente todos pontos testados e de forma significativa. Além disso a boa qualidade de combustão para o 100SM80, com maiores taxas de liberação de calor e maiores temperaturas acabou impactando em elevadas emissões de NO_x . Para as emissões de HC não houve diferença significativa entre o 100SM80 e o 100SR80. Porém a redução em relação ao 100D foi impactante para ambos métodos utilizados.

Nos parâmetros de eficiência estudados, para a configuração 1 não foi possível identificar diferenças significativas com o método de micro-ondas e resistivo. Porém deve-se evidenciar que para rotação de 1800 rpm e 5 bar de *IMEP* essa diferença foi presente, com consumo específico menor e eficiência indicada maior para o 100SM80 em relação ao 100SR80. Em relação ao 100D a eficiência indicada foi maior para o 100SM80 para este ponto considerado. Além disso todos os outros parâmetros mostrados no estudo corroboraram com estes resultados. Com a configuração 2 de testes foi possível evidenciar novamente o ponto de 1800 rpm apresentou menor consumo específico e maior eficiência indicada para o 100SM80 em relação ao 100SR80. Em relação ao 100D a eficiência para o 100SM80 foi maior. Ainda para a carga de 5 bar também pode-se destacar os resultados de consumo específico e eficiência indicada para o 100SM80 na rotação de 2200 rpm. O consumo específico se apresentou menor e a eficiência indicada maior em comparação com o 100SR80.

A alta razão de compressão utilizada no motor de testes pode ter colaborado positivamente na combustão do óleo de soja, permitindo-se alcançar maiores temperaturas e pressões. Porém, para o 100D, a alta razão de compressão colaborou negativamente, com pouca liberação de calor na fase pré-misturada.

A rotação de 1800 rpm e carga de 5 bar de *IMEP* foi onde se obteve os resultados mais relevantes do estudo, que são resumidamente apresentados abaixo:

- Redução de aproximadamente 6 % do consumo específico, com aumento de 6 % na eficiência indicada para o 100SM80 em relação ao 100SR80 e 100D na configuração 1 de testes. Na configuração 2 observou-se redução de aproximadamente 5 % do consumo específico e aumento de 5 % na eficiência indicada do 100SM80 em relação ao 100SR80. Em relação ao 100D o aumento de eficiência indicada foi de aproximadamente 7 %.
- Aumento nas emissões de NO_X em aproximadamente 11 % para o 100SM80 em relação ao 100SR80 e 100D;
- Redução de aproximadamente 68 % das emissões de CO para 100SM80 em comparação com o 100SR80 e 100D;
- Redução das emissões de HC em aproximadamente 87 % para o 100SM80 e 100SR80 em comparação ao 100D;
- Redução da duração de combustão 10-90 % em até 8 graus do virabrequim para o 100SM80 em relação ao 100SR80. Em comparação ao 100D essa redução chegou em até 10 graus do virabrequim.

É possível concluir com os resultados encontrados que o aquecimento por micro-ondas pode ter proporcionado algum efeito químico no óleo de soja. Esse efeito pode ter colaborado com a formação da mistura e atomização do combustível. Além disso, o aquecimento pode ter contribuído para formação de espécies menores, que melhoraram o processo de difusão durante a combustão. O fato que indica claramente isso é as menores emissões de CO em todos pontos de operação.

No sentido de dar continuidade a esse estudo, sugere-se alguns trabalhos que poderiam ser realizados para aprofundar-se o conhecimento a respeito deste método:

- Realizar um estudo físico-químico detalhado do óleo preaquecido por micro-ondas, identificando propriedades que poderiam sofrer algum efeito utilizando esse método;

- Realizar um estudo em relação aos efeitos do aquecimento em termos de injeção e spray (estudar o spray em bancadas especiais visualizando o jato de combustível para cada método de aquecimento);
- Utilizar altas pressões de injeção com possibilidade de variar ponto de injeção (*common rail*);
- Desenvolver um dispositivo de micro-ondas específico para o motor, com controle de temperatura preciso e em malha fechada, que se ajuste automaticamente com as mudanças de consumo de combustível. Além disso, considerar a possibilidade de um dispositivo que possa obter temperaturas maiores que 120 °C;
- Realizar os testes aplicando controle de lambda, mantendo-o constante para todos os pontos de operação e combustíveis utilizados.

REFERÊNCIAS

- ACHARYA, S. K.; SWAIN, R. K.; MOHANTY, M. K. Emission Analysis of Using Preheated Karanja and Kusum Oil. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 36, n. 12, p. 1358–1365, jun. 2014. ISSN 1556-7036, 1556-7230.
- ACHARYA, S. K. et al. Preheated and Blended Karanja Oil as Diesel Engine Fuel. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 36, n. 12, p. 1325–1334, jun. 2014. ISSN 1556-7036, 1556-7230.
- AGARWAL, A. K.; DHAR, A. Experimental Investigations of Preheated Jatropha Oil Fuelled Direct Injection Compression Ignition Engine - Part 1: Performance, Emission, and Combustion Characteristics. **Journal of ASTM International**, v. 7, n. 6, p. 1–13, jun. 2010. ISSN 1546-962X.
- AGARWAL, D.; KUMAR, L.; AGARWAL, A. K. Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. **Renewable Energy**, v. 33, n. 6, p. 1147–1156, jun. 2008. ISSN 09601481.
- AVL. **Emissions Challenge SESAM-FTIR Emissions Data Summary**. [S.l.], 2009.
- AVL. **AVL Sesam i60 FT User's Guide**. 1. ed. Gaggenau, Germany, 6 2015.
- BAE, C.; KIM, J. Alternative fuels for internal combustion engines. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 36, n. 3, p. 3389–3413, 2017. ISSN 15407489.
- BINDER, K. B. Diesel Engine Combustion. In: **Handbook of Diesel Engines**. 1. ed. Berlim: Springer, 2010. p. 636.
- BIONA, J. B. M.; LICAUCO, J. Performance, smoke characteristics and economics of pre-heated used vegetable oil utilization in Philippine public utility jeepneys. **Clean Technologies and Environmental Policy**, v. 11, n. 2, p. 239–245, jun. 2009. ISSN 1618-954X, 1618-9558.

