

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA

José Antonio Sala

COMPORTAMENTO DE UM MOTOR DE CICLO DIESEL COM
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE INJEÇÃO E MISTURAS DE
BIODIESEL

Santa Maria, RS
2020

José Antonio Sala

**COMPORTAMENTO DE UM MOTOR DE CICLO DIESEL COM
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE INJEÇÃO E MISTURAS DE
BIODIESEL**

Tese apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria, como requisito parcial para a obtenção de grau de **Doutor em Engenharia Agrícola**.

Orientador: Prof. Dr. José Fernando Schlosser

Santa Maria, RS
2020

Sala, José Antonio
COMPORTAMENTO DE UM MOTOR DE CICLO DIESEL COM
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE INJEÇÃO E MISTURAS DE
BIODIESEL / José Antonio Sala.- 2020.
102 p.; 30 cm

Orientador: José Fernando Schlosser
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Maria, Centro
de Ciências Rurais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Agrícola, RS, 2020

1. Injeção eletrônica I 2. Proconve MAR-1 3. Reprogramação 4.
Emissões I. Schlosser, José Fernando II. Título.

Sistema de geração automática de ficha catalográfica da UFSM. Dados fornecidos pelo autor(a). Sob supervisão da Direção da Divisão de Processos Técnicos da Biblioteca Central. Bibliotecária responsável Paula Schoenfeldt Patta CRB 10/1728.

Declaro, JOSÉ ANTONIO SALA, para os devidos fins e sob as penas da lei, que a pesquisa constante neste trabalho de conclusão de curso (Tese) foi por mim elaborada e que as informações necessárias objeto de consulta em literatura e outras fontes estão devidamente referenciadas. Declaro, ainda, que este trabalho ou parte dele não foi apresentado anteriormente para obtenção de qualquer outro grau acadêmico, estando ciente de que a inveracidade da presente declaração poderá resultar na anulação da titulação pela Universidade, entre outras consequências legais.

José Antonio Sala

**COMPORTAMENTO DE UM MOTOR DE CICLO DIESEL COM
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE INJEÇÃO E MISTURAS DE
BIODIESEL**

Tese apresentada ao Curso de
Pós-Graduação em Engenharia Agrícola,
da Universidade Federal de Santa Maria,
como requisito parcial para a obtenção de
grau de **Doutor em Engenharia
Agrícola.**

Aprovado em

Prof. José Fernando Schlosser, Dr. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Prof. Alisson Dalsasso Correa de Souza, Dr. (IFRS)

Prof. Leonardo Nabaes Romano, Dr. (UFSM)

Prof. Marcelo Silveira de Farias, Dr. (UFSM)

Prof. Paulo Roberto Wander, Dr. (UNISINOS)

Santa Maria, RS
2020

DEDICATÓRIA

À minha família, minha esposa Francielli e minha filha Luiza que batalharam junto em todos os momentos da realização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

À minha família que sempre apoiou e incentivou, mostrando que a educação é bem mais importante que podemos ter.

À UFSM que desde a graduação me acolheu, propiciou incontáveis amizades e experiências e proveu um ensino de alta qualidade.

Aos colegas do IFRS – Erechim, por acreditar na importância da realização do trabalho para a melhoria na qualidade da nossa instituição.

Ao Professor e amigo José Fernando Schlosser e a todos colegas do Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas que sempre estiveram dispostos a auxiliar nas mais diversas tarefas, sempre colaborando, ajudando e ensinando.

Aos amigos do Laboratório de Motores da UFSM que foram essenciais na análise dos dados de emissões.

Ao colega Joelson Bilhão que trabalhou junto e foi um grande incentivador para a realização do trabalho.

“Não creio que haja uma emoção mais intensa para um inventor do que ver suas criações funcionando. Essas emoções fazem você esquecer de comer, de dormir, de tudo.”

(Nikola Tesla)

RESUMO

COMPORTAMENTO DE UM MOTOR DE CICLO DIESEL COM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE INJEÇÃO E MISTURAS DE BIODIESEL

AUTOR: José Antonio Sala
ORIENTADOR: José Fernando Schlosser

Motores ciclo Diesel são largamente empregados para a execução das mais diversas atividades agrícolas no Brasil. São utilizados desde motores monocilíndricos, com menor potência até grandes motores que ultrapassam os 500 cv. A utilização do biodiesel em mistura ao Diesel de petróleo é uma realidade e nos últimos 15 anos ocorreu um aumento gradual na concentração do combustível renovável. Atualmente o percentual obrigatório é de 10% com regulamentação já permitindo adição de até 30%. Em janeiro de 2017 entrou em vigor a primeira regulamentação brasileira para redução das emissões de poluentes em máquinas agrícolas e rodoviárias, a MAR-I. Para atender as exigências desta regulamentação se fez necessário a migração do sistema mecânico de injeção de combustível para o sistema de injeção eletrônica de combustível. O trabalho busca analisar o comportamento do motor perante a alteração de parâmetros de injeção e da variação do teor de biodiesel em mistura. Os ensaios foram realizados no laboratório de Agrotecnologia do NEMA – UFSM em um trator agrícola com motor de quatro cilindros, sobrealimentado e com injeção eletrônica de combustível. O sistema eletrônico trabalha com sensores e atuadores e dessa forma foi feito o remapeamento eletrônico alterando a leitura dos sensores de pressão para que uma maior quantidade de combustível fosse injetada e de posição angular do virabrequim, para que ocorresse um adiantamento do ponto de injeção em 2,5°. Foram realizados ensaios com Diesel B10 comercializado na rede de postos combustíveis e também misturas de 20% e 30% de biodiesel, todos com 10 ppm de enxofre. Os ensaios foram realizados em regime de carga plena do motor de 1300 a 2000 rpm. Além do torque, potência e consumo foram avaliadas as emissões de CO, HC, NO, NO₂ e MP. O avanço do ponto de injeção ocasionou um aumento de potência e diminuição do consumo específico de combustível em todos os combustíveis, porém aumentou níveis os de emissões, principalmente de MP para o B20 e B30. A maior quantidade de combustível injetado proporcionou ganho de potência médio de até 14,96% e de torque médio de 15,50%. O limite de emissões da MAR-I foi ultrapassado somente em dois ensaios. Com combustível B30 e avanço do ponto de injeção e aumento da quantidade de combustível injetado ultrapassou o limite de MP e com combustível B20 e aumento da quantidade de combustível injetada ultrapassou o limite de NO_x + HC. Diante dos resultados a reprogramação do sistema de injeção eletrônica se mostra necessária quando é acrescido biodiesel em mistura ao combustível.

Palavras-chave: Injeção eletrônica, Proconve MAR-1, Reprogramação, Emissões

ABSTRACT

BEHAVIOR OF A DIESEL CYCLE ENGINE WITH DIFFERENT INJECTION SETTINGS AND BIODIESEL BLENDS

AUTHOR: José Antonio Sala
ADVISOR: José Fernando Schlosser

Diesel cycle engines are widely used to carry out the most diverse agricultural activities in Brazil. They are used from single cylinder engines, with low power demand to large engines that exceed 500 hp. The use of biodiesel in a blend with petroleum diesel is a reality and in the last 15 years there has been a gradual increase in the concentration of renewable fuel. Currently, the mandatory percentage is 10% with regulations already allowing the addition of up to 30%. In January 2017, the first Brazilian regulation for pollutant emissions in agricultural and road machinery, MAR-I, came into force. To meet the requirements of this regulation, it was necessary to migrate the mechanical fuel injection system to the electronic fuel injection system. The work seeks to analyze the behavior of the engine in the face of changing injection parameters and the variation in the content of biodiesel in mixture. The tests were carried out at NEMA - UFSM on an agricultural tractor with a four cylinder engine, supercharged and with electronic fuel injection. The electronic system works with sensors and actuators and, in this way, the electronic remapping was done, changing the reading of the pressure sensors so that a greater amount of fuel was injected and of the crankshaft's angular position, so that an advance of the injection point occurred in $2,5^\circ$. Tests were carried out with Diesel B10 sold in the fuel stations network and also mixtures of 20% and 30% biodiesel, all with 10 ppm of sulfur. The tests were performed under full engine load from 1300 to 2000 rpm. In addition to torque, power and consumption, CO, HC, NO, NO₂ and MP emissions were also evaluated. The advance of the injection point caused an increase in power and a decrease in specific fuel consumption in all fuels, but increased levels of emissions, mainly of MP for the B20 and B30. The greater amount of injected fuel provided an average power gain of up to 14.96% and an average torque of 15.50%. The emissions limit of MAR-I was only exceeded in two tests. With B30 fuel and advance of the injection point and increased amount of injected fuel exceeded the MP limit and with B20 fuel and increased amount of injected fuel exceeded the NO_x + HC limit. In view of the results, reprogramming of the electronic injection system is necessary when biodiesel is added to the fuel mixture.

Keywords: Electronic injection, Proconve MAR-1, Reprogramming, Emissions

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Composição dos gases de escapamento em função da estequiometria da mistura	19
Figura 2.1	Diagrama P-V característico de um motor ciclo Diesel.....	22
Figura 2.2	Emissões de SO ₂ em função do teor de enxofre do combustível e consumo de óleo lubrificante.....	27
Figura 2.3	Limites de emissões nas diferentes fases do PROCONVE para veículos leves.....	29
Figura 2.4	Variação da resistência em função da temperatura de um termistor.....	32
Figura 2.5	Montagem de roda fônica e sensor de rotação.....	34
Figura 2.6	Sinal típico de um sensor de rotação indutivo.....	35
Figura 2.7	Sinal típico de um sensor de rotação do tipo hall.....	35
Figura 2.8	Sinal de rotação e sinal de fase do motor.....	36
Figura 3.1	Trator Massey Ferguson 6713R.....	44
Figura 3.2	Bureta graduada e densímetros utilizados.....	46
Figura 3.3	Coleta de combustível para medição de densidade.....	46
Figura 3.4	Freio dinamométrico EGGERS PT 301.....	47
Figura 3.5	Interface do software de controle e aquisição de dados do dinamômetro.....	48
Figura 3.6	Rotações ensaiadas e tempo de teste em cada rotação.....	49
Figura 3.7	Opacímetro Saxon Opacilyt 1030.....	51
Figura 3.8	Analizador infravermelho Saxon Infralyt ELD.....	51
Figura 3.9	Fluxômetro EGGERS modelos FM3 – 100 utilizado para avaliação do consumo de combustível	52
Figura 3.10	Emulador do sinal de pressão de combustível.....	54
Figura 3.11	Sensor de posição do virabrequim e buchas para montagem na posição original e posição de 2,5 graus adiantada.....	55
Figura 4.1	Potência produzida com combustíveis B10, B20 e B30 com motor em condição original.....	59
Figura 4.2	Torque produzido com combustíveis B10, B20 e B30 com motor em condição original.....	59
Figura 4.3	Potência produzida com combustível B10 na condição original e com as três variações propostas.....	61
Figura 4.4	Potência produzida com combustível B20 na condição original e com as três variações propostas.....	62
Figura 4.5	Potência produzida com combustível B30 na condição original e com as três variações propostas.....	63
Figura 4.6	Consumo específico de combustível na condição original para os combustíveis B10, B20 e B30.....	65
Figura 4.7	Consumo específico de combustível para o B10 com as diferentes condições ensaiadas.....	66
Figura 4.8	Consumo específico de combustível para o B20 com as diferentes condições ensaiadas.....	67
Figura 4.9	Consumo específico de combustível para o B30 com as diferentes condições ensaiadas.....	68
Figura 4.10	Emissão de material particulado com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.....	69
Figura 4.11	Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.....	70

Figura 4.12	Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.....	71
Figura 4.13	Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.....	72
Figura 4.14	Emissões de CO com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.....	73
Figura 4.15	Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.....	74
Figura 4.16	Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.....	75
Figura 4.17	Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.....	76
Figura 4.18	Emissões de NO _x + HC com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.....	78
Figura 4.19	Emissões de NO _x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.....	79
Figura 4.20	Emissões de NO _x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.....	80
Figura 4.21	Emissões de NO _x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.....	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Limites e períodos de vigência de legislações de emissões para um motor agrícola de 100 kW.....	28
Tabela 2.2	Limites de emissões nas diferentes fases do PROCONVE para veículos pesados.....	30
Tabela 2.3	Limites máximos de emissão para motores de máquinas agrícolas e rodoviárias.....	31
Tabela 3.1	Densidade dos combustíveis utilizados.....	47
Tabela 4.1	Análise estatística da potência do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	60
Tabela 4.2	Análise estatística do torque do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	60
Tabela 4.3	Análise estatística do consumo horário do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	64
Tabela 4.4	Consumo horário de combustível para os mapas utilizados durante os ensaios.....	64
Tabela 4.5	Consumo específico médio para todos os ensaios realizados e comparação percentual com a condição original e combustível B10.....	66
Tabela 4.6	Análise estatística do consumo específico do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	68
Tabela 4.7	Emissões de material particulado (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	72
Tabela 4.8	Emissão de CO média para todos os ensaios realizados e comparação percentual com a condição original e combustível B10.....	74
Tabela 4.9	-Emissões de monóxido de carbono (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.....	76
Tabela 4.10	Comparação percentual de emissão de HC com o somatório (NO _x +HC).....	77
Tabela 4.11	Emissões de hidrocarbonetos + óxidos de nitrogênio (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas	81

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1	Métodos para contemplar limites vigentes de emissões em diferentes fases do PROCONVE para veículos pesados.....	30
Quadro 3.1	Dados técnicos do motor a ser utilizado nos ensaios.....	43
Quadro 3.2	Composição dos combustíveis ensaiados.....	45
Quadro 3.3	Variações dos fatores e tratamentos utilizados nos ensaios realizados.....	57

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
CNPE	Conselho Nacional de Política Energética
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
ECU	<i>Engine Control Unit</i>
EFI	<i>Electronic Fuel Injection</i>
HC	Hidrocarbonetos
ICO	Ignição por Compressão
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MAR-I	Máquinas Agrícolas e Rodoviárias – Fase I
MP	Material Particulado
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
NRMM	<i>Non-Road Mobile Machinery</i>
NTC	<i>Negative Temperature Coefficient</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior
rpm	Rotações Por Minuto
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
ppm	Partes Por Milhão
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
PTC	<i>Positive Temperature Coefficient</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i> (Modulação por largura de pulso)
SO _x	Óxidos de Enxofre
S10	Diesel com 10 ppm de enxofre
S500	Diesel com 500 ppm de enxofre
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i> (Sensor de posição da borboleta)
TDP	Tomada De Potência
UCE	Unidade Central Eletrônica
UE	União Europeia
UFMS	Universidade Federal de Santa Maria

LISTA DE SÍMBOLOS

sfc	consumo específico de combustível (g/kJ)
W_t	Trabalho líquido do ciclo (J)
λ	Razão de excesso de ar na mistura combustível-ar
η	Eficiência térmica
η_v	Eficiência volumétrica

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVOS	20
1.1.1 Objetivo geral	20
1.1.2 Objetivos específicos	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 MOTORES DIESEL	21
2.2 POLUENTES ATMOSFÉRICOS	22
2.2.1 Dióxido de Carbono (CO₂)	23
2.2.2 Monóxido de carbono (CO)	24
2.2.3 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)	24
2.2.4 Óxidos de Enxofre (SO_x)	24
2.2.6 Material particulado (MP)	25
2.3 FORMAÇÃO DE GASES NA COMBUSTÃO	25
2.4 LEGISLAÇÕES DE EMISSÕES.....	27
2.4.1 Legislação brasileira de emissões	29
2.5 CONTROLE ELETRÔNICO DO MOTOR.....	31
2.5.1 Sensores de temperatura	32
2.5.2 Sensores de pressão	33
2.5.3 Sensor de posição do pedal do acelerador	33
2.5.4 Sensor de rotação do motor	33
2.5.5 Sensor de fase	36
2.5.6 Lógica de funcionamento da injeção eletrônica	36
2.6 BIODIESEL	37
2.7 LEGISLAÇÃO BRASILEIRA DE COMBUSTÍVEIS.....	38
2.8 PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DIESEL	39
2.8.1 Número de cetano	39
2.8.2 Teor de Enxofre	39
2.8.3 Resíduos de Carbono	40
2.8.4 Densidade	40
2.8.5 Viscosidade	40
2.9 REPROGRAMAÇÃO DE INJEÇÃO EM MOTORES DIESEL.....	41
3. MATERIAL E MÉTODOS	43
3.1 MOTOR UTILIZADO	43
3.2 COMBUSTÍVEL.....	44
3.3 DINAMÔMETRO	47
3.4 EQUIPAMENTOS PARA MEDIÇÃO DE EMISSÕES.....	50
3.5 FLUXÔMETRO PARA ENSAIO DE CONSUMO.....	52
3.6 MAPEAMENTO DA INJEÇÃO	53
3.6.1 Volume de Combustível	53
3.6.2 Ponto de injeção de combustível	54
3.7 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	55
3.8 ENSAIO E ANÁLISE DE EMISSÕES.....	56
3.9 TRATAMENTOS EXPERIMENTAIS	56
4. RESULTADOS	58
4.1 TORQUE E POTÊNCIA PRODUZIDA	58
4.2 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	63
4.2.1 Consumo horário de combustível	63
4.2.2 Consumo específico de combustível	65
4.3 EMISSÕES DE MATERIAL PARTICULADO	69

4.4 EMISSÕES DE CO	73
4.5 EMISSÕES DE NO _x + HC	76
5. CONCLUSÃO	82
REFERÊNCIAS.....	85
APENDICE A – EMISSÕES DE NO.....	90
APENDICE B – EMISSÕES DE NO₂.....	92
APENDICE C – EMISSÕES DE HC.....	94
APENDICE D – CONCENTRAÇÃO VOLUMÉTRICA DE MP.....	96
APENDICE E - EQUAÇÕES DAS CURVAS DE REGRESSÃO E COEFICIENTE DE DETERMINAÇÃO (R²) PARA O TORQUE, POTÊNCIA E CONSUMO ESPECÍFICO DO MOTOR EM CADA TRATAMENTO	97
APENDICE F - EQUAÇÕES DAS CURVAS DE REGRESSÃO E COEFICIENTE DE DETERMINAÇÃO (R²) PARA EMISSÕES DE POLUENTES DO MOTOR EM CADA TRATAMENTO	98
APENDICE G – CÓDIGO UTILIZADO PARA EMULAÇÃO DO SINAL DE PRESSÃO DE COMBUSTÍVEL	100

1 INTRODUÇÃO

Com o atual estado de desenvolvimento da sociedade, o consumo energético da vida moderna mostra-se cada vez maior e o principal efeito adverso dessa prática é a degradação ambiental, devido às emissões de gases poluentes atmosféricos. Motores de combustão interna transformam energia térmica proveniente dos combustíveis em energia mecânica. Essa energia pode ser utilizada diretamente na execução de trabalhos como transporte e processamentos ou então para transformação da energia mecânica em energia potencial (bombeamento) ou elétrica, por exemplo. São máquinas amplamente difundidas há mais de 100 anos e também são responsáveis por uma parte considerável das emissões neste período. Diante dessas afirmações se fez necessário a implementação de normas que regulamentam as emissões destes equipamentos de acordo com a tecnologia disponível no período.

Motores de combustão interna são divididos em dois grandes grupos, os motores de ignição por centelha elétrica ou motores ciclo Otto e os motores de ignição por compressão ou motores ciclo Diesel que são tratados no trabalho como motores Diesel

No meio agrícola existe grande predomínio de motores Diesel e por isso merecem atenção especial. São motores que possuem elevado rendimento térmico, são robustos, podem trabalhar com combustíveis renováveis e, portanto, ainda devem permanecer sendo utilizados por muitos anos no meio agrícola (YAO et al., 2008).