BOHL, T. et al. Optical Investigation on Diesel Engine Fuelled by Vegetable Oils. **Energy Procedia**, v. 61, p. 670–674, 2014. ISSN 1876-6102.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2012.

CANAKCI, M. Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel. **Bioresource Technology**, v. 98, n. 6, p. 1167–1175, abr. 2007. ISSN 0960-8524.

CANAKCI, M.; OZSEZEN, A. N.; TURKCAN, A. Combustion analysis of preheated crude sunflower oil in an IDI diesel engine. **Biomass and Bioenergy**, v. 33, n. 5, p. 760–767, maio 2009. ISSN 09619534.

CHAUHAN, B. S. et al. Performance and emission study of preheated Jatropha oil on medium capacity diesel engine. **Energy**, v. 35, n. 6, p. 2484–2492, jun. 2010. ISSN 0360-5442.

CHEN, K.-S. et al. Improving biodiesel yields from waste cooking oil by using sodium methoxide and a microwave heating system. **Energy**, v. 38, n. 1, p. 151–156, fev. 2012. ISSN 03605442.

D’ALESSANDRO, B. et al. Straight and waste vegetable oil in engines: Review and experimental measurement of emissions, fuel consumption and injector fouling on a turbocharged commercial engine. **Fuel**, v. 182, p. 198–209, out. 2016. ISSN 0016-2361.

DE, B.; PANUA, R. S. An Experimental Study on Performance and Emission Characteristics of Vegetable Oil Blends with Diesel in a Direct Injection Variable Compression Ignition Engine. **Procedia Engineering**, v. 90, p. 431–438, jan. 2014. ISSN 1877-7058.

DJOUADI, A.; BENTA HAR, F. Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles. **Energy**, v. 101, p. 211–217, abr. 2016. ISSN 0360-5442.

ENCINAR, J. M. et al. Soybean oil transesterification by the use of a microwave flow system. **Fuel**, v. 95, p. 386–393, maio 2012. ISSN 0016-2361.

FRANCO, Z.; NGUYEN, Q. Flow properties of vegetable oil - diesel fuel blends. **Fuel**, v. 90, n. 2, p. 838–843, fev. 2011. ISSN 00162361.

GARZÓN, N. A. N. **Análise experimental e exergética da operação de um motor diesel com óleo vegetal**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

GARZÓN, N. A. N. **Measurement and modeling of the combustion of straight soybean oil and diesel oil blends in a compression ignition engine**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, jul. 2017.

GARZÓN, N. A. N. et al. Experimental and thermodynamic analysis of a compression ignition engine operating with straight soybean oil. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 37, n. 5, p. 1467–1478, set. 2015. ISSN 1678-5878, 1806-3691. Disponível em:
<<http://link.springer.com/10.1007/s40430-014-0287-z>>.

HAGENOW, G. et al. Fuels. In: **Handbook of Diesel Engines**. Berlim: Springer, 2010. p. 636.

HAZAR, H.; AYDIN, H. Performance and emission evaluation of a CI engine fueled with preheated raw rapeseed oil (RRO) - diesel blends. **Applied Energy**, v. 87, n. 3, p. 786–790, mar. 2010. ISSN 03062619.

HELLIER, P.; LADOMMATOS, N.; YUSAF, T. The influence of straight vegetable oil fatty acid composition on compression ignition combustion and emissions. **Fuel**, v. 143, p. 131–143, mar. 2015. ISSN 0016-2361.

HEYWOOD, J. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 p.

HOHENBERG, G. F. Advanced approaches for heat transfer calculations. **Society of Automotive Engineers**, v. 88, n. 790825, 1979.

HSU, B. D. Combustion and Fuel Injection Processes in the Diesel Engine. In: **Practical Diesel-Engine Combustion Analysis**. 1. ed. [S.l.]: SAE International, 2002. p. 147.

INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. Rio de Janeiro: ABNT INMETRO., 2003. OCLC: 58813225. ISBN 978-85-07-00251-2.

JAIN, N. L. et al. Performance and emission characteristics of preheated and blended thumba vegetable oil in a compression ignition

engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, p. 970–979, fev. 2017. ISSN 1359-4311.

JANARDHAN, N.; KRISHNA, M. V. M.; SRI, P. U. Studies on Influence of Injection Pressure on Performance Parameters of Diesel Engine with High Grade Insulated Combustion Chamber with Crude Jatropa Oil Operation. **Int J Curr Eng Technol**, v. 5, n. 4, p. 2360–2369, 2015.

JIOTODE, Y.; AGARWAL, A. K. In-cylinder combustion visualization of Jatropa straight vegetable oil and mineral diesel using high temperature industrial endoscopy for spatial temperature and soot distribution. **Fuel Processing Technology**, v. 153, p. 9–18, dez. 2016. ISSN 0378-3820.

KATRASNIK, T. et al. A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engine. In: . Long Beach, California USA: [s.n.], 2004.

KNEZEVIC, D. et al. The characteristics of combustion process of diesel engine using vegetable oil methyl esters. **Thermal Science**, v. 19, n. 6, p. 2255–2263, 2015. ISSN 0354-9836, 2334-7163.

LATA, D. B.; MISRA, A. Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 5, p. 3746–3756, mar. 2011. ISSN 0360-3199.

LERTSATHAPORNUSUK, V. et al. Microwave assisted in continuous biodiesel production from waste frying palm oil and its performance in a 100 kW diesel generator. **Fuel Processing Technology**, v. 89, n. 12, p. 1330–1336, dez. 2008. ISSN 03783820.

LI, Q.; BACKES, F.; WACHTMEISTER, G. Application of canola oil operation in a diesel engine with common rail system. **Fuel**, v. 159, p. 141–149, nov. 2015. ISSN 0016-2361.

MANCO, I. et al. Microwave technology for the biodiesel production: Analytical assessments. **Fuel**, v. 95, p. 108–112, maio 2012. ISSN 0016-2361.

MARTYR, A. J.; PLINT, M. **Engine Testing-Theroy and Practice**. 3. ed. Porto Alegre: SAE International, 2007. 442 p.

NATIONS, U. **Regulation No. 49: Uniform provisions concerning the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines and positive ignition engines for use in vehicles.** [S.l.: s.n.], 2013.

NETTLES-ANDERSON, S. et al. Performance of a Direct Injection of IC Engine on SVO and Biodiesel from Multiple Feedstocks. **Journal of Power and Energy Engineering**, v. 02, n. 08, p. 1–13, 2014. ISSN 2327-588X, 2327-5901.

NETTLES-ANDERSON, S. L.; OLSEN, D. B. **Survey of straight vegetable oil composition impact on combustion properties.** [S.l.], 2009.

NO, S. Y. Application of straight vegetable oil from triglyceride based biomass to IC engines-A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, p. 80–97, mar. 2017. ISSN 1364-0321.

NWAFOR, O. M. I. The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions. **Renewable energy**, v. 28, n. 2, p. 171–181, 2003.

RAGLAND, K. W.; BRYDEN, K. M. Diesel Engine Combustion. In: **Combustion Engineering**. 2. ed. New York: CRC Press, 2011. p. 521.

RAKOPOULOS, C. D.; ANTONOPOULOS, K. A.; RAKOPOULOS, D. C. Experimental heat release analysis and emissions of a HSDI diesel engine fueled with ethanol-diesel fuel blends. **Energy**, v. 32, n. 10, p. 1791–1808, out. 2007. ISSN 0360-5442.

RAKOPOULOS, D. C. Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diesel engine operating on blends of diesel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diesel. **Fuel**, v. 96, p. 524–534, jun. 2012. ISSN 0016-2361.

RAKOPOULOS, D. C.; RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G. Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged HDDI diesel engine operating under steady and transient conditions. **Fuel**, v. 156, p. 1–19, set. 2015. ISSN 00162361.

RAKOPOULOS, D. C. et al. Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of

high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, n-butanol, diethyl ether. **Energy**, v. 73, p. 354–366, ago. 2014. ISSN 0360-5442.

RAKOPOULOS, D. C.; RAKOPOULOS, C. D.; KYRITSIS, D. C. Butanol or DEE blends with either straight vegetable oil or biodiesel excluding fossil fuel: Comparative effects on diesel engine combustion attributes, cyclic variability and regulated emissions trade-off. **Energy**, v. 115, p. 314–325, nov. 2016. ISSN 03605442.

RAKOPOULOS, D. C. et al. Combustion and Emissions in an HSDI Engine Running on Diesel or Vegetable Oil Base Fuel with n-Butanol or Diethyl Ether As a Fuel Extender. **Journal of Energy Engineering**, v. 142, n. 2, p. E4015006, 2016. ISSN 0733-9402.

RAMKUMAR, S.; KIRUBAKARAN, V. Review on Admission of Preheated Vegetable Oil in C.I. Engine. **Indian Journal of Science and Technology**, v. 9, n. 2, jan. 2016. ISSN 0974-5645, 0974-6846.

REFAAT, A. A.; SHELTAWY, S. T. E.; SADEK, K. U. Optimum reaction time, performance and exhaust emissions of biodiesel produced by microwave irradiation. **International Journal of Environmental Science & Technology**, v. 5, n. 3, p. 315–322, jun. 2008. ISSN 1735-1472, 1735-2630.

SAJJADI, B.; AZIZ, A. A.; IBRAHIM, S. Investigation, modelling and reviewing the effective parameters in microwave-assisted transesterification. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 37, p. 762–777, set. 2014. ISSN 13640321. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032114003463>>.

SANSEVERINO, A. M. Microondas em síntese orgânica. **Química Nova**, v. 25, n. 4, p. 660–667, 2002.

SARI, R. L. **Avaliação experimental da utilização de etanol com elevados teores de água em motores de combustão interna com ignição por centelha**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

SHAH, P. R.; GANESH, A. Experimental Investigation to Study the Influence of Fuel Additive with Pre-Heated Straight Vegetable Oil (SVO) by Comparing the Injection, Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engine Based on IR Diagram. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 8, n. 1, p. 234–249, abr. 2015. ISSN 1946-3960.