Motores Diesel têm elevados índices de emissões, principalmente de óxidos de nitrogênio, quando comparados aos motores ciclo Otto (BRIJESH & SREEDHARA, 2013). A legislação sobre emissões de poluentes é talvez o maior obstáculo enfrentado pela indústria fabricante de motores de combustão fazendo-se necessário o desenvolvimento de novas tecnologias para atender as exigências impostas pelas normas sem que se tenham perdas significativas sobre o rendimento térmico. Mundialmente a União Europeia (UE) com as normas EURO e os Estados Unidos com as normas TIER são os precursores no estabelecimento de limites para a emissão de poluentes atmosféricos em máquinas agrícolas. No Brasil, com a adoção da norma MAR-I desde 1º de janeiro de 2017, as empresas fabricantes de máquinas agrícolas também precisam atender pré-requisitos para a comercialização de seus produtos. Tjabbes (2014) considera que apesar de a regulamentação brasileira estar atrasada

em relação a outros países, ele representa um grande avanço para melhoria da qualidade do ar atmosférico.

A evolução tecnológica, que permite a adoção de normas de emissões cada vez mais rígidas, faz com que seja possível um controle muito mais apurado de todo o funcionamento do motor, principalmente com a utilização da eletrônica e que não seria possível em motores 100% mecânicos. Segundo Deep (2017), esse gerenciamento eletrônico permite a utilização de várias estratégias para se atingir diferentes níveis de emissões. A variação da pressão e do ponto de injeção do combustível altera as emissões de NO_x, CO e HC e pode ser uma alternativa para o controle.

A variabilidade do tipo de combustível é um fator de grande influência nos índices de emissões. Fatores como percentual de biodiesel, que tem um cronograma de mudanças previsto em nossa legislação, e o teor de enxofre na composição do óleo Diesel convencional podem fazer com que haja modificação dos níveis de gases residuais da combustão.

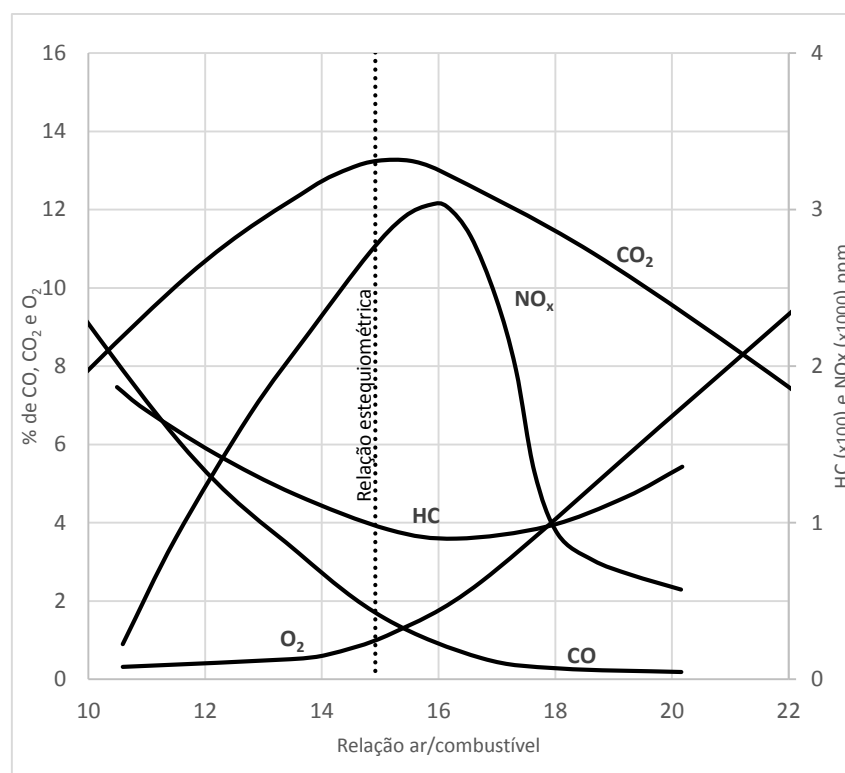
Durante o processo de combustão é que ocorrem as reações físico-químicas que acabam resultando em diferentes tipos de gases poluentes de acordo com a forma como ela acontece. A combustão também pode ser controlada permitindo assim que não se tenha condições favoráveis a obtenção de determinados componentes.

A legislação vigente no Brasil permite que se tenha opções de emissão de gases pois não estabelece um valor fixo de hidrocarbonetos não queimados (HC) e também de óxidos de nitrogênio (NO_x) e sim um somatório desses dois componentes. Diante disto, é possível que se tenham diferentes condições de funcionamento do motor obedecendo os limites impostos pela norma MAR-I (Máquinas Agrícolas e Rodoviárias – Fase I)

As especificidades de cada operação agrícola podem tornar possível diferentes formas de gerenciamento do motor, por exemplo, uma atividade de pulverização ou distribuição de fertilizantes requer uma potência bem inferior à demandada em uma operação de subsolagem. Nestes dois casos seria possível utilizar um mapeamento eletrônico do motor com prioridade ao mínimo consumo de combustível em detrimento ao ganho de potência mecânica e assim ter uma diminuição de custo operacional. Conforme mostra a Figura 1.1, em motores Diesel que normalmente trabalham com relação estequiométrica de excesso de ar, o aumento de combustível injetado causa uma variação da estequiometria da combustão, diminuindo a relação ar/combustível

que tende a aumentar as emissões de monóxido de carbono (CO) e de hidrocarbonetos não queimados (HC) porém tende a diminuir as dos óxidos de nitrogênio (NO_x), mostrando assim ser possível que existam diferentes estratégias para obtenção dos níveis exigidos pela legislação que considera como parâmetro o somatório $\text{NO}_x + \text{HC}$.

Figura 1.1: Composição dos gases de escapamento em função da estequiometria da mistura.



Fonte: Adaptado de Challen and Baranescu (1999)

O aumento do teor de biodiesel em mistura faz com que sejam alterados os níveis de emissões e também o desempenho térmico do motor. Essa variação faz com que seja possível otimizar o funcionamento através de ajustes de parâmetros da injeção eletrônica buscando assim menores níveis de emissões, maior potência e menor consumo específico de combustível.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Verificar o comportamento de um motor Diesel gerenciado eletronicamente e em conformidade com os requisitos da norma brasileira de emissões MAR-I, por meio da alteração de parâmetros de mapeamento do sistema de injeção de combustível e diferentes concentrações de biodiesel em mistura ao Diesel convencional.

1.1.2 Objetivos específicos

- A. Definir as possibilidades de mapeamento com a variação do teor de biodiesel em mistura ao Diesel de origem fóssil;
- B. Buscar um mapeamento de maior eficiência térmica, através da alteração de parâmetro de injeção, frente às possíveis composições de combustíveis previstas na legislação;
- C. Determinar as condições de máxima potência com os combustíveis ensaiados;
- D. Testar o efeito de diferentes modificações de mapeamento com relação às emissões de poluentes;
- E. Validar o cumprimento da norma MAR-I com possíveis variações de combustível e de mapeamento de injeção de combustível.

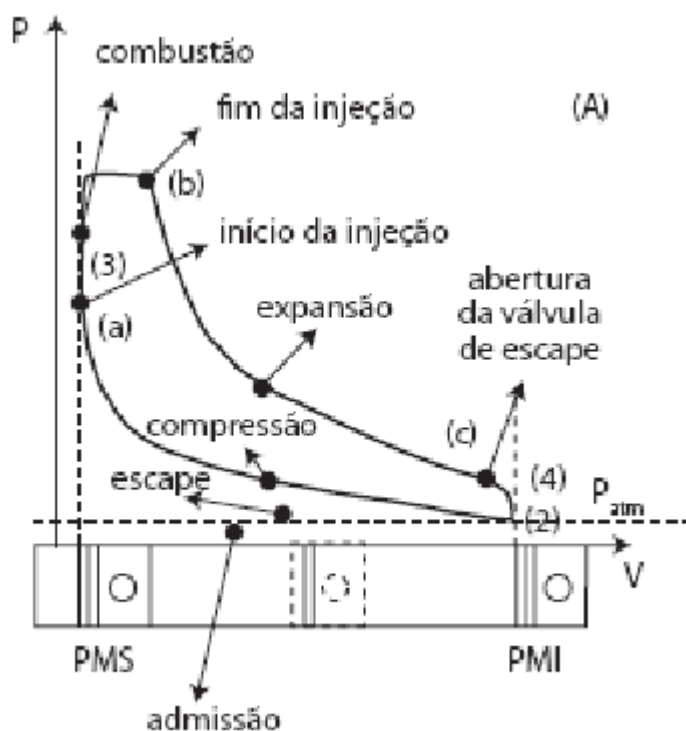
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MOTORES DIESEL

Responsável pela transformação da energia disponível nos combustíveis em energia mecânica para a realização dos mais variados tipos de trabalhos, os motores Diesel são amplamente utilizados nas mais diversas atividades agrícolas. Para Yao (2008), suas principais virtudes são a robustez e também o elevado rendimento térmico quando comparado a outros motores térmicos da sua categoria.

O princípio de funcionamento do motor Diesel consiste na injeção do combustível na câmara de combustão onde entra em contato com o ar atmosférico superaquecido devido à elevada relação de compressão com que é submetido. A combustão acontece espontaneamente, liberando calor e ocasionando a expansão dos gases na câmara de combustão. O diagrama P – V da figura 2.1 mostra o ciclo teórico e é possível verificar uma característica intrínseca aos motores Diesel que é a combustão a pressão constante. Conforme cita Brunetti (2012), nota-se que do PMS ao ponto b existe um aumento do volume, porém a pressão mantém-se no mesmo nível. Isso se deve ao fato de a combustão não ocorrer instantaneamente e sim gradualmente, não ultrapassando o limite de pressão que poderia causar um colapso mecânico e liberando o calor necessário para que não diminua a pressão e assim se obter um elevado rendimento térmico.

Figura 2.1: Diagrama P-V característico de um motor ciclo Diesel.



Fonte: Brunetti (2012)

Os principais fatores que proporcionam uma combustão de boa qualidade são as propriedades do combustível, a forma de injeção de combustível e a turbulência na câmara de combustão. Segundo Can, Ozturk e Yucesu (2017) em um motor projetado para Diesel de origem fóssil e utilizando biodiesel com teores de até 20% verificou-se aumento do consumo específico e diminuição da potência.

2.2 POLUENTES ATMOSFÉRICOS

Antigamente, a poluição atmosférica era considerada um problema local, afetando somente a população próxima às fontes responsáveis pelas emissões nocivas. Após muito tempo, percebeu-se que o problema deve ser tratado de forma global e todas as formas de emissões devem ser consideradas. (GUIMARÃES, 2016)

A principal fonte de emissão de poluentes atmosféricos, segundo Arbex (2012), é a queima de combustíveis fósseis que teve um aumento exponencial com o início da revolução industrial.

Devido à crescente demanda energética mundial é muito difícil diminuir o consumo de combustíveis fósseis, embora fontes alternativas sejam cada vez mais utilizadas. A possibilidade para continuar consumindo derivados do petróleo sem causar maiores danos ao meio ambiente é controlar a forma em que ocorre a combustão e fazer o tratamento dos gases residuais quando necessário. Para Masiero e Lopes (2008), cada combustível e cada máquina que consome esses combustíveis têm uma dinâmica diferente no processo de combustão, emitindo maiores ou menores quantidades de diferentes gases que podem ser mais ou menos nocivos.

Motores ciclo Diesel como o estudado são responsáveis por uma parcela significativa das emissões globais. Os principais gases gerados na combustão são dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x), hidrocarbonetos não queimados (HC) e material particulado (MP). Todos esses gases têm impactos diferentes na atmosfera e também são produzidos em diferentes quantidades conforme a combustão ocorre no motor. Para Duda et al. (2018), a utilização de biodiesel em mistura ao Diesel convencional reduz a emissões dos principais gases poluentes, com exceção do NO_x que tende a aumentar.

2.2.1 Dióxido de Carbono (CO_2)

O dióxido de carbono é o resultado da combustão completa do carbono presente nos combustíveis derivados do petróleo. Seu mecanismo de formação é através da oxidação do carbono do combustível pelo oxigênio presente no ar atmosférico. Essa oxidação libera grande quantidade de calor que é necessário para o funcionamento do motor. Apesar de ser o gás resultante da combustão com maior concentração, ele não é considerado como um produto indesejável e sim como resultado de uma combustão normal. Segundo Perdigão (2017), no Brasil, a emissão de CO_2 aumentou 128,8% de 1990 até 2012, passando de 192,4 para 440,2 milhões de toneladas, acima da média mundial que foi de 51,3%. Seu efeito no ambiente é de aumentar o efeito estufa. É retirado da atmosfera através da fotossíntese das plantas e por isso tem um menor impacto, principalmente quando se utilizam biocombustíveis,

onde o carbono contido já é proveniente do ar atmosférico, sendo então considerado uma fonte renovável de energia.

2.2.2 Monóxido de carbono (CO)

O monóxido de carbono é formado na combustão incompleta do carbono. É um gás incolor, inodoro e altamente tóxico. A inalação pode ser fatal aos seres humanos dependendo da concentração e do tempo que ficar exposto a esse composto. Na atmosfera ele tende a reagir com o oxigênio do ar formando o CO₂. Além disso, é um gás inflamável que torna sua emissão indesejável também pelo aspecto da eficiência termodinâmica do motor, já que energia não aproveitada está sendo rejeitada junto a ele, conforme observou Guimarães (2011).

2.2.3 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)

O nitrogênio é o elemento mais abundante no ar atmosférico e é um gás inerte na combustão, porém costuma reagir com o oxigênio quando exposto a altas temperaturas, formando os chamados óxidos de nitrogênio (NO_x), que são o dióxido de nitrogênio (NO₂) e o óxido nítrico (NO) que também é conhecido por monóxido de nitrogênio. Segundo Hoseini et al. (2017), apesar de somente 1% dos gases do escapamento de um motor Diesel serem considerados poluentes, metade desse valor se dá através dos NO_x. Depois de expelidos pelo escapamento são carregados por convecção para a estratosfera onde têm uma grande influência na degradação da camada de ozônio através de complexas reações fotoquímicas. As emissões de NO_x também são responsáveis pelo fenômeno da chuva ácida com a formação do ácido nítrico (VERGNHANINI, 2016). Os NO_x são gases tóxicos e causam ardência quando em contato com a mucosa do nariz e dos olhos e também a diminuição da capacidade do sistema respiratório.

2.2.4 Óxidos de Enxofre (SO_x)

O enxofre (S) é um constituinte do óleo Diesel comercializado no Brasil. Sua concentração pode ser de 10 ppm para o óleo Diesel S10 ou então 500 ppm para o Diesel S500. Durante a combustão o enxofre presente no combustível reage com o

oxigênio formando SO_2 e SO_3 que, além de serem tóxicos para os seres humanos, formam o ácido sulfúrico quando em contato com a água que é corrosivo ao motor e tem muitos efeitos danosos ao ambiente em que é expelido, principalmente pela formação da chuva ácida. (CNT, 2012)

2.2.5 Hidrocarbonetos não queimados (HC)

Hidrocarbonetos não queimados são resíduos do combustível que não entraram em combustão. Dependendo da sua composição podem ter um grande efeito nocivo ao ambiente por serem gases geradores do efeito estufa. Ao serem inalados em alta concentração podem causar danos ao sistema nervoso, asfixia, perda de consciência e até mesmo parada cardíaca em casos mais graves. Guimarães (2011) relata que, dependendo da composição do combustível, os HC também podem conter substâncias cancerígenas, como por exemplo, o benzeno.

2.2.6 Material particulado (MP)

Material particulado são pequenas partículas sólidas ou líquidas que, ao serem expelidas pelo escapamento, ficam em suspensão na atmosfera. O material particulado pode ter várias composições, desde sulfatos resultantes da oxidação completa do SO_2 até a simples fuligem. Pode apresentar uma vasta gama de tamanho, sendo que quando menor que $10 \mu\text{m}$ pode causar graves problemas à saúde por serem inaláveis e terem uma maior capacidade de penetração no organismo (EPA, 2014).

2.3 FORMAÇÃO DE GASES NA COMBUSTÃO

A emissão de cada gás residual da combustão obedece a um mecanismo de formação. O CO_2 é o resultado da combustão completa do óleo Diesel. Para Heywood (1988), a combustão acontece quando Diesel é injetado e entra em contato com o ar que se encontra em alta temperatura devido a compressão. O excesso de combustível ou então a falta de ar na câmara de combustão, condição também chamada de

mistura rica, proporciona condições para que se aumente os índices de CO pois não haveria oxigênio suficiente para a formação do CO₂.

A formação de hidrocarbonetos não queimados acontece devido algum fator que impede a combustão. Combustíveis como o óleo Diesel possuem diversos componentes que tem maior ou menor facilidade de combustão. Frações com maior dificuldade de combustão são mais suscetíveis a formação de HC. Mistura rica, baixa temperatura da câmara de combustão devido a mistura muito pobre e perda de calor devido o contato do combustível com as paredes da câmara de combustão fazem com que se tenha uma maior concentração de hidrocarbonetos não queimados. Módolo (2017) encontrou baixas concentrações de HC junto a reduzidos valores de CO e altos valores de CO₂ devido à combustão completa do combustível.

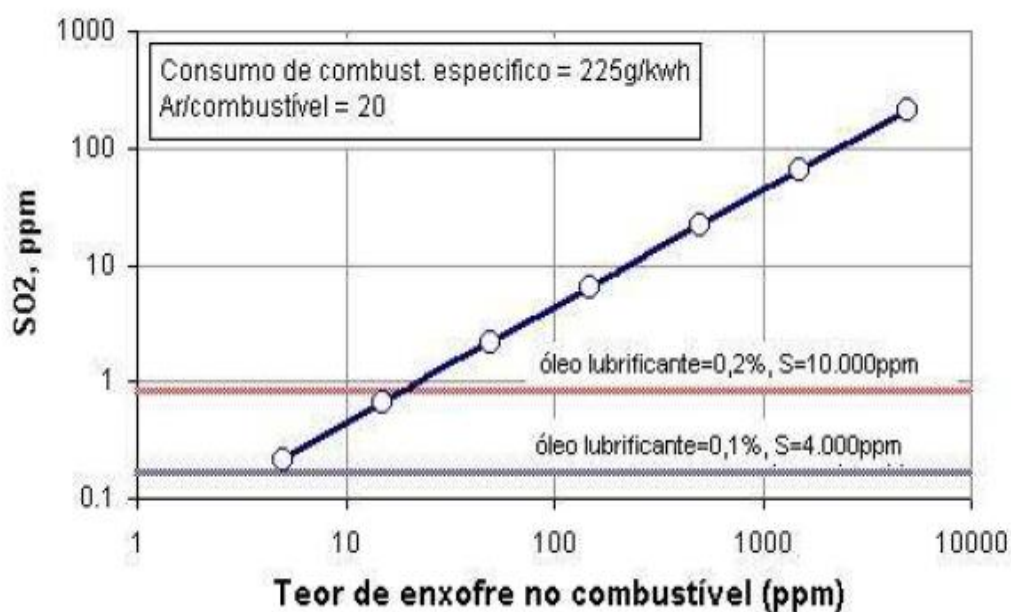
Os NO_x são os gases mais importantes para o controle de emissões de um motor Diesel. Conforme Martins e Ferreira (2010), existem quatro mecanismos de formação dos NO_x, sendo eles o NO_x térmico, NO_x imediato, NO_x via N₂O e o NO_x do combustível. A principal fonte de formação é com a oxidação do nitrogênio do ar quando submetido às altas temperaturas da câmara de combustão. Em temperaturas superiores a 1800 K um aumento de 40 K pode dobrar a quantidade de NO_x produzido. O principal empecilho para o controle de emissões deste componente é que as altas temperaturas na câmara de combustão são necessárias para um maior rendimento térmico dos motores ciclo Diesel. A formação dos NO_x depende também do combustível utilizado, do modo de operação e da geometria da câmara de combustão. Segundo Kunar, Babu e Kunar (2018) e Uyumaz (2018), a adição de biodiesel ao Diesel combustível tende a aumentar as emissões do NO_x.