SHAH, P. R. et al. **A Comparative Study of Use of Fuel Additives in Straight Vegetable Oil and Pre-heated Straight Vegetable Oil on Combustion and Emission Characteristics of CI Engine.** [S.l.], 2013.

SONAR, D. et al. Performance and emission characteristics of a diesel engine with varying injection pressure and fuelled with raw mahua oil (preheated and blends) and mahua oil methyl ester. **Clean Technologies and Environmental Policy**, v. 17, n. 6, p. 1499–1511, dez. 2014. ISSN 1618-954X, 1618-9558.

TIBOLA, J. R. et al. Modeling and Control of a Low-Cost Driver For an Eddy Current Dynamometer. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 27, n. 4, p. 368–378, ago. 2016. ISSN 2195-3880, 2195-3899. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s40313-016-0244-4>>.

TURNES, S. R. **Introdução a combustão-conceitos e aplicações.** 3. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2013. 424 p.

VELJI, A.; LUFT, M.; MERKEL, S. Mixture formation, combustion and pollutant emissions in high-speed direct-injection diesel engines. In: ZHAO, H. (Ed.). **Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development.** [S.l.]: Woodhead Publishing, 2010. v. 2, p. 105–154. ISBN 978-1-84569-744-0. DOI: 10.1533/9781845697457.1.105.

WANDER, P. R. et al. Performance analysis of a mono-cylinder diesel engine using soy straight vegetable oil as fuel with varying temperature and injection angle. **Biomass and Bioenergy**, v. 35, n. 9, p. 3995–4000, out. 2011. ISSN 0961-9534.

YILMAZ, N.; MORTON, B. Effects of preheating vegetable oils on performance and emission characteristics of two diesel engines. **Biomass and Bioenergy**, v. 35, n. 5, p. 2028–2033, maio 2011. ISSN 0961-9534.

YILMAZ, N.; VIGIL, F. M. Potential use of a blend of diesel, biodiesel, alcohols and vegetable oil in compression ignition engines. **Fuel**, v. 124, p. 168–172, maio 2014. ISSN 0016-2361.

YükSEK, L. et al. Modelling the effect of injection pressure on heat release parameters and nitrogen oxides in direct injection diesel engines. **Thermal Science**, v. 18, n. 1, p. 155–168, 2014. ISSN 0354-9836.

YUVARAJAN, D.; RAMANAN, M. V. Experimental analysis on neat mustard oil methyl ester subjected to ultrasonication and microwave irradiation in four stroke single cylinder Diesel engine. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 30, n. 1, p. 437–446, jan. 2016. ISSN 1738-494X, 1976-3824.

ZHANG, H.; DING, J.; ZHAO, Z. Microwave assisted esterification of acidified oil from waste cooking oil by CERP/PES catalytic membrane for biodiesel production. **Bioresource Technology**, v. 123, p. 72–77, nov. 2012. ISSN 09608524.

**APÊNDICE A - Tabelas com os valores de incerteza de
medição**

Nas tabelas a seguir são detalhadas as incertezas de medição absolutas em relação a cada parâmetro no qual cálculo de incerteza de medição foi desenvolvido. Os parâmetros são rotação, consumo específico de combustível, eficiência indicada, emissões específicas e a temperatura dos gases de exaustão.

Tabela A.1 – Incerteza de medição 100SM80

Incerteza de medição 100SM80								
	rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa (°C)	
1800	5	0,59	4,53	0,05	0,05	0,17	0,81%	2,45
	3	0,59	7,21	0,08	0,10	0,27	0,97%	1,71
2200	5	0,62	5,19	0,11	0,08	0,13	0,77%	2,72
	3	0,62	7,70	0,07	0,09	0,23	0,99%	1,85
2600	5	0,61	5,62	0,05	0,05	0,17	0,81%	2,88
	3	0,61	8,53	0,09	0,11	0,17	0,97%	2,02

Tabela A.2 – Incerteza de medição 100SR80

Incerteza de medição 100SR80								
	rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa (°C)	
1800	5	0,59	4,87	0,14	0,05	0,16	0,74%	2,68
	3	0,59	6,95	0,07	0,10	0,22	1,02%	1,74
2200	5	0,62	5,26	0,21	0,06	0,13	0,77%	2,76
	3	0,62	7,51	0,11	0,12	0,16	1,01%	1,94
2600	5	0,61	5,70	0,16	0,05	0,14	0,80%	3,01
	3	0,61	8,13	0,17	0,13	0,13	1,00%	2,22

Tabela A.3 – Incerteza de medição 100D

Incerteza de medição 100D								
		rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa. (°C)
1800	5	0,59	4,19	0,12	0,34	0,09	0,73%	2,72
	3	0,59	6,10	0,07	0,62	0,12	1,01%	1,78
2200	5	0,62	4,54	0,14	0,31	0,08	0,75%	2,84
	3	0,62	6,60	0,09	0,53	0,10	0,99%	1,96
2600	5	0,61	4,95	0,20	0,25	0,07	0,79%	3,16
	3	0,61	7,08	0,11	0,57	0,07	0,98%	2,23

Tabela A.4 – Incerteza de medição 100SM80 linha original

Incerteza de medição 100SM80-Linha original								
		rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa. (°C)
2600	5	0,61	4,88	0,03	0,03	0,23	0,87%	2,38
2200	5	0,62	4,62	0,03	0,04	0,22	0,82%	2,53
1800	5	0,59	4,31	0,03	0,03	0,22	0,80%	2,70

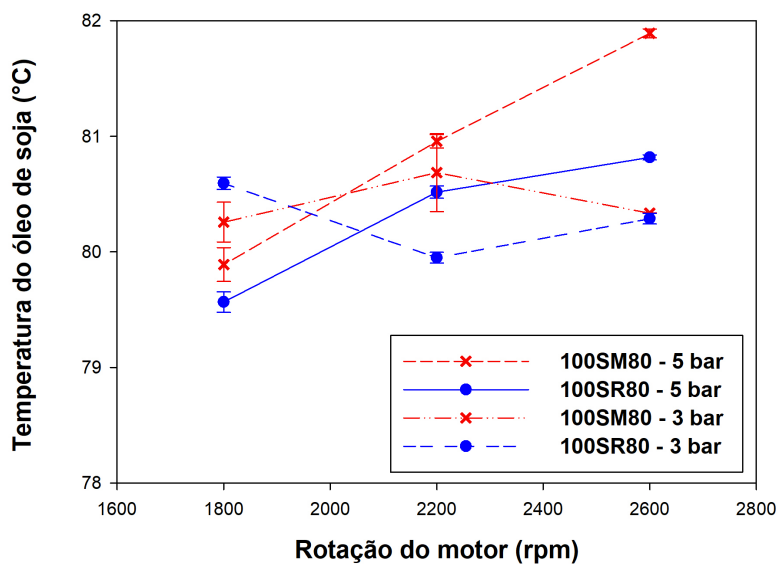
Tabela A.5 – Incerteza de medição 100SR80-linha original

Incerteza de medição 100R80-Linha original								
		rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa. (°C)
1800	5	0,59	4,51	0,05	0,03	0,20	0,01	2,44
2200	5	0,62	5,00	0,07	0,04	0,22	0,01	2,53
2600	5	0,61	5,11	0,04	0,03	0,23	0,01	2,68

Tabela A.6 – Incerteza de medição 100D-linha original

Incerteza de medição 100D-Linha original								
		rpm	SFC g/kWh	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Nox (g/kWh)	Efi (%)	T. Exa. (°C)
1800	5	0,59	4,03	0,07	0,21	0,11	0,01	2,55
2200	5	0,62	4,20	0,04	0,24	0,12	0,01	2,65
2600	5	0,61	4,62	0,06	0,22	0,12	0,01	2,86

Figura A.68 – Temperatura média do óleo de soja em cada condição de teste com o respectivo desvio padrão

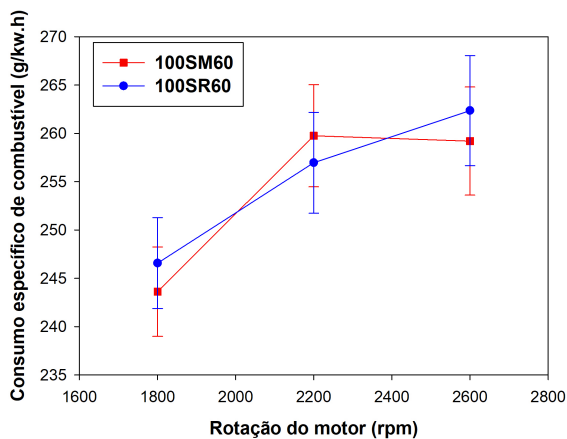


Fonte: Banco de dados do autor.

APÊNDICE B - Resultados complementares

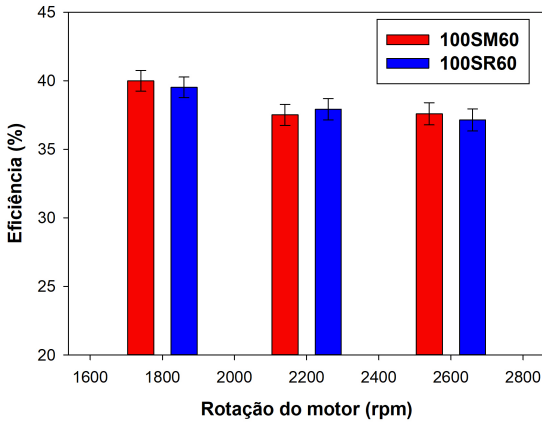
Neste apêndice é apresentado alguns dos resultados dos testes com o óleo de soja para as temperaturas de **60 °C** e **115 °C** utilizando ambos métodos de preaquecimento. Salienta-se que para a temperatura de **115 °C** no ponto de 1800 rpm, não foi possível realizar os testes para o aquecimento resistivo. O motor apresentou muita variabilidade e não foi possível manter a carga constante.