Por sua vez, material particulado (MP) é a fração visível dos gases emitidos pelo escapamento. Para Vergnhanini (2017), sua formação acontece devido a problemas de ajuste no excesso de ar na combustão, deficiência na pulverização do jato de combustível injetado por pressão inadequada ou viscosidade imprópria do combustível, baixa turbulência na câmara de combustão que impossibilita que cada molécula de combustível encontre uma molécula do oxigênio ou então pela má qualidade do combustível.

Já os óxidos de enxofre (SO_x) têm sua origem devido ao enxofre que está contido no combustível e também no óleo lubrificante. Historicamente a concentração de enxofre no óleo Diesel vem diminuindo sendo que hoje somente é comercializado Diesel com 500 ou então 10 ppm de enxofre. Os óleos lubrificantes têm alta

concentração de enxofre principalmente devido aos aditivos anti-desgaste sendo comum concentrações entre 4000 e 10000 ppm, conforme mostra Capana (2008). Como parte do óleo lubrificante sempre é consumida na combustão esta fração de enxofre deve ser considerada, principalmente quando utilizado Diesel com baixo teor de enxofre. Na figura 2.2 é possível perceber que podem ocorrer casos em que a maior parte do SO_x emitido é proveniente do enxofre do óleo lubrificante o que indica não ser eficaz a utilização de óleo Diesel combustível com menos de 10 ppm de enxofre. Tamilselvan, Nallusamy e Rajkumar (2017) concluíram que a adição de biodiesel ocasiona menor desgaste do motor o que acarreta menor consumo de óleo lubrificante.

Figura 2.2: Emissões de SO_2 em função do teor de enxofre do combustível e consumo de óleo lubrificante.



.Fonte: CAPANA (2008)

2.4 LEGISLAÇÕES DE EMISSÕES

As leis que regulamentam as emissões de gases atmosféricos são as grandes fomentadoras da evolução tecnológica dos motores de combustão interna. Todas as

principais tecnologias foram desenvolvidas devido a limites cada vez menos tolerantes de emissões.

As primeiras regulamentações de emissões veiculares datam do final dos anos 60 e início dos anos 70 em países como Japão e Suécia. Inicialmente a principal preocupação era com as condições do ar atmosférico próximo a grandes centros urbanos e por isso abrangiam apenas para veículos rodoviários. Atualmente as principais leis de emissões de gases poluentes são a norte americana e a europeia. Elas serviram de referência para as outras que surgiram após elas. No Estados Unidos, a primeira lei federal (TIER) de controle para veículos fora de estrada começou a ser adotada em 1994 conforme descreve Dallmann e Menon (2016). Kim et al. (2016) relata que na Europa o controle de emissões para as *non-road mobile machinery* (NRMM) teve a primeira lei (EURO) promulgada em 16 de dezembro de 1997. Atualmente a norma TIER em vigor encontra-se em sua 4ª versão enquanto a EURO já inicia a versão 5. Na Tabela 2.1 pode-se observar a evolução do controle das emissões. Além das leis mais atuais serem mais exigentes quanto às quantidades de gases emitidas elas também demonstram a tendência de separar os limites de NO_x e de HC, diminuindo assim as alternativas de mapeamento onde era possível emitir mais de um deles em detrimento do outro.

Tabela 2.1 Limites e períodos de vigência de legislações de emissões para um motor agrícola de 100 kW

Norma	Ano Início	HC (g.kW⁻¹.h⁻¹)	HC + NO_x (g.kW⁻¹.h⁻¹)	NO_x (g.kW⁻¹.h⁻¹)	PM (g.kW⁻¹.h⁻¹)	CO (g.kW⁻¹.h⁻¹)
TIER 1	1997	-	-	9,2	-	-
TIER 2	2003	-	6,6	-	0,30	5,0
TIER 3	2007	-	4,0	-	0,30	5,0
TIER 4	2014	0,19	-	0,4	0,02	5,0
EURO I	1999	1,30	-	9,2	0,70	5,0
EURO II	2003	1,00	-	6,0	0,30	5,0
EURO III A	2007	-	4,0	-	0,30	5,0
EURO III B	2012	0,19	-	3,3	0,025	5,0
EURO IV	2014	0,19	-	0,4	0,025	5,0
EURO V	2020	0,19	-	0,4	0,015	5,0
MAR - I	2017	-	4,0	-	0,30	5,0

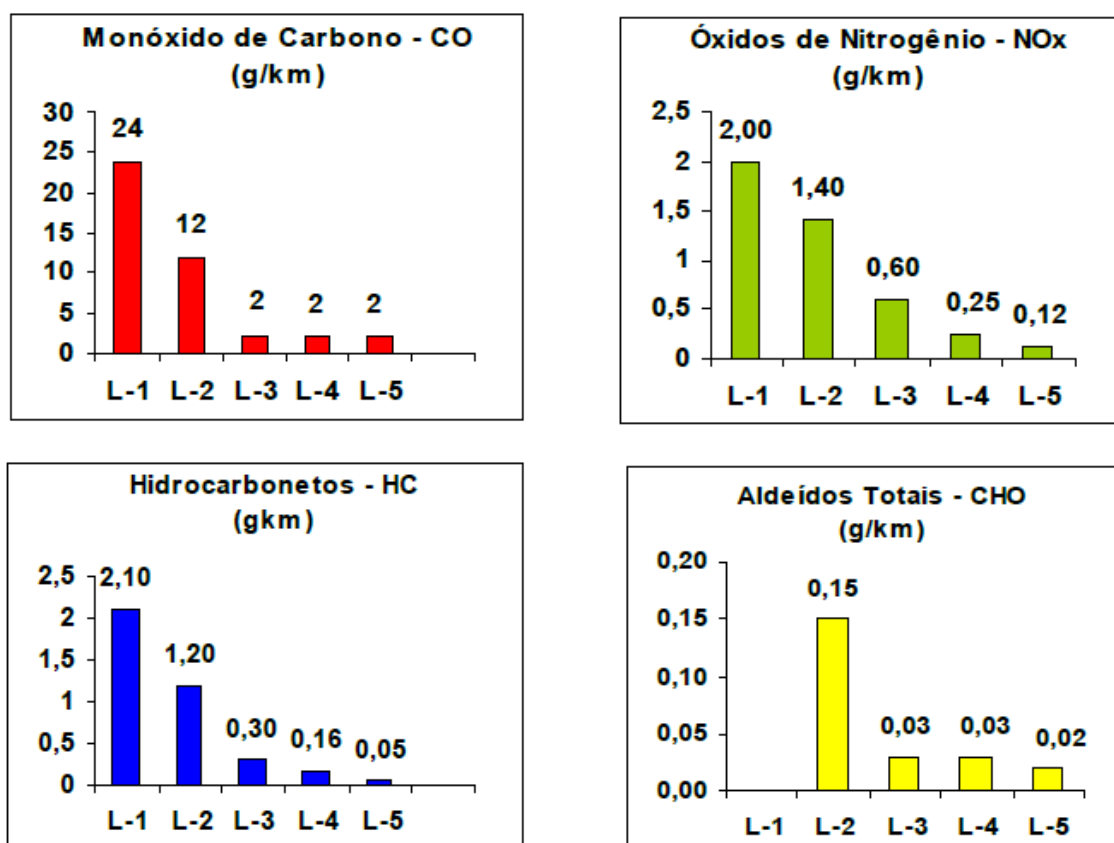
Fonte: Autor

2.4.1 Legislação brasileira de emissões

No Brasil o controle de emissões começou em 1986 com a criação do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) através de resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Inicialmente aplicava-se a veículos rodoviários pesados através das chamadas normas “P” e depois a veículos rodoviários leves com as normas “L” (BRASIL, 2006).

Na Figura 2.3 e na Tabela 2.2 é possível perceber a crescente exigência quanto a restrição de emissões de poluentes tanto para motores ciclo Otto de veículos leves como motores ciclo Diesel de veículos pesados

Figura 2.3. Limites de emissões nas diferentes fases do PROCONVE para veículos leves



Fonte: ANFAVEA, 2009

Tabela 2.2: Limites de emissões nas diferentes fases do PROCONVE para veículos pesados

Fase	Poluente / Limite de emissão (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)			
	CO	HC	NO _x	MP
P-1	14,00*	3,50*	18,00*	xxx*
P-2	11,20	2,45	14,40	0,60*
P-3	4,90	1,23	9,00	0,40
P-4	4,00	1,10	7,00	0,15
P-5	2,10	0,66	5,00	0,10
P-6	1,50	0,46	3,50	0,02
P-7	1,50	0,46	2,00	0,02

*Não foram exigidas legalmente

Fonte: Autor

No Quadro 2.1 podemos verificar quais as tecnologias comumente adotadas pelos fabricantes para atender a legislação vigente em motores Diesel de veículos pesados.

Quadro 2.1: Métodos para contemplar limites vigentes de emissões em diferentes fases do PROCONVE para veículos pesados.

Fase	Vigência	Tecnologia empregada
P3	1994-2000	Melhoria na geometria de câmaras de combustão e nos sistemas de injeção
P4	2000-2004	Uso de turbocompressor com intercooler e de bombas injetoras mecânicas com maiores pressão de injeção
P5	2004-2012	Emprego de injeção eletrônica de combustível com pressões superiores a 1500 bar
P7	2012 - atual	Utilização de sistema de tratamento dos gases no escapamento SCR (Selective Catalytic Reduction) e recirculação dos gases de escape EGR (Exhaust Gas Recirculation)

* A Fase P6 não entrou em vigor devido à indisponibilidade de combustível de baixo teor de enxofre quando era previsto o seu início

Fonte: Autor

Apesar dos veículos rodoviários já possuírem regulamentação de emissões a mais de 30 anos, até o final de 2016 não existia nenhuma regulamentação vigente para máquinas agrícolas no Brasil, o que fazia com que grande parte das máquinas

comercializadas possuísem motores com a mesma tecnologia empregada na década de 80.

A resolução CONAMA 433/2011 criou a PROCONVE MAR-I que estabeleceu limites de emissões para máquinas agrícolas com potência maior ou igual a 75 kW a partir de 1º de janeiro de 2017 e a partir de 1º de janeiro de 2019 com potência maior ou igual a 19 kW. Esses limites estão expostos na Tabela 2.3

Tabela 2.3: Limites máximos de emissão para motores de máquinas agrícolas e rodoviárias

Potência (P em kW)	CO (g/kWh)	HC + NOx (g/kWh)	MP (g/kWh)
$130 \leq P \leq 560$	3,5	4,0	0,2
$75 \leq P < 130$	5,0	4,0	0,3
$37 \leq P < 75$	5,0	4,7	0,4
$19 \leq P < 37$	5,5	7,5	0,6

Fonte: ANFAVEA, 2016

Os limites estabelecidos pela MAR-I mostram valores similares aos estabelecidos pela norma TIER 3 e pela EURO 3 fase A. Todas essas versões têm em comum o fato de utilizar o somatório de HC + NO_x e não trata-los separadamente com preveem legislações mais recentes.

2.5 CONTROLE ELETRÔNICO DO MOTOR

Antigamente os motores eram controlados por sistemas puramente mecânicos, alguns muito complexos e, de certa forma limitados. A bomba injetora era o principal componente de todos os motores Diesel e devido a suas limitações de adaptação às diferentes condições de trabalho foi substituída por sistemas eletrônicos de controle.

O sistema de injeção eletrônica é composto por uma Unidade Central Eletrônica (UCE) que é responsável por monitorar todos os sensores disponíveis no motor e após o processamento desses dados controlar os parâmetros de injeção de combustível. A UCE calcula, por exemplo, qual será a duração e o ponto de início de injeção considerando a demanda de potência definida pela posição do pedal do acelerador,

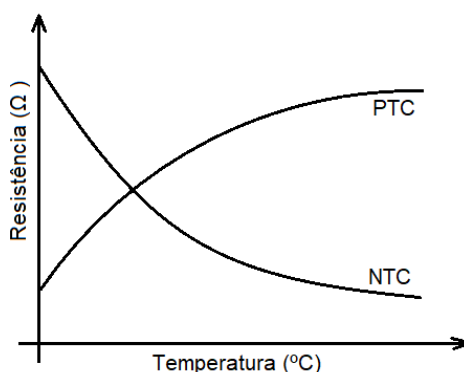
velocidade angular do motor, pressão de combustível, temperatura do ar de admissão, pressão do ar de admissão, temperatura da água do motor e temperatura do combustível, conforme relata Varela e Santos (2010). Ainda pode levar em consideração outros fatores como temperatura do óleo lubrificante, temperatura do óleo de transmissão, pressão do óleo lubrificante ou qualquer condição de segurança da máquina em que o motor estiver instalado como, por exemplo, um sensor indicando que a porta está aberta ou o cinto de segurança não está acoplado.

2.5.1 Sensores de temperatura

Os sensores de temperatura mais utilizados em sistema de injeção eletrônica são os que apresentam variação da sua resistência interna em função da temperatura. Existem dois tipos os *Negative Temperature Coefficient* (NTC) e os *Positive Temperature Coefficient* (PTC) onde, com o acréscimo da temperatura, sua resistência diminui ou aumenta, respectivamente, conforme demonstrado na figura 2.4 (BOSCH, 2004).

Normalmente possuem dois pinos, sem polaridade, para medição da resistência. Em alguns casos podem ser com somente um pino sendo que a outra extremidade do resistor encontra-se aterrada à sua carcaça.

Figura 2.4: Variação da resistência em função da temperatura de um termistor.



Fonte: Martins e Vianna, 2010

2.5.2 Sensores de pressão

Amplamente utilizados para a medição de pressão nas mais variadas faixas, desde as pequenas modificações da pressão atmosférica até as altíssimas pressões da flauta de combustível. Os sensores de pressão mais utilizados atualmente são os do tipo piezo resistivos onde a deformação causada pela pressão altera a resistência elétrica do material. Esses sensores possuem um circuito interno de condicionamento para que o sinal de saída seja proporcional à pressão medida. Normalmente possuem três pinos sendo eles aterramento, alimentação 5 volts e sinal proporcional de leitura. De acordo com Bosch (2010), a faixa de medição costuma ser de 0,5 até 4 bar de pressão absoluta e sua precisão em torno de 1,4%.

2.5.3 Sensor de posição do pedal do acelerador

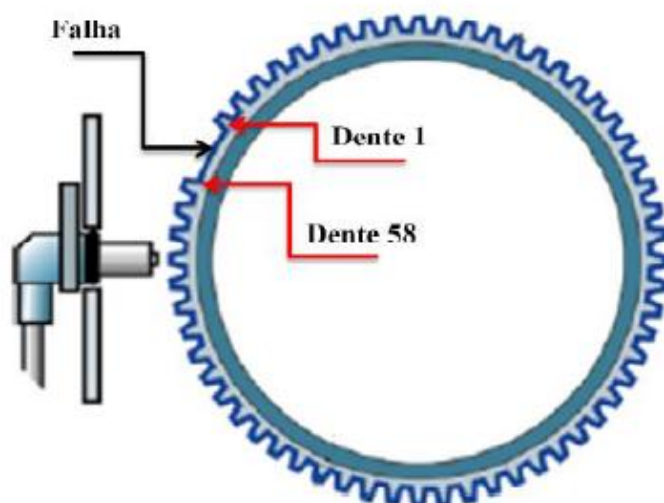
O sensor da posição do pedal do acelerador é um dos mais importantes sensores para o funcionamento do motor. É ele que informa à UCE qual a potência que está sendo demandada pelo operador do equipamento, conforme relata Ramesha (2015). Conhecido pela sigla TPS (*Throttle Position Sensor*), é constituído por um potenciômetro com a resistência variável de acordo com o ângulo de acionamento do eixo do acelerador. Por questão de segurança possui um circuito de redundância com outro potenciômetro com curva de resposta inversa do primeiro, ou seja, enquanto um aumenta a resistência com a variação angular do acelerador o outro diminui. Caso a UCE verifique que os sinais não são proporcionais ela entende que algum dos potenciômetros está danificado e o motor entra em modo de segurança, com rotação limitada diminuindo assim a probabilidade de acidentes.

2.5.4 Sensor de rotação do motor

O sensor de rotação é o principal sensor de qualquer sistema de injeção eletrônica. De acordo com Bosch (2016), é ele que informa à UCE a rotação que o motor está girando e também quando o pistão está no Ponto Morto Superior (PMS). Uma falha deste sensor acarreta em parada instantânea de funcionamento, diferentemente de outros sensores onde é possível traçar formas alternativas para manter o funcionamento mesmo que em modo de segurança (BOSCH 2016).

O sensor de rotação funciona pela leitura da variação do campo magnético provocada pela passagem dos dentes da roda geradora de impulsos, também conhecida como roda fônica que fica acoplada ao virabrequim do motor. A roda fônica é uma roda dentada que normalmente possui 60 - 2 dentes, ou seja, possui uma falha de dois dentes para que seja possível determinar a posição em que se encontra o virabrequim. Ao fazer a leitura dos dentes faltantes sabe-se a posição do pistão. No caso de uma roda fônica com 60 dentes cada dente equivale ao deslocamento de 6° do virabrequim. Na Figura 2.5 pode-se observar que o sensor de rotação é montado próximo a roda fônica e nas Figuras 2.6 e 2.7 é demonstrado leituras típicas de um sensor de rotação.

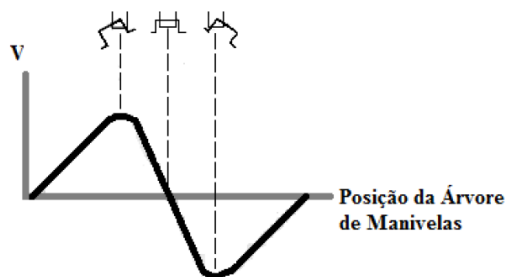
Figura 2.5: Montagem de roda fônica e sensor de rotação



Fonte: Albaladejo (2013)

Existem dois tipos de sensores que podem ser acoplados à roda fônica os sensores indutivos e os do tipo hall. Os sensores indutivos, também chamados de relutância magnética, consistem em um ímã com pino de material ferromagnético enrolado por uma bobina com dois terminais. O circuito magnético é fechado quando um material magnético passa na frente do sensor, no caso o dente da roda fônica. O sinal de tensão de saída de um sensor indutivo é semelhante a uma curva senoidal como pode ser visto na Figura 2.6.

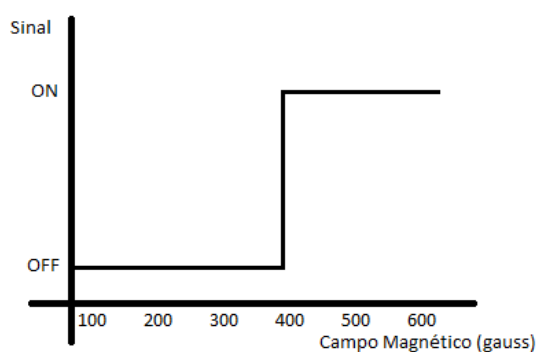
Figura 2.6: Sinal típico de um sensor de rotação indutivo.