Figura B.1 – Consumo específico para **60 °C**



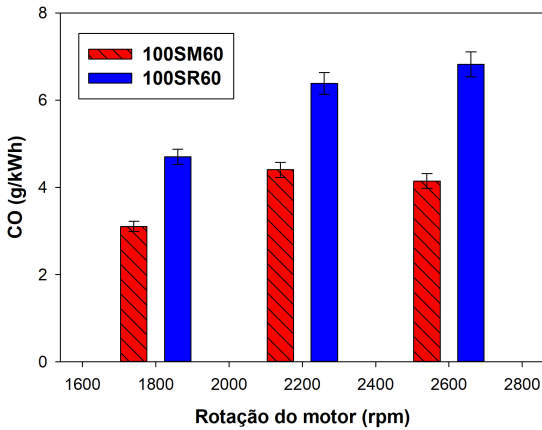
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.2 – Eficiência indicada para 60 °C



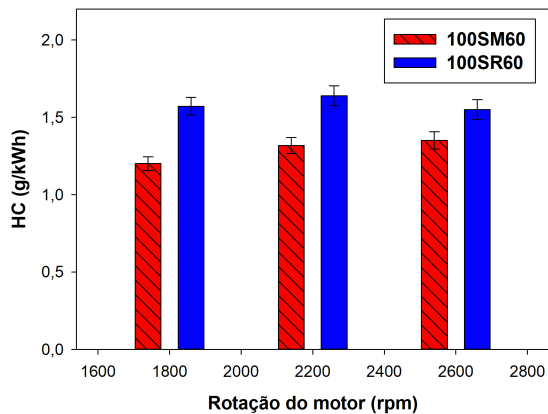
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.3 – Emissões específicas de CO para 60 °C

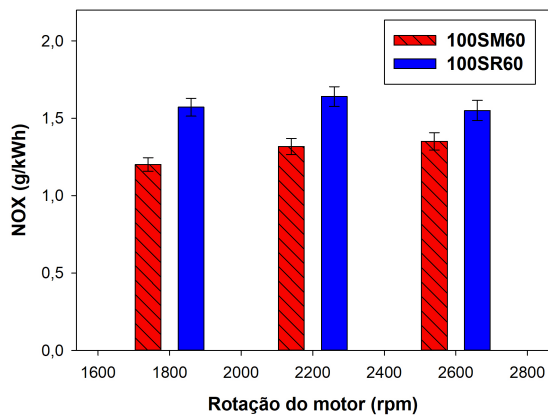


Fonte: Banco de dados do autor.

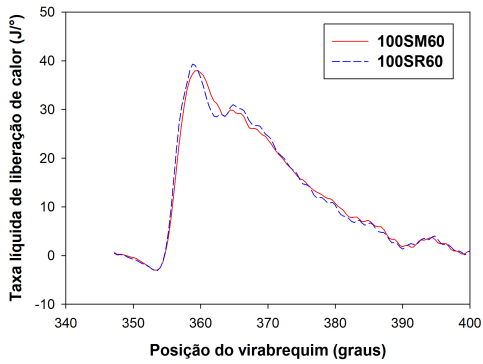
Figura B.4 – Emissões específicas de HC para 60 °C



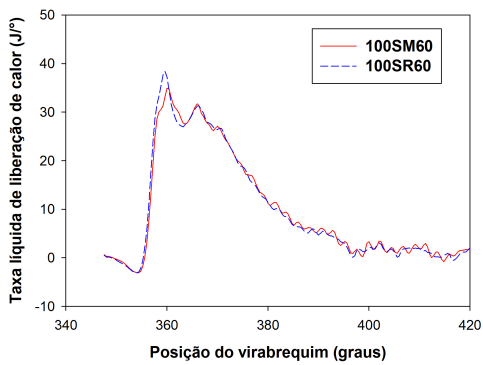
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.5 – Emissões específicas de NO_x para 60 °C

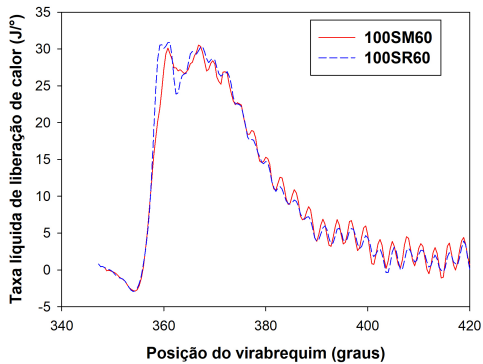
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.6 – Taxa de liberação de calor - 5 bar de *IMEP* para 60 °C

(a) 1800 rpm



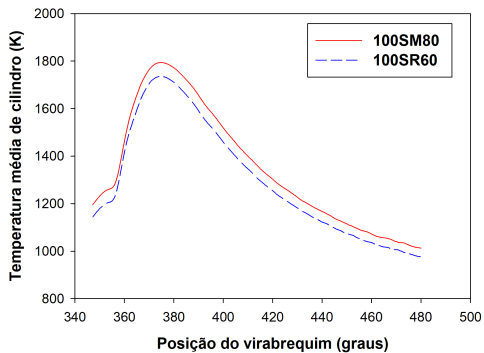
(b) 2200 rpm



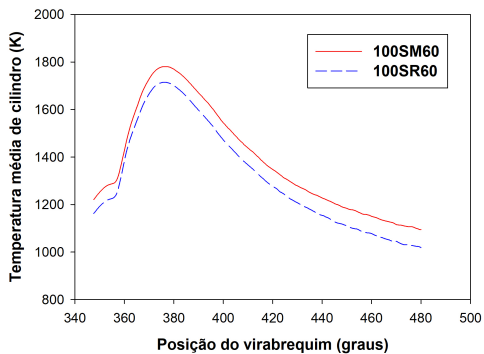
(c) 2600 rpm

Fonte: Banco de dados do autor

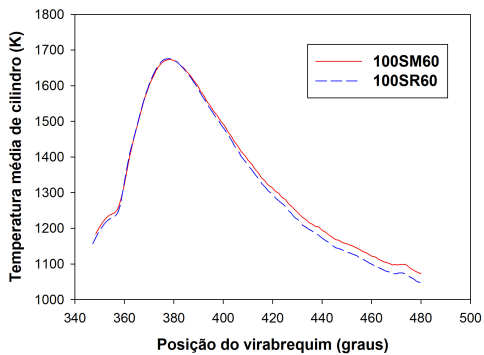
Figura B.7 – Temperatura média de cilindro - 5 bar de *IMEP* para 60 °C



(a) 1800 rpm



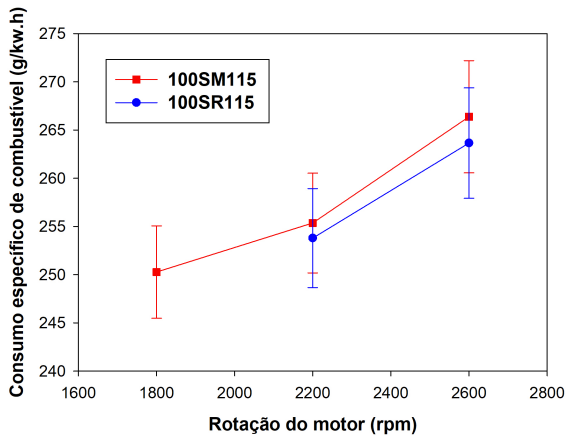
(b) 2200 rpm



(c) 2600 rpm

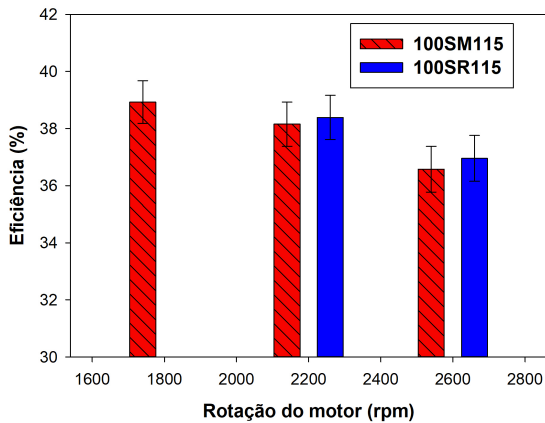
Fonte: Banco de dados do autor

Figura B.8 – Consumo específico para 115 °C



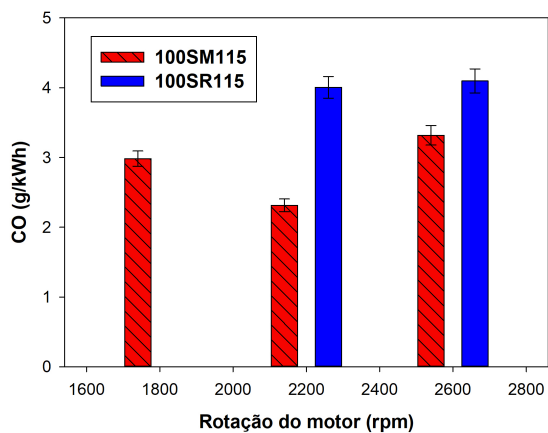
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.9 – Eficiência indicada para 115 °C



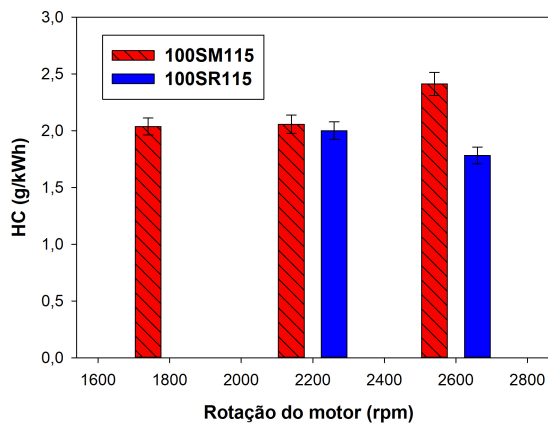
Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.10 – Emissões específicas de CO para 115 °C
2D Graph 21

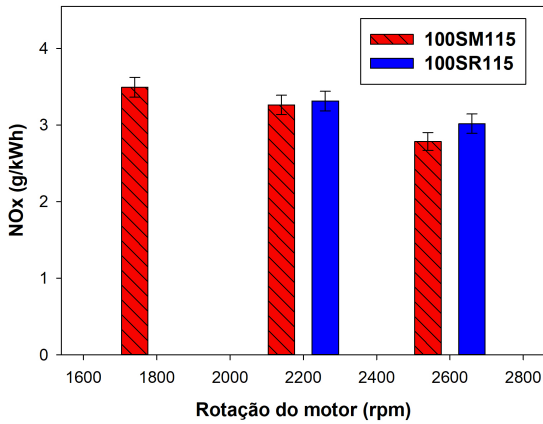


Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.11 – Emissões específicas de HC para 115 °C

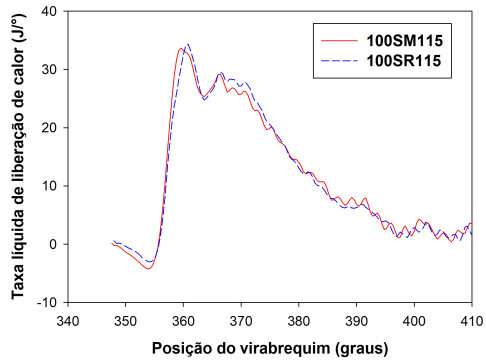


Fonte: Banco de dados do autor.