Fonte: Albaladejo (2013)

Já os sensores do tipo Hall utilizam-se do princípio que um campo magnético aplicado perpendicularmente ao fluxo de corrente em um material gera uma diferença de potencial nos lados opostos desse material. O dente da roda fônica é responsável pela aplicação desse campo magnético e então gerar os pulsos necessários para medição da rotação e cálculo da posição do motor. O sinal gerado por esse sensor é uma onda quadrada como pode ser visto na Figura 2.7.

Figura 2.7: Sinal típico de um sensor de rotação do tipo hall.

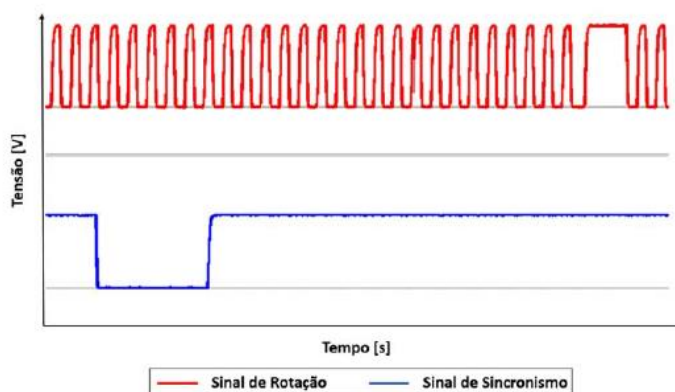


Fonte: Autor

2.5.5 Sensor de fase

Apesar do sensor de rotação medir a velocidade angular e também a posição em que se encontra cada pistão do motor ele não é capaz de identificar qual das fases do motor que cada pistão está em determinado momento (BOSCH 2016). Por exemplo, ao posicionar-se no PMS o pistão pode estar na fase final de exaustão dos gases de escapamento e início de admissão ou então em final de compressão e início da fase de combustão. Para que seja possível determinar qual das duas opções está ocorrendo utiliza-se um sensor ligado no comando de válvulas chamado de sensor de fase.

Figura 2.8: Sinal de rotação e sinal de fase do motor.



Fonte: Albaladejo (2013)

Tem o mesmo princípio eletrônico de funcionamento do sensor de rotação, porém sua periodicidade de pulso é a cada ciclo do motor como percebe-se na Figura 2.8. Com isso, a UCE sabe quantos pulso do sensor de rotação são necessários após o pulso do sensor de fase para que cada pistão esteja em PMS.

2.5.6 Lógica de funcionamento da injeção eletrônica.

O funcionamento da injeção eletrônica de combustível é baseado em mapas pré-definidos e fatores de correção de acordo com as condições de operação conforme relata Albaladejo (2013) e García-Nieto et. al (2009). O mapa principal é um mapa tridimensional que considera a rotação do motor e a posição do acelerador para

determinar a quantidade de combustível injetada. Além dos dados de rotação e posição do acelerador são considerados os valores de pressão de admissão, temperatura do ar de admissão e pressão do combustível para calcular o fator de correção da quantidade de combustível injetada. Se o motor estiver a 2000 rpm e 50% de aceleração, por exemplo, o mapa principal determinará qual a quantidade de combustível a ser injetada. O valor da pressão de ar na admissão faz com que o tempo de injeção aumente com o aumento da pressão. A temperatura do ar de admissão menor ocasiona um maior tempo de injeção. A correção pela pressão de combustível é menor quanto maior for a pressão de combustível medida. Outros dados como tensão da bateria, temperatura do motor e temperatura do combustível também são considerados. Os mapas pré-definidos vão determinar o desempenho do motor quanto a potência gerada e também quanto a emissões de poluentes. Além da quantidade de combustível injetada a cada ciclo outro fator importante é quando acontece essa injeção fator denominado ponto de injeção. A determinação do ponto de injeção segue a mesma lógica, com utilização de um mapa principal tridimensional corrigido por outros fatores variáveis com a utilização do motor. Farias (2016) verificou que com um regime de aceleração reduzida do motor pode-se obter ganhos significativos de redução do consumo de combustível. Um mapeamento específico para estas situações pode fazer com que se tenha um ganho ainda maior. Das, et al. (2018) concluiu que misturas com biodiesel tendem a ter um início de combustão mais rápido e conseqüentemente maior taxa de aumento de pressão o que indica que necessita de menor avanço do ponto de injeção.

2.6 BIODIESEL

O biodiesel é o principal combustível renovável com grande potencial de utilização em máquinas agrícolas. Suas mais variadas fontes fazem com que sua produção possa ser adaptada às fontes disponíveis na região e também de acordo com a sazonalidade de produção. De acordo com Machado (2008) além de ser uma opção ao esgotamento do Diesel de petróleo sua utilização gera um menor impacto ao meio ambiente. Atualmente 11% do Diesel consumido no Brasil é de fonte renovável.

Para Duda et al. (2018) e Aldhaidhawi, Chiriac e Badescu (2017) a utilização de biodiesel misturado ao Diesel tende a ter menor eficiência térmica e menores emissões de CO e MP porém aumento em emissões de NO_x. Já Pham et al. (2017) não encontrou diferenças de eficiência térmica e confirmou os dados de emissões. Asokan et al. (2018) relatou que os melhores resultados de emissões e rendimento acontecem no combustível com 20% de biodiesel. Prabu (2017) alcançou níveis superiores de rendimento e baixa emissão utilizando aditivos específicos para o biodiesel.

A ANP, através da resolução nº 45 de 26 de agosto de 2014, estabelece a especificação padrão do biodiesel e o controle de qualidade que deve ser utilizado em sua fabricação. Este biodiesel será utilizado para posterior mistura ao Diesel oriundo do petróleo de acordo com a legislação vigente.

2.7 LEGISLAÇÃO BRASILEIRA DE COMBUSTÍVEIS

A Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) é o órgão governamental responsável pela regulamentação dos combustíveis comercializados no Brasil.

Atualmente dois tipos de óleo Diesel estão disponíveis para máquinas agrícola e rodoviárias, o Diesel S10 que possui até 10 ppm de enxofre e o Diesel S500 com até 500 ppm. Os dois tipos de Diesel possuem biodiesel misturados com um percentual de mistura estabelecido pela lei nº 13.263/2016. A lei prevê que a quantidade de biodiesel adicionado deve ser, obrigatoriamente de 9% até março de 2018 e 10% até março de 2019, porém desde 1º de março 2018 o Conselho Nacional de Política Energética (CNPE) determinou que a mistura já deve ser de 10%. Existe uma expectativa de que o percentual de biodiesel misturado continue a aumentar. A Resolução nº 30 de 23 de junho de 2016 da ANP regulamenta as distribuidoras à comercialização voluntária de óleo Diesel com até 30% de biodiesel o que indica que isso pode acontecer caso o valor de venda do biodiesel seja inferior ao Diesel do petróleo.

2.8 PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DIESEL

Devido ao princípio de funcionamento dos motores ciclo Diesel ser diferente dos motores ciclo Otto, as características desejadas do combustível também são bem diferentes. Os principais pontos a ser levados em consideração durante a combustão são: Número de cetanos, densidade, teor de enxofre, resíduos de carbono, viscosidade. Outras características como ponto de fulgor, lubricidade, ponto de entupimento, corrosividade ao cobre, estabilidade à oxidação, têm influência em sistemas complementares do motor e também na segurança de utilização. O biodiesel misturado também deve ser considerado e segundo Hoseini et al. (2017) tem função importante para redução nas emissões sendo uma das melhores opções para diminuí-las.

2.8.1 Número de cetano

O número de cetano de um combustível é um índice que representa a sua facilidade de entrar em combustão quando entra em contato com o ar a alta temperatura na câmara de combustão. O número de cetano tem grande influência na partida do motor, no desempenho e também nas emissões. Quanto maior o número de cetano maior a facilidade da combustão. A resolução 50/2013 da ANP estabelece que o número mínimo de cetano deve ser de 42 para o Diesel S500 e 48 para o S10.

2.8.2 Teor de Enxofre

Os combustíveis comercializados atualmente no Brasil têm teores de 10 ou 500 ppm de enxofre. Seu ponto negativo é principalmente nas emissões de particulados e óxidos de enxofre e também aumento de depósitos nos cilindros do motor, resultado esse encontrado em ensaios realizados por Corro (2012). Como ponto positivo da presença do enxofre no óleo Diesel, tem-se uma elevada lubricidade e também um poder bactericida que diminui a degradação do combustível quando estocado por muito tempo.

2.8.3 Resíduos de Carbono

A porcentagem de resíduos de carbono determina a tendência que o combustível tem de criar depósitos na câmara de combustão. É determinado pela quantidade, em massa, que fica como resíduo da destilação segundo a norma NBR 14318. De acordo com as resoluções da ANP a massa residual não deve ser superior a 0,25% da massa inicial. Os resíduos de carbono são responsáveis também pela contaminação do óleo lubrificante deixando-o com a cor preta característica.

2.8.4 Densidade

A densidade do combustível tem uma grande importância no funcionamento dos motores Diesel, principalmente pelo fato da metodologia de dosagem de combustível utilizada. Os mecanismos de dosagem fazem a dosagem volumétrica enquanto que o poder calorífico específico dos combustíveis é dado em energia por unidade de massa o que resulta numa variação de energia obtida na combustão caso haja variação da densidade do combustível. O poder calorífico do óleo Diesel é de 10100 kcal.kg⁻¹. A Resolução ANP nº 50 de 23 de dezembro de 2013 estabelece que a viscosidade do Diesel S500 deve ser de 815 a 865 kg.m⁻³ e no Diesel S10 entre 815 e 853 kg.m⁻³. Dernet et al. (2012) verificou que quando submetido a altas pressões de injeção a densidade é o fator com maior influência na variação da quantidade de combustível injetado em cada ciclo do motor e por isso deve ser a principal característica a ser observada.

2.8.5 Viscosidade

Um dos fatores com maior influência na qualidade da combustão é a viscosidade do combustível. Para Tondo (2017) o aumento da viscosidade provoca alteração na dinâmica de pulverização de combustível alterando a atomização do combustível injetado. Normalmente uma maior viscosidade acarreta em uma menor pulverização com gotículas de combustível de tamanho maior e com alcance superior, podendo ocorrer o choque do combustível com as paredes dificultando a combustão. Viscosidade alta pode acarretar em uma diminuição de até 10% na massa de combustível injetada, porém com altas pressões de injeção a diferença pode ser desprezível segundo Dernet et al. (2012). Já em caso de viscosidade menor que o

especificado pode ocorrer um excesso de pulverização dificultando um alcance maior do combustível e assim não conseguir encontrar o ar mais distante na câmara de combustão.

2.9 REPROGRAMAÇÃO DE INJEÇÃO EM MOTORES DIESEL

As unidades de controle eletrônico (ECU) de motores Diesel possuem várias tabelas que estabelecem limites de injeção de combustível de acordo com fatores medidos nos sensores do motor ou então pré-estabelecidos de acordo com a utilização em que o motor será empregado. Trigueiro (2014), Sohn et. al (2014) e García-Nieto et. al (2009) definem que as principais tabelas existentes para o motor em estudo são as explicadas abaixo.

A tabela de demanda de potência define o percentual de potência gerada de acordo com o sinal de posição do acelerador que é controlado pelo operador do trator. Normalmente esta tabela tem uma variação linear onde o pedal em posição de marcha lenta equivale a nenhuma potência útil e aceleração total equivale à máxima potência possível. Modificações na tabela de demanda de potência não provocam mudança na potência máxima gerada, porém podem gerar uma falsa sensação de aumento pois é possível programá-la para que com pouca variação do acelerador toda potência disponível seja entregue.

A pressão de sobrealimentação é o fator que controla uma tabela onde o tempo máximo de injeção para cada rotação é definido em função desse valor. Com o motor operando com pressões mais baixas a quantidade de ar disponível para a combustão é menor e, conseqüentemente, menos combustível deve ser injetado. Pressões que ultrapassem o limite definido na tabela também fazem com que se diminua o tempo de injeção com o intuito de não ocasionar danos ao motor e ao turbocompressor devido à sobre pressão.

Existe também a tabela limitadora de torque, que como o nome diz, limita o torque máximo do motor em cada rotação. Isso é necessário quando o motor tem capacidade de torque que pode ser superior ao suportado pelo sistema de transmissão o que poderia ocasionar um desgaste prematuro do equipamento.

O ponto de injeção de combustível é definido em função da rotação do motor e do tempo de abertura dos bicos injetores. Essa tabela também sofre modificação de

acordo com a temperatura do ar de admissão, pressão de sobrealimentação e temperatura do combustível.

A pressão de combustível na flauta é um fator de grande influência para o cálculo exato da quantidade de combustível a ser injetada. Os sistemas *common rail* trabalham com elevadas pressões de injeção, porém a pressão não é estável e constantemente passa por grandes variações. Como a quantidade de combustível é dosada pelo tempo de abertura do bico, a pressão tem que ser considerada a cada ciclo, em função da rotação e da carga que o motor está sendo submetido, conforme Gutierrez e Sala (2015). Dessa forma existe uma tabela que altera o tempo de injeção de combustível de acordo com a pressão informada pelo sensor posicionado na flauta de combustível. Alterações na tabela de correção por pressão de combustível têm grande impacto no funcionamento do motor.

3. MATERIAL E MÉTODOS

A avaliação do motor foi realizada no Laboratório de Agrotecnologia (Agrotec) integrante do Núcleo de Máquinas Agrícolas (NEMA) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). O laboratório está localizado na região central do estado do Rio Grande do Sul com temperatura anual média em torno de 19 °C, pressão atmosférica média de 1001,1 hPa e altitude aproximada de 95 metros em relação ao nível do mar.

3.1 MOTOR UTILIZADO

Para a realização de todos os experimentos foi utilizado um trator Massey Ferguson 6713R, conforme Figura 3.1, ano 2019, com aproximadamente 8 horas de trabalho e equipado com um motor Diesel agrícola 4 cilindros, 4397 cm³ de deslocamento, sobrealimentado com turbocompressor, intercooler, gerenciado por sistema de injeção eletrônica de combustível com potência máxima de 96 kW a 2000 rpm. Segundo as especificações do fabricante já está de acordo com a legislação brasileira de emissões MAR-I. As especificações técnicas do motor estão contidas no Quadro 3.1.

Quadro 3.1: Dados técnicos do motor a ser utilizado nos ensaios.

Motor ACGO POWER 44 CWC3.1164	
Número de cilindros	4
Deslocamento volumétrico	4397 cm ³
Diâmetro	108 mm
Curso	120 mm
Injeção	Injeção direta
Sistema de Injeção	Bosch Common Rail
Pressão Máxima de Injeção	1800 bar
Potência Máxima	96 kW @ 2000 rpm
Torque máximo	540 N.m @ 1500 rpm

Fonte: Autor

Figura 3.1: Trator Massey Ferguson 6713R



Fonte: Autor

3.2 COMBUSTÍVEL

Todos os testes foram realizados tendo como base o combustível Diesel S10 adquirido na rede de postos de combustível. De acordo com a legislação vigente já possui, obrigatoriamente, 10% de biodiesel em sua composição. O biodiesel B100 foi adquirido junto a empresa Olfar e é proveniente do óleo de soja. Para a formulação das misturas B20 e B30 testadas, foi utilizada uma bureta para medição do volume de biodiesel a ser misturado. Para a formulação do combustível B20 foi adicionado 125 ml de biodiesel para cada litro de Diesel B10. Para o combustível B30 foi adicionado 285,7 ml de biodiesel para cada litro de Diesel B10. O Quadro 3.2 demonstra a metodologia utilizada.

Quadro 3.2: Composição dos combustíveis ensaiados.

Combustível	Composição
B10	900 ml de Diesel + 100 ml biodiesel
B20	(900 ml de Diesel + 100 ml de biodiesel) + 125 ml de biodiesel
B30	(900 ml de Diesel + 100 ml de biodiesel) + 285,7 ml de biodiesel

Fonte: Autor

Para a formulação dos combustíveis foi utilizado biodiesel em conformidade com a resolução ANP nº 45 de 2014 que estabelece as especificações e o controle de qualidade a ser adotado na produção de biodiesel.

Também foi realizado a medição da densidade das amostras com a utilização de dois densímetros (Figura 3.2) com faixas de 0,800 a 0,850 kg.m⁻³ e de 0,850 a 0,900 kg.m⁻³. A densidade dos combustíveis utilizados em todos os ensaios é encontrada na Tabela 3.1.

Para facilitar o controle dos combustíveis não foi utilizado o depósito de combustível original do trator, optando-se por armazenar o combustível em recipientes de polietileno de 20 litros e em seu interior eram colocadas as mangueiras de sucção para o motor e também a de retorno do motor.

O procedimento de troca de tipo de combustível entre os ensaios foi feito de forma a certificar-se que não houvesse interferência entre os combustíveis utilizados nos tratamentos. Por esta razão a troca de um tratamento para outro era feita substituindo-se o recipiente de combustível que alimentava o motor por outro contendo o combustível do próximo ensaio. Posteriormente já com o motor em funcionamento, colocou-se a mangueira de retorno de combustível do motor em um recipiente para descarte. Após cerca de cinco litros de combustíveis serem descartados no recipiente era coletada uma amostra, conforme Figura 3.3, que tinha sua densidade medida para certificação de que o combustível circulando no motor era o do próximo ensaio.

Figura 3.2: Bureta graduada e densímetros utilizados



Fonte: Autor

Figura 3.3: Coleta de combustível para medição de densidade



Fonte: Autor

Tabela 3.1: Densidade dos combustíveis utilizados.

Combustível	Densidade
B10	844,0 kg.m ⁻³
B20	848,5 kg.m ⁻³
B30	853,5 kg.m ⁻³
B100	882,0 kg.m ⁻³

Fonte: Autor

3.3 DINAMÔMETRO

O dinamômetro utilizado nos ensaios é do tipo de freio eletromagnético com sistema eletrônico para controle de carga marca EGGERS modelos PT 301 MES (Figura 3.4) que é ligado à TDP do trator. O equipamento pode medir potências de até 600 kW com incerteza menor que 1%. O seu arrefecimento é feito a ar através de dois ventiladores acoplados em sua estrutura e utiliza célula de carga para fazer a leitura do torque. A medição da rotação é feita por um sensor do tipo hall que é específico do dinamômetro.

Figura 3.4: Freio dinamométrico EGGERS PT 301



Fonte: Autor

O equipamento utiliza o software *EGGERS Power Control* que é responsável pelo controle de frenagem e também pela aquisição de todos os dados do ensaio. A interface do software de controle e aquisição de dados do dinamômetro é mostrada na Figura 3.5. O equipamento conta também com uma estação meteorológica que faz leitura de pressão atmosférica, temperatura e umidade relativa do ar. Estes dados foram utilizados para aplicação do fator de correção atmosférico.