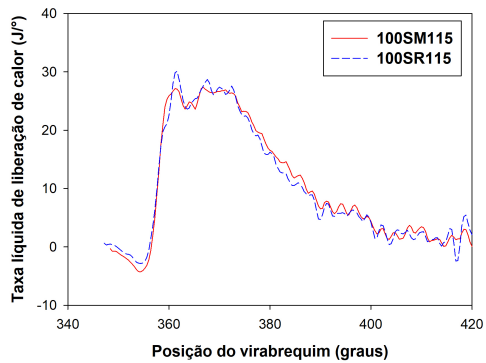
Figura B.12 – Emissões específicas de NO_x para $115^\circ C$ 

Fonte: Banco de dados do autor.

Figura B.13 – Taxa de liberação de calor - 5 bar de *IMEP* para 115 °C



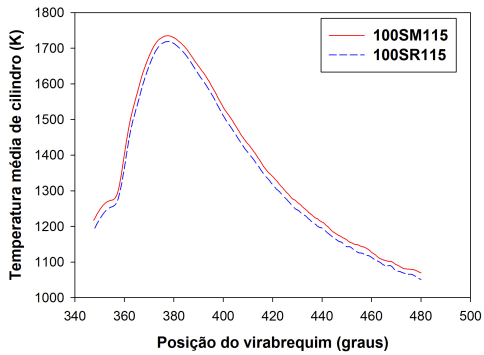
(a) 1800 rpm



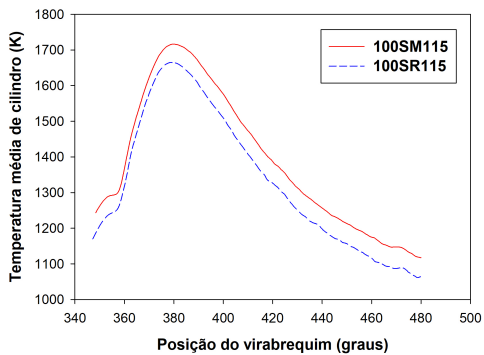
(b) 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor

Figura B.14 – Temperatura média de cilindro - 5 bar de *IMEP* para $115\text{ }^{\circ}\text{C}$



(a) 1800 rpm



(b) 2200 rpm

Fonte: Banco de dados do autor

APÊNDICE C – Equacionamento para cálculo da taxa de liberação de calor

O sistema de equações diferenciais utilizados para o cálculo da taxa de liberação de calor e posteriores parâmetros da combustão pode ser resumido conforme o equacionamento que será apresentado a seguir. A EDO C.1 apresenta a formulação para o cálculo da taxa de queima do combustível em função do tempo. Salienta-se aqui que a resolução das EDO's foram desenvolvidas no domínio do tempo e os resultados convertidos novamente para posição angular. Basicamente para cada rotação calcula-se o intervalo de tempo necessário para o motor deslocar-se 0,4 graus (resolução de aquisição utilizada nos testes). Para esse intervalo de tempo calcula-se as EDO's utilizando o método Runge Kutta.

$$\frac{dm_f}{dt} = \frac{\frac{dQ}{dt} - \left(\frac{m}{V}A + p\right) \left[mA \left(\frac{m}{V}A + p\right) \frac{dV}{dt} - \left(\frac{1}{p} - \frac{1}{R_g} \frac{dR_g}{dp}\right) + m \frac{du}{dp} \right] \frac{dp}{dt}}{u - h_f + \frac{m}{m_a(F A)_s} \frac{du}{d\phi} - A - \frac{mA}{R_g m_a(F A)_s} \frac{dR_g}{d\phi}} \quad (C.1)$$

Sabendo que A é representado pela equação C.2:

$$A = \frac{du}{dT} \left(\frac{1}{T} + \frac{1}{R_g} \frac{dR_g}{dT} \right)^{-1} \quad (C.2)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\left[\frac{1}{V} \frac{dV}{dt} + \left(\frac{1}{p} \frac{dR_g}{dp} \right) \frac{dp}{dt} - \left(\frac{1}{R_g m_a(F A)_s} \frac{dR_g}{d\phi} + \frac{1}{m} \right) \frac{dm_f}{dt} \right]}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R_g} \frac{dR_g}{dT}} \quad (C.3)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{1}{m_a(F A)_s} \frac{dm_f}{dt} \quad (C.4)$$

$$\frac{dQ_f}{dt} = PCI \frac{dm_f}{dt} \quad (C.5)$$

$$\frac{dQ}{dt} = h_c A (T - T_w) + \epsilon \sigma A (T^4 - T_w^4) \quad (C.6)$$

$$h_c = C_1 V_c^{-0,06} p^{-0,8} T^{-0,4} (\bar{S}_p + C_2)^{0,8} \quad (C.7)$$

$$p = f(\text{dado} - \text{experimental}) \quad (C.8)$$

$$V = V_c \left[1 + \frac{(r_c - 1)}{2} \left(R + 1 - \cos(\theta) - [R^2 - \sin^2(\theta)]^{0,5} \right) \right] \quad (\text{C.9})$$

As propriedades termodinâmicas u e R_g são obtidas a partir do conhecimento das frações molares dos produtos de combustão de um hidrocarboneto em motores de combustão interna. Para isso utiliza-se o cálculo de equilíbrio químico para fechamento das equações faltantes no balanço da reação.

$$u = f(T, p, \phi) \quad (\text{C.10})$$

$$R_g = f(T, p, \phi) \quad (\text{C.11})$$