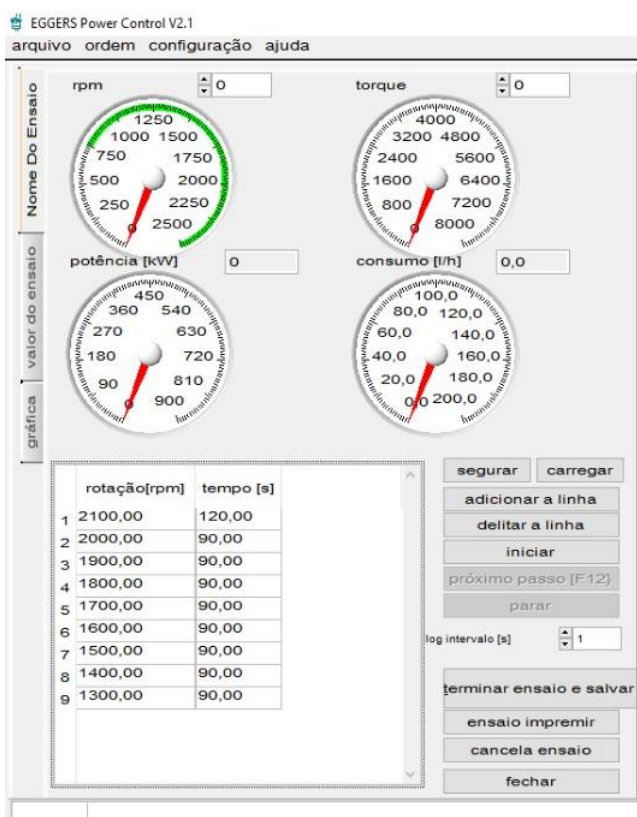
Figura 3.5: Interface do software de controle e aquisição de dados do dinamômetro.



Fonte: Autor.

Foi adotada uma taxa de aquisição de dados de 1Hz para todos os parâmetros e os tempos de ensaio em cada rotação estão demonstrados na Figura 3.6. Nota-se que para o primeiro ponto o tempo de ensaio e aquisição de dados é maior. Isso ocorre devido a necessidade de estabilização da leitura dos equipamentos. Além disso, para a análise estatística dos resultados, foram desconsiderados os dados do ponto de 2100 rpm por apresentar grande variabilidade nos resultados e foram considerados somente os últimos 30 dados de cada rotação utilizada durante os ensaios.

Figura 3.6: Rotações ensaiadas e tempo de teste em cada rotação



Fonte: Autor

A potência gerada pelo motor é calculada em função do torque disponibilizado no volante e da rotação em que ele ocorre. É definida pela Equação (1).

$$P = T \cdot N \cdot \pi \cdot 30000^{-1} \quad (1)$$

Onde:

P - Potência produzida (kW);

T - Torque gerado (N.m);

N - Rotação do motor (rpm).

Porém fatores atmosféricos devem ser considerados para o cálculo da potência corrigida e assim ser possível comparar testes realizados em diferentes condições. O fator de correção segundo a Norma NBR ISO 1585 é dado pela Equação (2).

$$Fa = \left(\frac{99}{Pd}\right)^{0,7} + \left(\frac{T}{298}\right)^{1,2} \quad (2)$$

Onde:

Fa - Fator de correção atmosférico (adimensional);

Pd - Pressão atmosférica seca (kPa), ou seja, a pressão atmosférica total menos a pressão de vapor de água;

T - Temperatura na entrada do motor (K).

Após o cálculo do fator de correção é possível obter a potência corrigida do motor utilizando a Equação (3).

$$Pc = P \cdot Fa \quad (3)$$

Onde:

Pc - Potência corrigida (kW);

P - Potência medida (kW);

Fa - Fator de redução devido as condições atmosféricas.

3.4 EQUIPAMENTOS PARA MEDIÇÃO DE EMISSÕES

Para medição dos gases previstos na legislação (CO, HC, NO_x e MP) foram utilizados dois equipamentos. O analisador Saxon Opacilyt ELD (Figura 3.7) faz a medição de MP através da opacidade de fluxo parcial dos gases. A medição é feita pela emissão de luz através dos gases do escapamento onde um receptor localizado no lado oposto recebe mais ou menos luz de acordo com a quantidade de MP contida nos gases. O resultado dos ensaios é expresso pelo fator K que posteriormente foi convertido em concentração volumétrica (g.m⁻³) de acordo com tabela fornecida pelo fabricante do equipamento. Tem faixa de medição de zero a 844 mg.m⁻³ de concentração de material partícula. Como a norma de emissões prevê a quantidade específica de gases emitidos foi preciso fazer o cálculo das massas admitidas no motor (ar + combustível) e posteriormente transformar a concentração volumétrica em emissões totais (g.h⁻¹). Relacionando-se esse valor com a potência produzida pelo motor chegou-se a unidade estabelecida pela norma (g.kW⁻¹.h⁻¹).

Figura 3.7: Opacímetro Saxon Opacilyt 1030



Fonte: www.saxon-junkalor.de

A medição de CO, HC e NO_x foi realizada pelo equipamento Saxon Infralyt ELD (Figura 3.8) que é um analisador de gases infravermelho. O aparelho emite radiação infravermelha em frequências pré-definidas que são absorvidas pelos compostos químicos que se deseja analisar. O analisador possui faixa de medição de até 2000 ppm para CO, 2500 ppm para HC, 5000 ppm para NO e 500 ppm para NO₂. Os resultados são expressos em percentagem (%) de concentração e também precisaram passar pelo mesmo tratamento realizado nos dados do opacímetro para deixá-los de acordo com o formato estabelecido pela norma de emissões MAR-I.

Figura 3.8: Analisador infravermelho Saxon Infralyt ELD



Fonte: www.saxon-junkalor.de

3.5 FLUXÔMETRO PARA ENSAIO DE CONSUMO

Para a medição do consumo foi utilizado um fluxômetro marca EGGERS modelo FM3-100, representado na Figura 3.9, com faixa de medição do até 100 litros por hora o que possibilita sua utilização para medições em motores de até 300 kW aproximadamente. Seu princípio de funcionamento é através da medição da velocidade angular de um par de engrenagens ovais que permite a passagem de uma quantidade fixa de combustível a cada rotação. O equipamento faz medição volumétrica do consumo, porém informando-se a temperatura e densidade do combustível já é calculado diretamente o valor em massa. O cálculo da quantidade de combustível consumida pelo motor é feito medindo-se o fluxo disponibilizado ao motor e subtraindo-se o fluxo de retorno ao tanque de combustível.

Figura 3.9: Fluxômetro EGGERS modelos FM3 – 100 utilizado para avaliação do consumo de combustível.



Fonte: EGGERS

O consumo específico de combustível é dado pela equação (4).

$$C_e = C_h \cdot P^{-1} \quad (4)$$

Onde:

C_e - Consumo específico de combustível (g kWh⁻¹);

C_h - Consumo horário de combustível (g h⁻¹);

P - Potência do motor (kW).

3.6 MAPEAMENTO DA INJEÇÃO

Após a realização dos testes testemunhas e verificação dos níveis de poluentes e rendimento térmico do motor nas condições originais do fabricante com os combustíveis B10, B20 e B30, foram feitas modificações no volume de combustível injetado e no tempo de início da injeção.

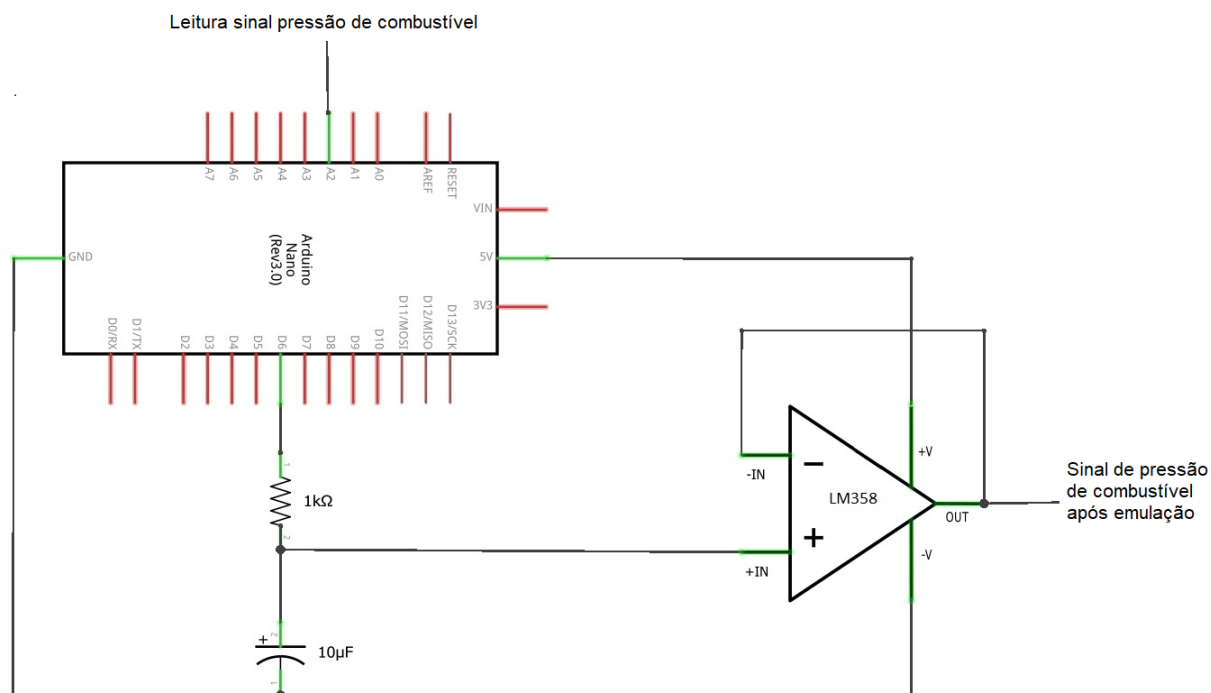
3.6.1 Volume de Combustível

A quantidade de combustível injetada em cada ciclo é um parâmetro que depende da pressão no tubo de distribuição de combustível e do tempo de abertura do bico que é comandado pela unidade central eletrônica. Como a ECU original é bloqueada para alterações, optou-se pela utilização de um emulador de sinal do sensor de pressão de combustível. Este emulador fazia a leitura do sinal proveniente do sensor de pressão de combustível no *common rail*, aplicava um *offset* de -7 % em sua tensão e após isso enviava a nova leitura para a ECU. Com o novo valor de tensão a pressão de combustível informada para a ECU era menor do que a real. Dessa forma o tempo de abertura dos injetores era automaticamente recalculado tendo-se assim um maior tempo e conseqüentemente um aumento na quantidade de combustível injetado.

O emulador mostrado na Figura 3.10 funciona pelo controle de um sinal através de uma plataforma de prototipagem eletrônica de hardware livre onde a leitura do sinal analógico proveniente do sensor é feita em sua entrada analógica e é convertido em

uma saída com modulação por largura de pulso (PWM) de acordo com a lógica programada em seu código. O sinal PWM de saída é filtrado por resistores e capacitores para ficar o mais próximo possível de um sinal analógico.

Figura 3.10: Emulador do sinal de pressão de combustível.



Fonte: Autor

3.6.2 Ponto de injeção de combustível

Para alteração do ponto de injeção de combustível a estratégia utilizada foi realizar uma modificação no local onde é fixado o sensor de posição do virabrequim. Esta alteração fez com que a leitura da roda fônica fosse adiantada e conseqüentemente todos os parâmetros de injeção foram adiantados na mesma ordem quando comparado com a condição original. Foi utilizado um adiantamento de 2,5 graus devido a disponibilidade de espaço para reposicionamento do sensor. Para fazer a alteração da posição do sensor de posição do virabrequim foram projetadas buchas excêntricas que foram fabricadas através de impressão 3D (Figura 3.11).

Figura 3.11: Sensor de posição do virabrequim e buchas para montagem na posição original e posição de 2,5 graus adiantada.



Fonte: Autor

3.7 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

O consumo específico de combustível de um motor é representado pela relação entre a massa de combustível utilizada pelo motor e a potência produzida no período de uma hora. A massa de combustível é o produto do volume consumido e sua massa específica. Sua grandeza tem relação direta com a eficiência térmica do motor e serve como indicativo para a quantidade de combustível necessária para a realização de um trabalho qualquer. A forma de cálculo está representada na equação (5).

$$C_e = \frac{Ch \cdot \rho}{W_t} \quad (5)$$

Onde:

C_e – Consumo específico de combustível ($\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$);

Ch - Consumo horário (l.h^{-1})

ρ – Massa específica do combustível (kg.m^{-3})

W_t - Trabalho útil disponibilizado no volante do motor (kW.h);

Q_1 - Quantidade de energia disponível no combustível consumido (kW.h)

3.8 ENSAIO E ANÁLISE DE EMISSÕES

O principal objetivo dos testes de emissões é verificar o cumprimento da legislação de emissões de poluentes. Para isso foi analisada a massa de CO, HC, MP e NO_x emitida pelo motor. A MAR-I estabelece que os níveis de emissões devem ser proporcionais a potência gerada, portanto sempre deve-se medir a potência produzida juntamente ao teste de emissões. Os testes foram realizados em condições de potência máxima pois é a situação mais crítica principalmente para a formação de MP e NO_x.

Como a norma MAR-I prevê a quantidade total e não uma concentração de gases poluentes foi necessário fazer o cálculo da massa de ar admitida pelo motor e, somando-se com a quantidade de combustível consumida, estimar a massa total de gases expelidos pelo escapamento. O cálculo da massa de ar admitida foi realizado através do balanço estequiométrico da combustão considerando o fluxo mássico de combustível medido no fluxômetro e a concentração de oxigênio nos gases do escapamento. Para os resultados de MP foi necessário levar em consideração a temperatura dos gases de escapamento no ponto onde o opacímetro estava instalado pois seu resultado é dado em concentração volumétrica e os gases sofrem grande expansão com o aumento da temperatura. A temperatura média considerada foi de 300° C.

3.9 TRATAMENTOS EXPERIMENTAIS

Neste trabalho o delineamento experimental foi inteiramente casualizado com três repetições. O arranjo trifatorial constou de:

Fator 1: Misturas de biodiesel no Diesel com três diferentes níveis de mistura, B10, B20 e B30 com 10%, 20% e 30% de biodiesel, respectivamente.

Fator 2: Tempo de injeção de combustível constituído por dois níveis, sendo um deles o original do fabricante do trator e outro denominado "+C" com um incremento na quantidade de combustível injetada.

Fator 3: Ponto de injeção do combustível constituído por dois níveis sendo um deles a condição original estabelecida pelo fabricante e outro com adiantamento do ponto de injeção e denominado como “+P”.

O desenho experimental é caracterizado como 3x2x2 com três repetições e 36 unidades experimentais e é apresentado no Quadro 3.3

Quadro 3.3: Variações dos fatores e tratamentos utilizados nos ensaios realizados.

	Mapa Original	Mapa +P	Mapa +C	Mapa +P+C
Combustível B10	B10	B10+P	B10+C	B10+P+C
Combustível B20	B20	B20+P	B20+C	B20+P+C
Combustível B30	B30	B30+P	B30+C	B30+P+C

Fonte: Autor

Consequentemente foram 12 tratamentos, sendo três repetições para cada tratamento. Em cada tratamento e em cada repetição as variáveis respostas tomadas para desempenho foram torque, consumo volumétrico e velocidade angular do motor. Já para os ensaios de emissões considerou-se a temperatura dos gases de escape, o valor do coeficiente k de opacidade dos gases de escape, MP, CO, NO_x, HC e O₂.

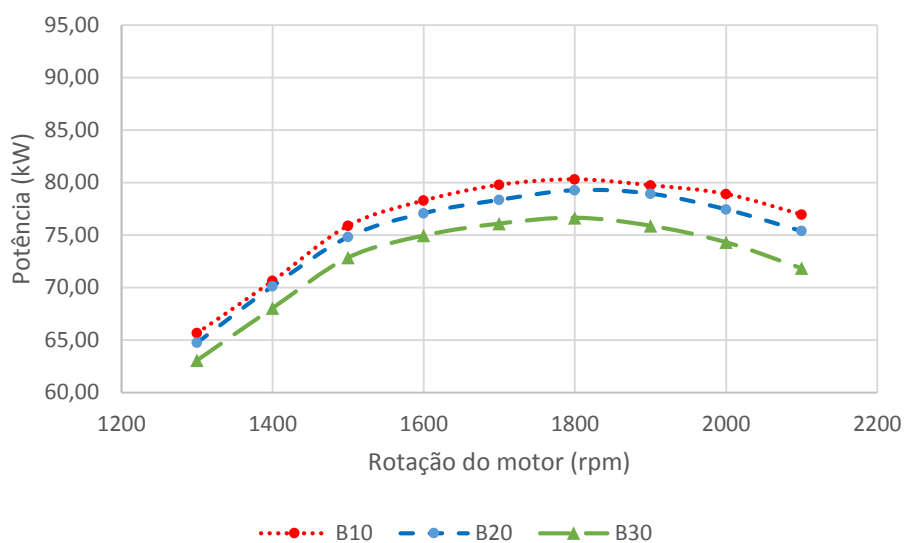
Tanto para os ensaios de desempenho do motor como para de emissões de poluentes a análise estatística foi realizada pela análise da variância (ANOVA), admitindo-se a probabilidade de ocorrência de erro em nível de 5% e em caso de significância as médias foram analisadas pelo teste de Tukey ($\rho \leq 0,05$)

4. RESULTADOS

4.1 TORQUE E POTÊNCIA PRODUZIDA

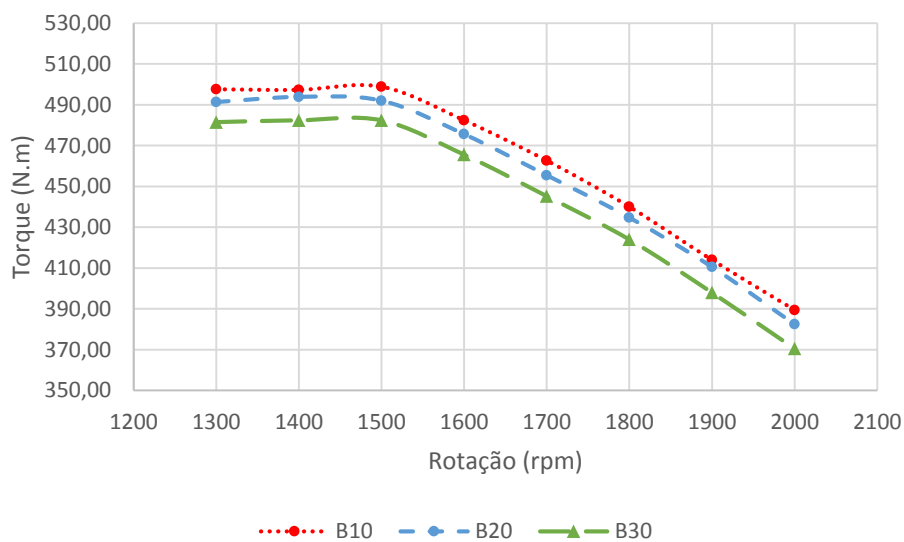
Tomando como base o ensaio testemunha realizado com combustível B10 e com o motor nas condições originais, não se percebeu diferença estatisticamente significativa de torque e potência produzida para o combustível B20 em toda faixa de rotação (Tabela 4.1 e Tabela 4.2). Já o combustível com 30% de biodiesel em mistura apresentou um decréscimo médio na curva de potência de 4,5% e na curva de torque de 3,6% com diferenças mais acentuadas nas maiores rotações como pode ser visto nas figuras 4.1 e 4.2. Variações similares a essa foram encontradas por Duda et al. (2018) e Aldhaidhawi, Chiriac e Badescu (2017). Guimarães (2018) encontrou diminuição de desempenho com misturas de acima de 25% de biodiesel. Parte dessa variação deve-se ao menor poder calorífico do biodiesel que conseqüentemente vai fornecer uma menor quantidade de calor para o motor transformar em energia mecânica. A diferente dinâmica de combustão do biodiesel também faz com que a taxa de liberação de calor seja mais lenta quando comparado com o Diesel convencional. Essa taxa mais lenta faz com que a diferença de desempenho seja maior nas rotações mais elevadas que têm menor tempo disponível para aproveitar o calor da combustão.

Figura 4.1: Potência produzida com combustíveis B10, B20 e B30 com motor em condição original.



Fonte: Autor

Figura 4.2: Torque produzido com combustíveis B10, B20 e B30 com motor em condição original.



Fonte: Autor

Tabela 4.1- Análise estatística da potência do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Potência (kW) -----							
B10	66 de*	71 d	76 de	78 de	80 de	80 de	80 de	79 de
B10C	79 a	83 ab	89 a	90 a	90 a	90 a	90 a	88 a
B10P	66 d	71 d	77 d	79 d	81 d	82 d	81 c	80 d
B10PC	72 c	77 c	82 c	84 c	86 c	86 c	85 c	83 c
B20	65 de	70 d	75 e	77 e	78 e	79 e	79 e	77 e
B20C	80 a	84 a	88 ab	90 a	90 a	90 a	89 a	88 a
B20P	66 de	71 d	76 de	79 d	81 d	81 d	80 cd	79 d
B20PC	73 c	77 c	82 c	84 c	86 c	86 c	84 c	83 c
B30	63 f	68 e	73 f	75 f	76 f	77 f	76 f	74 f
B30C	77 b	82 b	86 b	87 b	88 b	88 b	87 b	86 b
B30P	64 ef	69 de	76 de	79 de	80 d	81 d	80 cde	79 d
B30PC	72 c	77 c	81 c	85 c	85 c	85 c	84 c	82 c

* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

Tabela 4.2- Análise estatística do torque do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

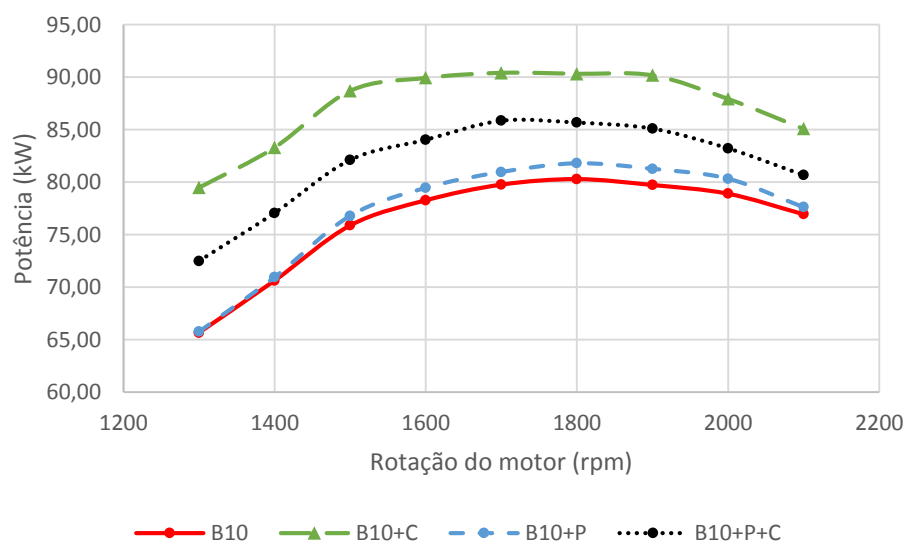
	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Torque (N.m) -----							
B10	498 d*	497 d	499 de	482 def	463 de	440 e	414 e	389 de
B10C	602 a	587 ab	583 a	555 a	525 a	496 a	469 a	435 a
B10P	497 d	499 d	504 d	489 d	469 d	449 d	422 d	397 d
B10PC	549 c	541 c	538 c	517 c	495 c	468 c	441 c	410 c
B20	491 de	494 de	492 e	476 f	455 e	435 e	411 e	383 e
B20C	603 a	589 a	574 b	552 a	523 a	492 a	465 a	433 ab
B20P	494 d	497 d	499 de	484 de	465 d	443 de	416 de	391 d
B20PC	549 c	544 c	534 c	518 c	495 c	467 c	435 c	407 c
B30	482 f	482 f	482 f	466 g	445 f	424 f	398 f	371 f
B30C	588 b	579 b	570 b	541 b	514 b	484 b	454 b	426 b
B30P	486 ef	488 ef	494 e	481 ef	463 de	440 e	415 de	389 de
B30PC	546 c	538 c	532 c	520 c	490 c	464 c	434 c	406 c

* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

Dentre todos ensaios realizados com o combustível B10 o que apresentou melhor resultado tanto para torque como para potência foi a condição com acréscimo de combustível (B10+C). Nessa situação o aumento de 17,0% no volume de combustível injetado propiciou um aumento médio na potência de 15,0% e no torque de 15,5%. Esses resultados mostram que este motor pode ser utilizado em outras aplicações com maior demanda de potência pois não utiliza todo ar admitido para fazer a combustão. Devido a existência desse excesso de ar, o resultado já era esperado pois uma maior injeção de combustível resulta em uma maior liberação de calor e conseqüentemente maior produção de energia mecânica. O adiantamento do ponto de ignição em $2,5^\circ$ em conjunto com aumento em 8,6% no volume de combustível injetado (B10+C+P) ocasionou um aumento de potência de 7,6% e de torque de 7,5%. Somente o adiantamento do ponto de injeção (B10+P) não apresentou diferença estatística em comparação à condição original, apesar de demonstrar uma tendência de melhor rendimento. Agarwal et. al (2015) encontraram um aumento de potência para o B10 à medida que se adiantou o ponto de injeção e quando trabalhando com pressão de injeção superior a 500 BAR. As diferentes curvas de potência para o combustível B10 podem ser observadas na Figura 4.3.

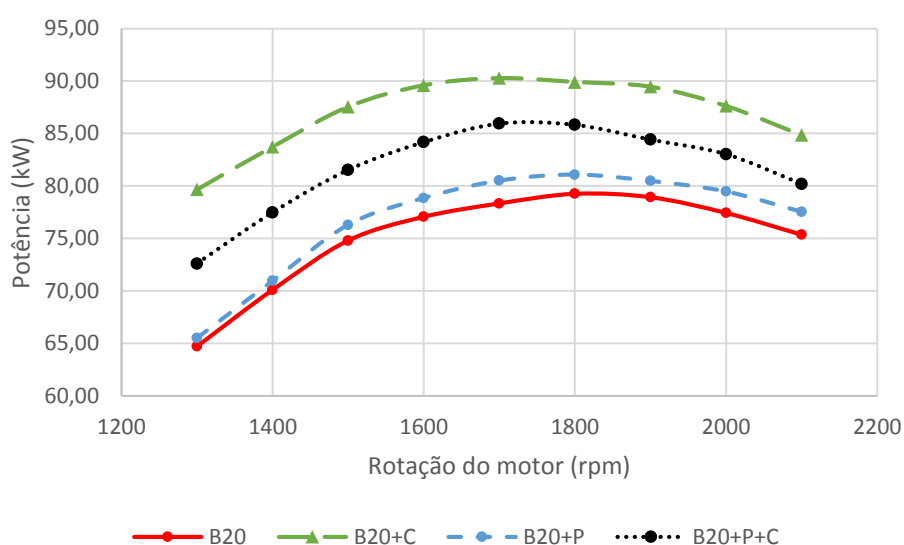
Figura 4.3: Potência produzida com combustível B10 na condição original e com as três variações propostas.



Fonte: Autor

Os testes com combustível B20 apresentaram resultados similares aos do B10, como também foi encontrado por Deep (2017), em estudos com biodiesel proveniente de mamona. O resultado pode ser visto na figura 4.4, porém a diferença foi que a condição B20+P mostrou aumento estatisticamente significativo de potência de 2,4% em rotação maiores que 1600 rpm.

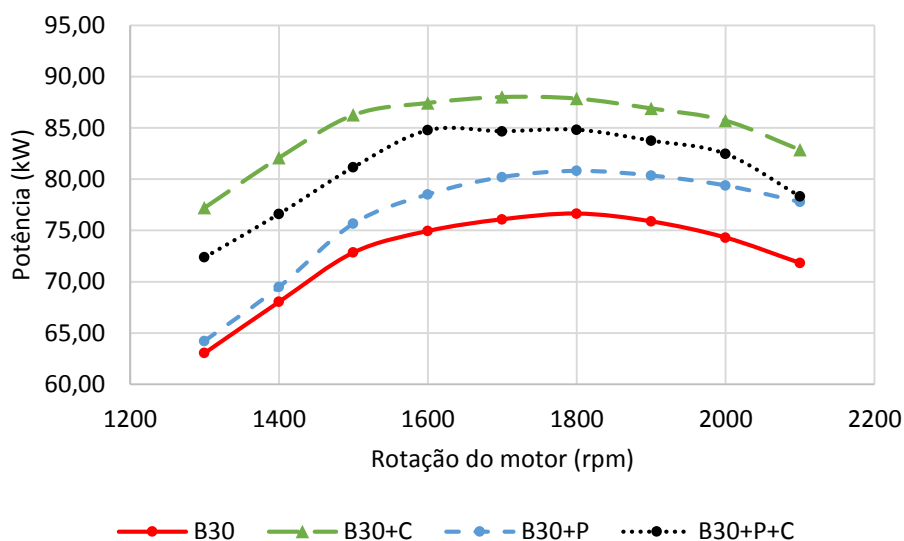
Figura 4.4 - Potência produzida com combustível B20 na condição original e com as três variações propostas.



Fonte: Autor

Já para o combustível B30 (Figura 4.5) o ganho somente com avanço do ponto de injeção foi maior, com cerca de 5,4% em potência e 3,7% em torque já a partir dos 1500 rpm quando comparado à configuração original. Essa alteração no mapeamento fez com que a potência produzida com o B30 fosse muito parecida com a do B10 em condição original. O avanço do ponto de injeção se mostra mais eficaz com maiores percentuais de biodiesel devido a taxa de liberação de calor durante a combustão ser menor à medida que se aumenta a quantidade de biodiesel misturada, fato este também observado por Ramlan, Abdullah e Yahya (2015).

Figura 4.5 - Potência produzida com combustível B30 na condição original e com as três variações propostas.



Fonte: Autor

4.2 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

4.2.1 Consumo horário de combustível

O consumo horário de combustível apresentou valores muito semelhantes para a condição com mapeamento original da injeção e a condição de avanço do ponto de injeção (+P) pois não ocorre variação no tempo total de abertura do bico injetor, somente um adiantamento da abertura e do fechamento (Tabela 4.3). Já a condição de mais combustível injetado (+C), teve um aumento médio de 16,9% no volume de combustível em relação a condição original e a condição de mais combustível e avanço de injeção (+P+C) teve um aumento de 8,6% (Tabela 4.4). Esperava-se, inicialmente, que todas as condições com mais combustível apresentassem valores semelhantes, porém essa variação de 16,9% para 8,6% pode ser explicada pela maior pressão na câmara de combustível com o avanço da injeção que diminui o diferencial de pressão entre a parte interna e externa do bico injetor ocasionando assim uma menor vazão volumétrica de combustível. Outra hipótese que pode ter contribuído para o sistema eletrônico não manter o ganho de combustível ao redor de 16,9% é

que algum outro fator medido pela unidade central eletrônica, como por exemplo temperatura de ar de admissão ou então pressão de sobrealimentação, fez com que fosse aplicado algum fator de correção negativo para o tempo de injeção.

Tabela 4.3- Análise estatística do consumo horário do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Consumo horário (L/h) -----							
B10	20,9 fg*	23,0 d	25,2 e	25,7 g	26,6 fg	26,9 g	27,1 fg	28,2 e
B10C	25,8 b	28,3 a	30,5 a	30,5 b	30,4 b	31,0 ab	30,8 ab	31,7 a
B10P	16,3 h	20,5 e	25,6 e	25,9 fg	26,4 gh	26,9 g	27,1 g	28,3 e
B10PC	23,1 e	25,7 c	28,8 b	29,3 C	29,9 c	28,4 d	27,9 e	29,4 c
B20	21,2 f	23,2 d	25,6 e	26,4 e	26,9 ef	27,5 ef	27,5 efg	28,6 de
B20C	26,4 a	28,4 a	30,6 a	31,1 a	31,2 a	31,3 a	31,2 a	31,9 a
B20P	21,2 f	23,3 d	25,5 e	26,1 ef	27,1 e	27,5 ef	27,3 fg	28,3 e
B20PC	23,6 d	25,8 c	27,4 d	28,1 d	28,9 d	29,0 c	29,0 c	30,1 b
B30	20,5 g	22,9 d	25,2 e	25,7 fg	26,7 efg	27,3 fg	27,2 fg	28,2 e
B30C	25,4 c	27,8 b	30,5 a	30,5 b	30,5 b	30,6 b	30,4 b	31,6 a
B30P	20,5 g	19,1 f	25,3 e	20,4 h	26,0 h	27,7 e	27,5 ef	28,9 d
B30PC	23,9 d	26,0 c	28,0 c	28,4 d	28,8 d	29,4 c	28,6 d	29,5 c

* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

Tabela 4.4- Consumo horário de combustível para os mapas utilizados durante os ensaios.

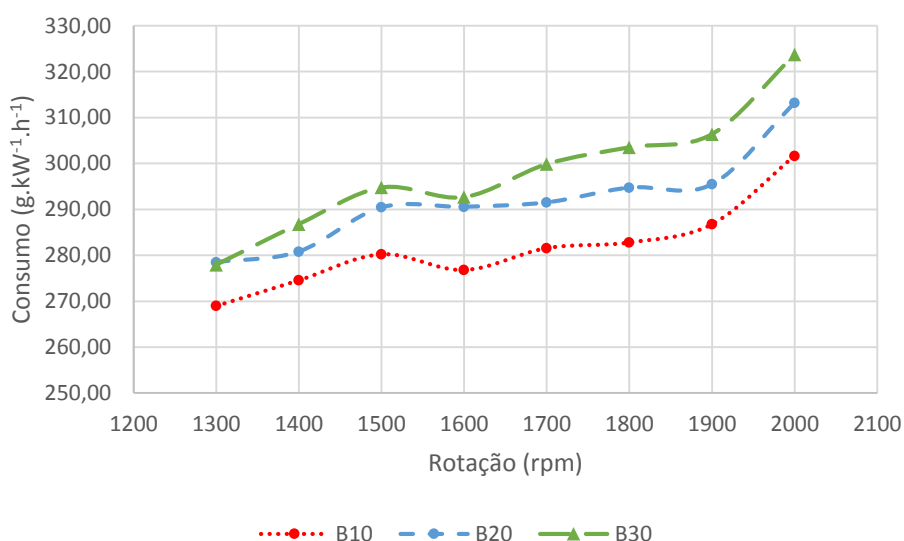
	Mapa Original	Mapa +P	Mapa +C	Mapa +P+C
Combustível	Consumo (l.h ⁻¹)	Consumo (l.h ⁻¹)	Consumo (l.h ⁻¹)	Consumo (l.h ⁻¹)
B10	25,44	25,36	29,89	27,81
B20	25,87	25,79	30,24	27,76
B30	25,46	25,55	29,65	27,81
Média	25,59	25,57	29,93	27,79
	100%	99,9%	117,0%	108,6%

Fonte: Autor

4.2.2 Consumo específico de combustível

Com o motor em condições originais de mapeamento eletrônico o combustível B10 foi o que apresentou menor consumo específico de combustível. Os dados apresentados consideram a potência líquida disponível na TDP. Quanto maior o teor de biodiesel em mistura maior foi o consumo. Em relação ao B10 o ensaio com B20 apresentou um consumo 3,6% maior e o B30 5,9% maior (Tabela 4.5 e Figura 4.6). O menor poder calorífico e o diferente comportamento para liberação de calor durante o processo de combustão são os fatores que evidenciam a necessidade de ajuste no motor para um melhor rendimento e menor consumo específico com esses combustíveis. Os resultados seguem a mesma tendência encontrada por Perin (2014) que encontrou o consumo específico expresso pela equação $y = 253,81 + 0,28x$ que resultaria em um consumo maior de 1,1% e 2,2% para o B20 e B30 respectivamente, comparando com o B10. Já Godesa (2010) encontrou um aumento de no consumo específico de 1,3% e 2,5% para B20 e B30 respectivamente.

Figura 4.6: Consumo específico de combustível na condição original para os combustíveis B10, B20 e B30.



Fonte: Autor

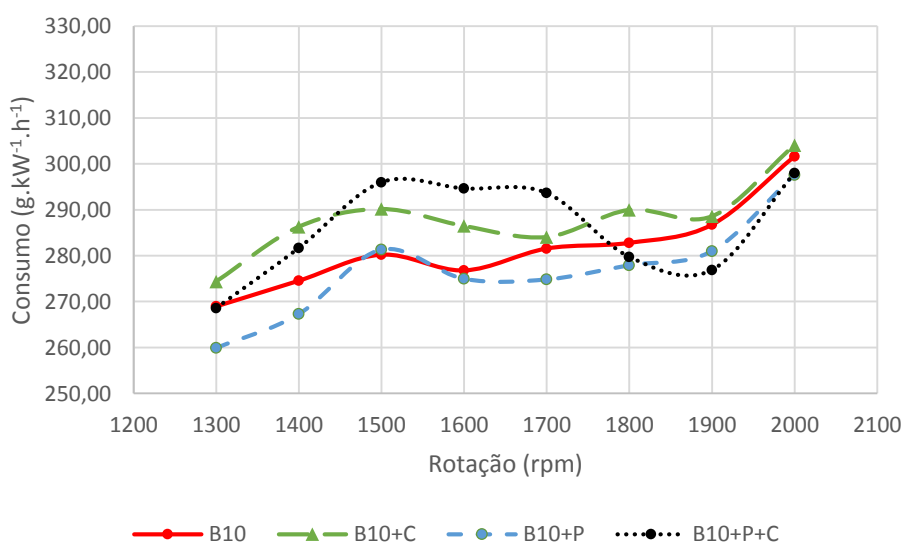
Tabela 4.5- Consumo específico médio para todos os ensaios realizados e comparação percentual com a condição original e combustível B10.

	Mapa Original		Mapa +P		Mapa +C		Mapa +P+C	
Mistura	Consumo médio (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Consumo médio (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Consumo médio (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Consumo médio (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)	
B10	281,65	100,0%	276,85	98,3%	288,00	102,2%	286,15	101,6%
B20	291,89	103,6%	285,07	101,2%	293,96	104,0%	287,46	102,1%
B30	298,20	105,9%	286,18	101,6%	296,80	105,4%	291,64	103,5%

Fonte: Autor

Para o combustível B10 a condição +P foi a que apresentou o menor consumo específico médio dentre todos ensaios realizados, com um decréscimo de 1,7% em relação ao ensaio testemunha, porém, o resultado foi estatisticamente diferente apenas para as rotações de 1300 e 1400 rpm (Figura 4.7). Já os mapas +C e +P+C tiveram um maior consumo específico mostrando-se menos eficientes termicamente que a condição original.

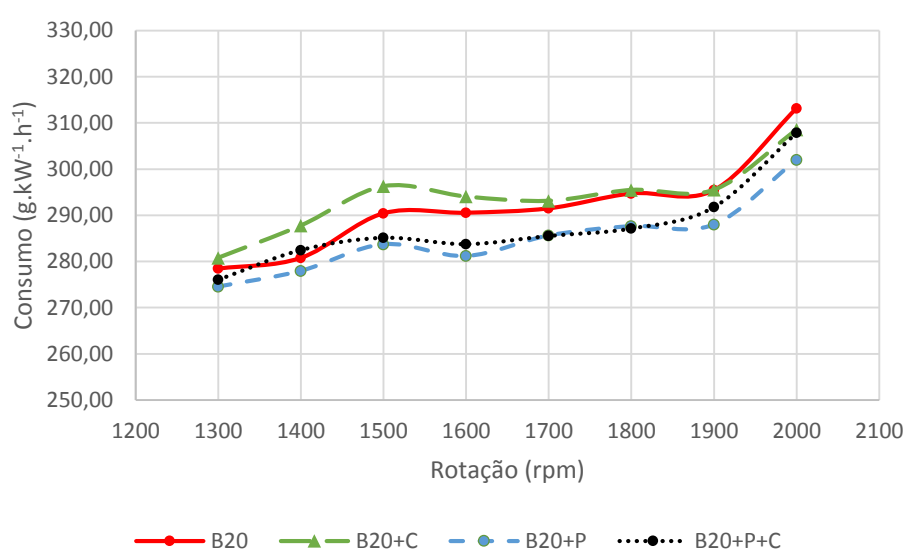
Figura 4.7 - Consumo específico de combustível para o B10 com as diferentes condições ensaiadas.



Fonte: Autor

Os testes com o combustível B20 demonstram uma tendência a diminuição do consumo específico de combustível nos ensaios com avanço no ponto de injeção (+P e +P+C), apesar de, na maior parte das rotações, os resultados não sejam estatisticamente significativos. Essa tendência é mais facilmente visualizada na análise da Figura 4.8

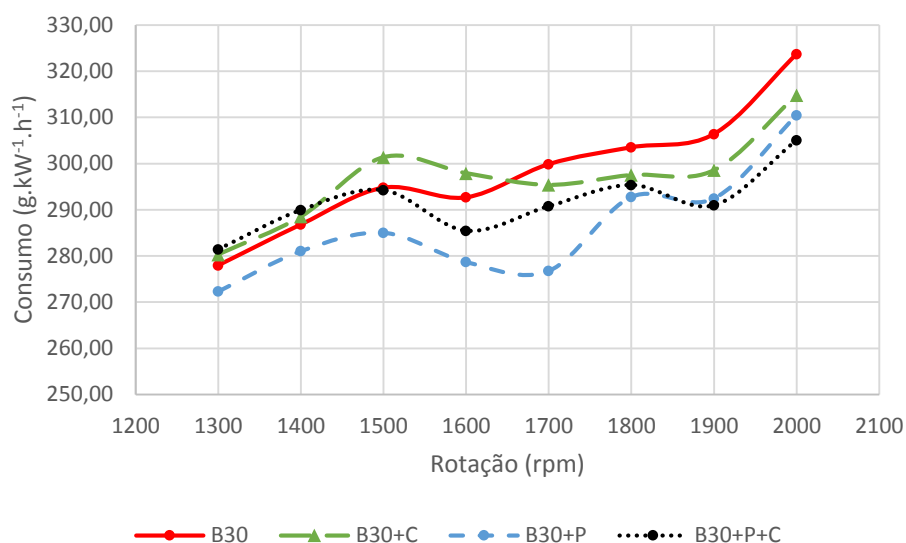
Figura 4.8 - Consumo específico de combustível para o B20 com as diferentes condições ensaiadas.



Fonte: Autor

Para o combustível B30 a condição de ensaio +P apresentou uma redução média de consumo específico do 4,0%, sendo estatisticamente significativa para todas as rotações avaliadas (Tabela 4.6). A condição +P+C apresenta também uma tendência de melhoria, porém com resultados estatisticamente diferentes somente em rotações superiores a 1700 rpm. Esse fato pode ser explicado pois em alta rotação o tempo disponível para a combustão é menor e o efeito do adiantamento do ponto de injeção é mais acentuado. Os resultados para a condição +C mostraram-se bem semelhantes, com um pequeno ganho em rotações superiores a 1800 rpm.

Figura 4.9 - Consumo específico de combustível para o B30 com as diferentes condições ensaiadas.



Fonte: Autor

Tabela 4.6- Análise estatística do consumo específico do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Consumo específico (g/kWh) -----							
B10	242 d	247 e	252 d	249 f	253 ef	255 fg	258 de	271 def
B10C	247 abcd	258 abc	261 bc	258 cde	256 de	261 cdef	260 cd	274 cdef
B10P	188 e	219 f	253 d	247 f	247 f	250 g	253 ef	268 f
B10PC	242 d	254 bcd	267 ab	266 ab	265 ab	252 g	249 f	268 ef
B20	251 abc	253 cde	261 bc	262 bcd	262 bc	265 bcd	266 bc	282 b
B20C	253 ab	259 ab	267 ab	265 ab	264 ab	266 bc	266 bc	278 bcd
B20P	247 bcd	250 de	255 cd	253 ef	257 cde	259 def	259 de	272 def
B20PC	249 abc	255 bcd	257 cd	256 de	257 cde	259 ef	263 bcd	277 bcd
B30	250 abc	258 abc	265 ab	263 abc	270 a	273 a	276 a	291 a
B30C	253 ab	260 ab	271 a	268 a	266 ab	268 ab	269 b	283 b
B30P	245 cd	212 g	257 cd	199 g	249 f	263 bcde	263 bcd	279 bc
B30PC	254 a	262 a	266 ab	257 cde	262 bcd	266 bc	262 cd	275 cde

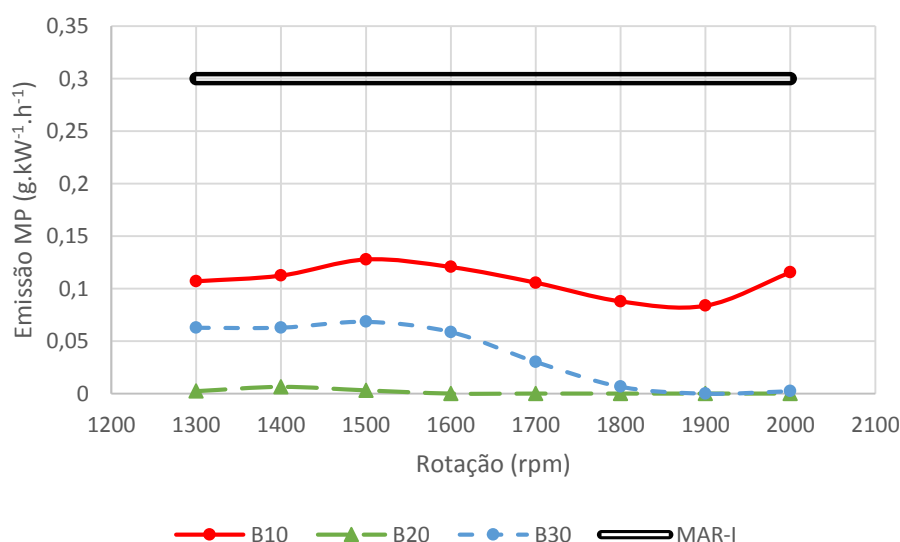
* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

4.3 EMISSÕES DE MATERIAL PARTICULADO

Para a condição original de gerenciamento eletrônico, a emissão de material particulado apresentou valores bem inferiores aos limites impostos pela norma para os três combustíveis testados sendo o B20 o com menores concentrações (Figura 4.10). Isso mostra uma boa combustão com baixos índices de combustíveis não queimados.

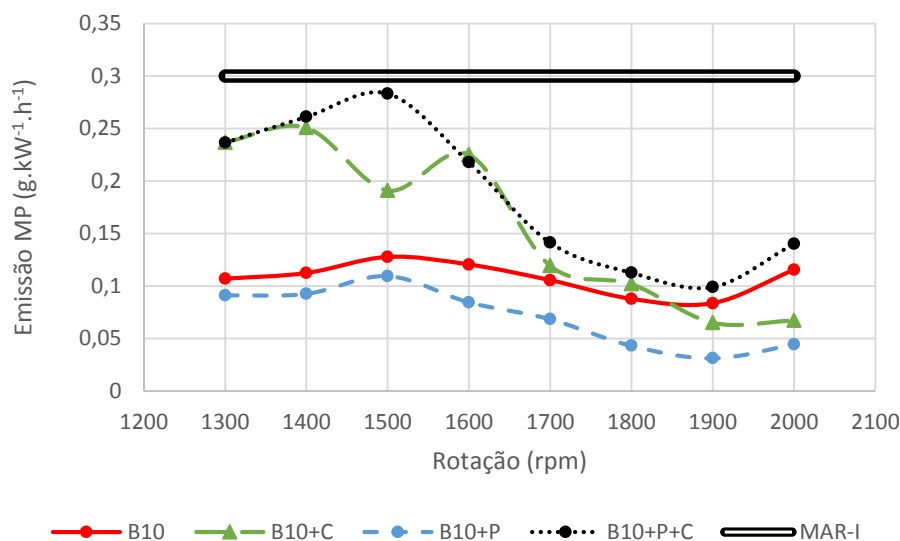
Figura 4.10 – Emissão de material particulado com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.



Fonte: Autor

Quando foi alterado o mapeamento do motor obteve-se uma maior potência, porém houve também um aumento das emissões de material particulado, como pode-se ver na Figura 4.11, principalmente nos ensaios B10+C e B10+P+C que eram com maior quantidade de combustível injetado. A condição B10+P apresentou tendência a menores emissões, porém os resultados foram estatisticamente significativos somente para rotações superiores a 1600 rpm conforme mostra a Tabela 4.7. Em todos os pontos ensaiados para este combustível os níveis de emissões ficaram abaixo do limite estabelecido pela MAR-I.

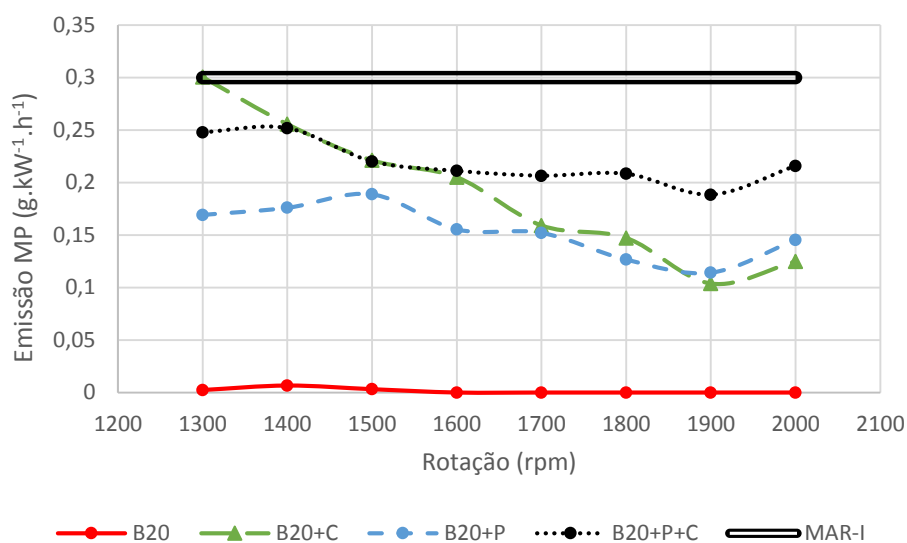
Figura 4.11 – Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.



Fonte: Autor

Com o combustível B20, todas as variações ensaiadas apresentaram níveis de emissões superiores à condição original de mapeamento conforme representado na Figura 4.12. As maiores concentrações ocorreram nas condições com maior quantidade de combustível injetada, principalmente em rotações mais baixas. O avanço do ponto de injeção mostrou tendência a maiores índices de particulados em altas rotações. Mesmo com o aumento nas emissões, todas os ensaios com o combustível B20 estiveram dentro dos limites estabelecidos pela MAR-I.

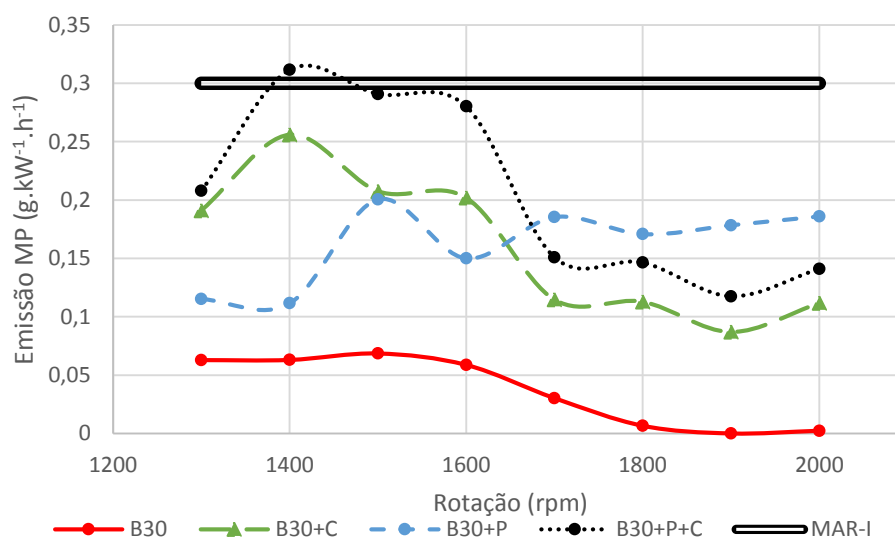
Figura 4.12 – Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.



Fonte: Autor

Com o combustível B30 a condição original também foi a que apresentou as menores emissões de MP. O ensaio B30+P apresentou um grande aumento principalmente em rotações mais elevadas. Já os ensaios B30+C e B30+P+C foram semelhantes entre si, porém com níveis de emissões superiores em toda faixa de ensaios quando o ponto de injeção foi adiantado. Vale ressaltar que o ponto de 1400 rpm para o ensaio B30+P+C foi o único que ultrapassou o limite de material particulado estipulado pela norma MAR-I

Figura 4.13 – Emissões de material particulado nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.



Fonte: Autor

Tabela 4.7- Emissões de material particulado (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)								
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	
	----- Material particulado (g/kWh) -----								
B10	0,11 f*	0,11 d	0,13 d	0,12 d	0,11 f	0,09 e	0,08 cd	0,11 c	
B10C	0,24 bc	0,25 b	0,19 bc	0,23 b	0,12 def	0,10 de	0,07 d	0,07 d	
B10P	0,09 fg	0,09 de	0,11 d	0,08 e	0,07 g	0,04 f	0,03 e	0,05 d	
B10PC	0,24 bc	0,26 b	0,28 a	0,22 b	0,14 cde	0,11 de	0,10 bc	0,14 bc	
B20	0,00 h	0,01 f	0,00 f	0,00 f	0,00 h	0,00 g	0,00 e	0,00 e	
B20C	0,30 a	0,26 b	0,22 b	0,20 b	0,16 bc	0,15 bc	0,10 bc	0,12 bc	
B20P	0,17 e	0,18 c	0,19 c	0,15 c	0,15 c	0,13 cd	0,11 bc	0,15 b	
B20PC	0,25 b	0,26 b	0,22 b	0,21 b	0,21 a	0,21 a	0,19 a	0,22 a	
B30	0,06 g	0,06 e	0,07 e	0,06 e	0,03 h	0,01 g	0,00 e	0,00 e	
B30C	0,19 de	0,26 b	0,21 bc	0,20 b	0,12 ef	0,11 de	0,09 bcd	0,11 c	
B30P	0,12 f	0,11 d	0,20 bc	0,15 cd	0,19 ab	0,17 b	0,18 a	0,19 a	
B30PC	0,21 cd	0,31 a	0,29 a	0,28 a	0,15 cd	0,15 bc	0,12 b	0,14 bc	

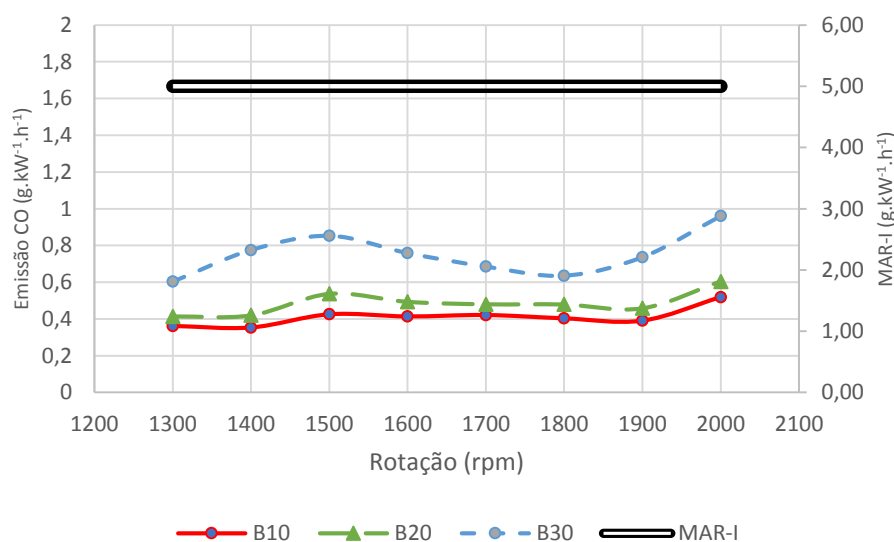
* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

4.4 EMISSÕES DE CO

As emissões de CO foram inferiores à norma MAR-I para os três combustíveis ensaiados em condição original. O ensaio com B20 apresentou um pequeno aumento nos níveis de CO, não sendo estatisticamente significativo para as rotações de 1300 e 1700 rpm. Já com o combustível B30 a aumento foi significativo em todas as rotações ensaiadas com um aumento médio de 83% em relação ao B10 (Tabela 4.9). Como o CO é produto da combustão incompleta o aumento dos seus níveis de emissões indica que o motor não está perfeitamente ajustado para o uso do combustível B30, como pode ser visto na Tabela 4.8.

Figura 4.14 – Emissões de CO com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.



Fonte: Autor

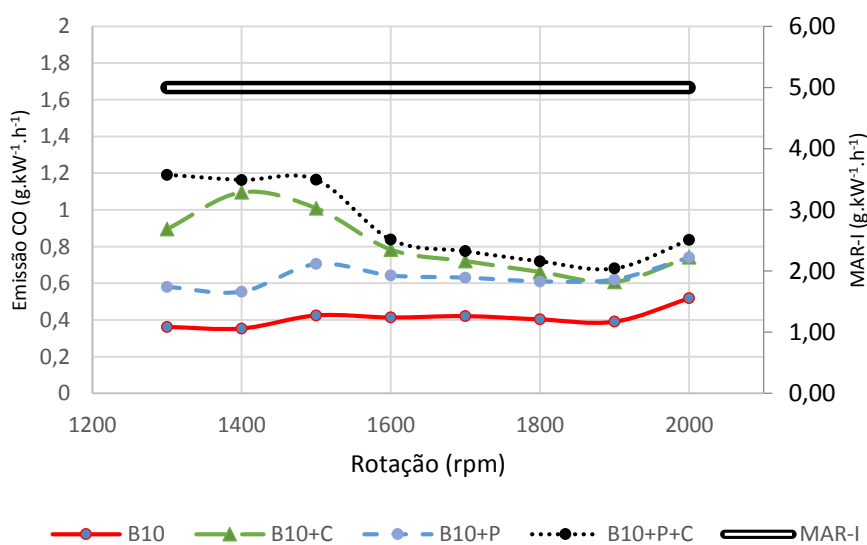
Tabela 4.8- Emissão de CO média para todos os ensaios realizados e comparação percentual com a condição original e combustível B10.

	Mapa Original		Mapa +P		Mapa +C		Mapa +P+C	
Mistura	Emissão de CO (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Emissão de CO (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Emissão de CO (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		Emissão de CO (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)	
B10	0,41	100%	0,64	155%	0,81	198%	0,92	224%
B20	0,49	118%	0,66	159%	0,75	183%	0,82	198%
B30	0,75	183%	0,62	152%	0,63	153%	0,87	212%

Fonte: Autor

Todas condições ensaiadas com o combustível B10 apresentaram resultados com maiores índices de CO conforme representado na Figura 4.15. A condição B10+P apresentou uma curva muito similar ao teste testemunha, porém com valores 55% maiores em média. Já os testes nas condições B10+C e B10+P+C apresentaram resultados semelhantes entre si, com níveis muito mais elevados em rotações até 1500 rpm e elevação média total de 98% e 124% respectivamente. Mesmo com valores muito maiores que a condição original os testes mostraram que os índices de emissão de CO são mais de quatro vezes inferiores ao limite imposto pela legislação vigente no Brasil.

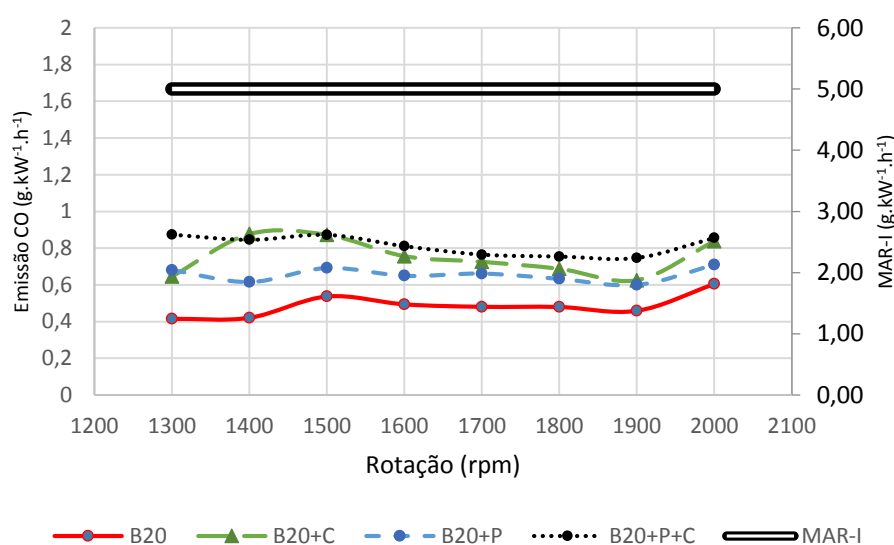
Figura 4.15 – Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.



Fonte: Autor

Os resultados encontrados de emissões de monóxido de carbono para o combustível B20, mostrados na Figura 4.16, seguem a mesma tendência observada para o combustível B10, com a condição B20+P apresentando resultados um pouco superiores e os testes com B20+C e B20+P+C com diferença mais significativa e acentuada em rotações mais baixas (Tabela 4.9). Todos os valores encontrados com o B20 têm emissões inferiores a $1 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ sendo que a norma MAR-I estabelece o limite como sendo $5 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$.

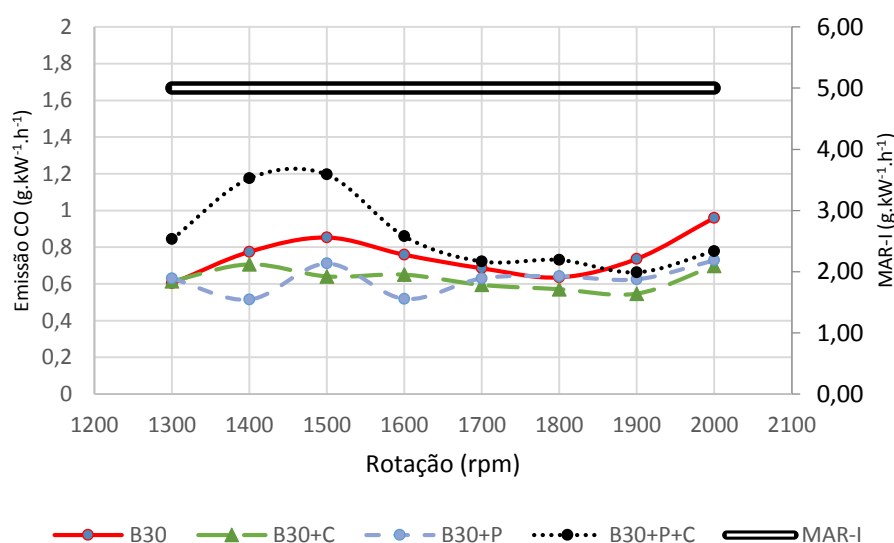
Figura 4.16 – Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.



Fonte: Autor

Os ensaios com o combustível B30 (Figura 4.17) foram os que apresentaram os piores resultados com o motor na condição original e devido a isso, com o B30, foi onde as alterações propostas mostraram resultados mais positivos. Tanto a condição B30+C como a B30+P apresentaram redução na emissão do monóxido de carbono na maior parte da faixa de rotação. Já quando o avanço de injeção aconteceu em conjunto com maior quantidade de combustível injetada os níveis de CO emitido foram maiores, principalmente em rotações inferiores a 1600 rpm.

Figura 4.17 – Emissões CO nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.



Fonte: Autor

Tabela 4.9- Emissões de monóxido de carbono (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Monóxido de carbono (g/kWh) -----							
B10	0,36 f*	0,35 i	0,42 g	0,41 f	0,42 f	0,40 h	0,39 h	0,52 g
B10C	0,90 b	1,97 b	1,08 b	0,78 bc	0,72 abc	0,66 cde	0,61 def	0,74 de
B10P	0,58 e	0,55 fg	0,70 d	0,64 d	0,63 de	0,61 ef	0,62 cde	0,74 de
B10PC	1,91 a	1,62 a	1,64 a	0,84 ab	0,78 a	0,72 abc	0,68 bc	0,84 bc
B20	0,41 f	0,42 h	0,54 f	0,49 e	0,48 f	0,48 g	0,46 g	0,61 f
B20C	0,65 cd	0,88 c	0,87 c	0,76 c	0,73 ab	0,69 bcd	0,62 cde	0,84 bc
B20P	0,68 c	0,62 f	0,69 de	0,65 d	0,66 cd	0,63 de	0,60 ef	0,71 e
B20PC	0,87 b	0,85 c	0,87 c	0,81 abc	0,76 a	0,76 a	0,75 a	0,85 b
B30	0,60 de	0,78 d	0,85 c	0,76 c	0,69 bcd	0,64 de	0,74 ab	0,96 a
B30C	0,62 de	0,71 e	0,64 e	0,65 d	0,59 e	0,57 f	0,55 f	0,70 e
B30P	0,63 cde	0,51 g	0,71 d	0,52 e	0,63 de	0,64 de	0,62 cde	0,73 de
B30PC	0,84 b	1,74 a	1,95 a	0,86 a	0,72 abc	0,73 ab	0,66 cd	0,78 cd

* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

4.5 EMISSÕES DE NO_x + HC

A norma MAR-I estabelece que as quantidades totais emitidas dos gases NO, NO₂ e HC devem ser somadas a fim de enquadramento ou não nos limites impostos

pela legislação. Percebeu-se que, em todos os ensaios realizados, mais de 98% da massa desses poluentes é composta exclusivamente por NO e NO₂ ou simplesmente NO_x, ficando apenas uma pequena parcela de hidrocarbonetos não queimados (Tabela 4.10). Normas mais recentes e mais restritivas como as norte americanas e europeias separam os limites desses gases o que tornaria mais difícil a homologação do motor.

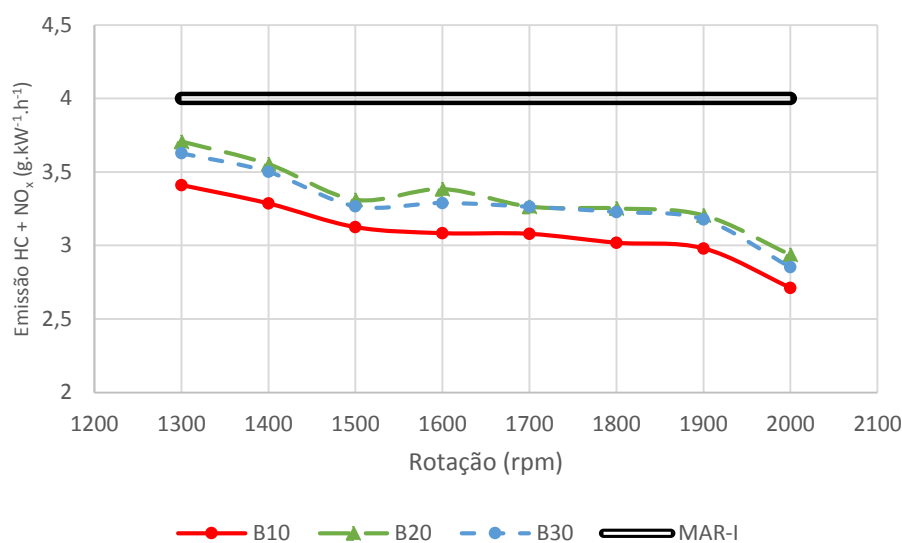
Tabela 4.10 – Comparação percentual de emissão de HC com o somatório (NO_x+HC)

	Mapa Original	Mapa +P	Mapa +C	Mapa +P+C
Mistura	% de HC em (NO _x +HC)	% de HC em (NO _x +HC)	% de HC em (NO _x +HC)	% de HC em (NO _x +HC)
B10	1,51 %	1,78 %	1,29 %	1,79 %
B20	1,39 %	1,38 %	1,40 %	1,55 %
B30	1,50 %	1,61 %	1,26 %	1,42 %

Fonte: Autor

As emissões de NO_x + HC foram as que apresentaram valores mais próximos ao limite da norma MAR-I na condição original de mapeamento. A adição de biodiesel ocasionou um aumento de emissões em toda a curva ensaiada com resultados muito similares para o B20 e B30 como mostra a Figura 4.18. O incremento médio foi de 7,8% para o B20 e 6,1% para o combustível B30. Resultados similares a esses foram encontrados por Maziero et. al. (2006) que utilizou biodiesel de girassol e encontrou 5,6% a mais de NO_x. Moser et al. (2009) encontrou um aumento de 5% na emissão de NO_x quando utilizou 20% de biodiesel em mistura. Hirkude e Padalkar (2012), encontraram aumento de 4% nas emissões de NO_x com utilização do B50.

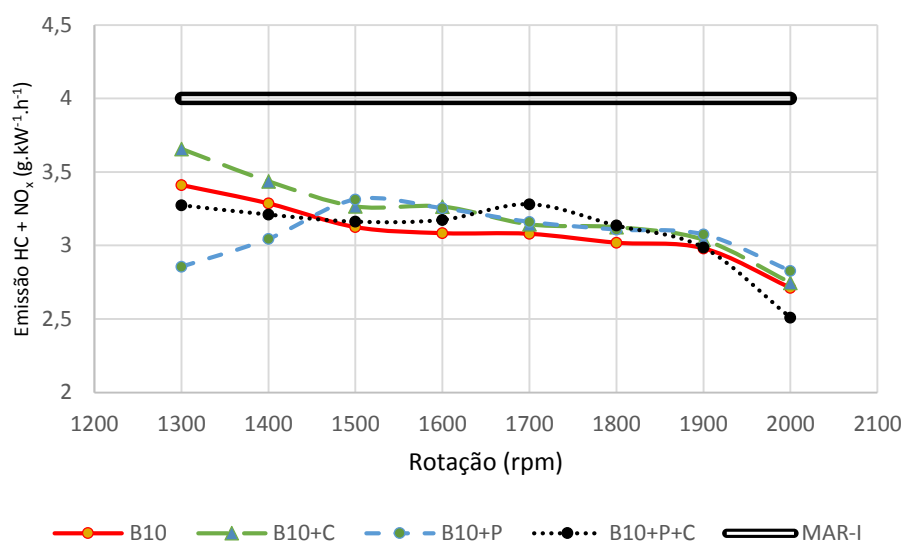
Figura 4.18 – Emissões de NO_x + HC com o motor em condições originais e combustíveis B10, B20 e B30.



Fonte: Autor

Dentre os ensaios realizados com o combustível B10 (Figura 4.19) foi possível perceber o aumento dos níveis de NO_x + HC em rotações inferiores a 1600 rpm com a condição B10+C. Já o ensaio B10+P apresentou valores significativamente menores nas rotações de 1300 e 1400 rpm e acima disso valores levemente maiores que a condição original (Tabela 4.11). Agarwal et. al (2015) encontraram valores crescentes de emissões de NO_x conforme o início da injeção de combustível era adiantado para o Diesel convencional e também para as misturas B10, B20 e B50. Silva et. al (2018) também encontraram uma diminuição das emissões de NO_x conforme aumentou a rotação do motor.

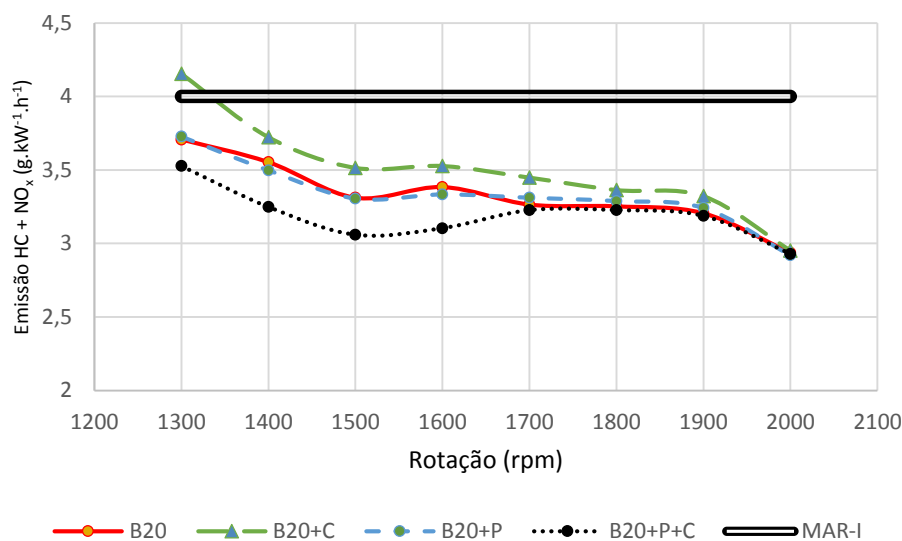
Figura 4.19 – Emissões de NO_x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B10.



Fonte: Autor

Para as variações realizadas com o combustível B20 percebeu-se que a alteração do ponto de injeção de combustível foi o fator que mais contribuiu positivamente pra redução nas emissões como pode ser visto na Figura 4.20. A configuração com mais combustível injetado (B20+C) não apresentou diferença estatisticamente significativa somente em 2000 rpm (Tabela 4.11), já em todas outras rotações os níveis de emissões foram superiores ao ensaio na condição original. Cabe ressaltar que em 1300 rpm o limite imposto pela norma foi ultrapassado. Já quando ocorreu o adiantamento do ponto de injeção em conjunto com maior quantidade de combustível injetada (B20+P+C) as emissões tiveram um decréscimo em rotações inferiores a 1600 rpm. Este resultado é relevante pois o ponto crítico para emissões de NO_x + HC ocorre em rotações mais baixas. Quando alterado somente o ponto de injeção (B20+P) os resultados não apresentaram diferença em relação a condição original.

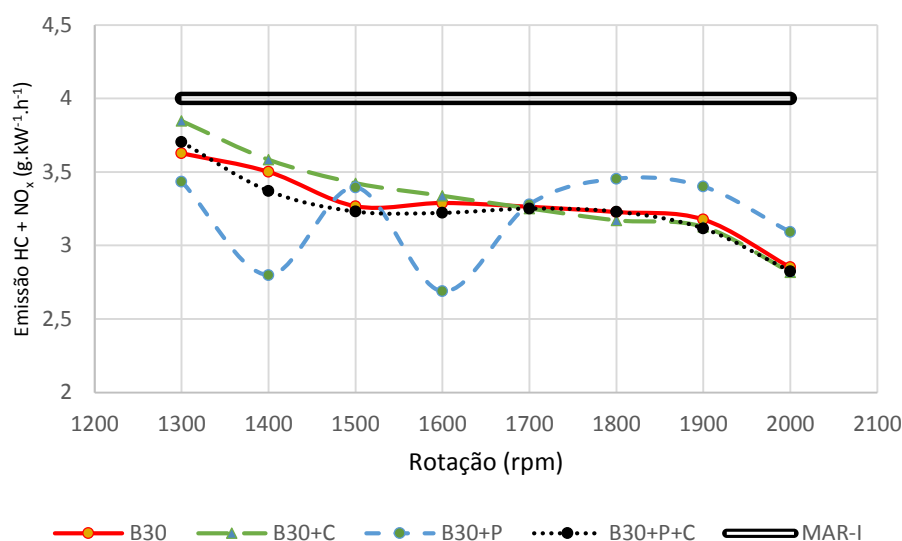
Figura 4.20 – Emissões de NO_x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B20.



Fonte: Autor

Com o B30 como combustível as emissões também foram maiores na condição B30+C em rotações inferiores a 1500 rpm. Com o ponto de injeção adiantado e mais combustível injetado (B30+P+C) toda a faixa de rotação estudada apresentou valores similares à condição original do motor. Já quando o ponto de injeção foi adiantado em 2,5 graus a emissão aumentou em rotações maiores que 1800 rpm e diminuiu abaixo de 1600 rpm, porém com o ponto de 1500 rpm tendo emissão maior que a condição original (Figura 4.21). A diferença no processo de combustão do biodiesel mostra que em rotações maiores o adiantamento da injeção com o intuito de gerar maiores pressões e aumentar a eficiência térmica acaba ocasionando o aumento na formação de NO_x e HC. Em rotações mais baixas este artifício pode ser utilizado para aumento do rendimento do motor. Saravanan et. al (2014) encontraram menores índices de emissão de NO_x quando foi atrasado o ponto de injeção.

Figura 4.21 – Emissões de NO_x + HC nas diferentes condições ensaiadas com o combustível B30.



Fonte: Autor

Tabela 4.11- Emissões de hidrocarbonetos + óxidos de nitrogênio (g/kWh) do motor nas rotações avaliadas em cada uma das condições ensaiadas.

	Rotações do motor (rpm)							
	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	----- Hidrocarboneto + Óxidos de nitrogênio (g/kWh) -----							

B10	3,41 f*	3,29 e	3,12 fg	3,08 g	3,08 d	3,02 f	2,98 g	2,71 g
B10C	3,66 cd	3,44 cd	3,27 d	3,26 cd	3,14 cd	3,12 e	3,04 fg	2,75 fg
B10P	2,86 h	3,04 f	3,31 cd	3,25 cde	3,16 cd	3,11 e	3,08 f	2,83 ef
B10PC	3,27 g	3,21 e	3,16 ef	3,17 ef	3,28 b	3,14 e	2,99 g	2,51 h
B20	3,71 cd	3,55 b	3,31 cd	3,38 b	3,27 b	3,25 cd	3,21 cd	2,94 b
B20C	4,15 a	3,72 a	3,51 a	3,53 a	3,45 a	3,36 b	3,32 ab	2,95 b
B20P	3,73 c	3,50 bc	3,31 d	3,33 bc	3,31 b	3,29 bc	3,24 bc	2,92 bc
B20PC	3,53 e	3,25 e	3,06 g	3,10 fg	3,23 bc	3,23 cd	3,19 cde	2,93 bc
B30	3,63 d	3,50 bc	3,27 d	3,29 cd	3,26 b	3,23 cd	3,18 cde	2,85 de
B30C	3,85 b	3,58 b	3,43 b	3,34 bc	3,25 b	3,17 de	3,13 def	2,82 ef
B30P	3,43 f	2,80 g	3,40 bc	2,69 h	3,28 b	3,45 a	3,40 a	3,09 a
B30PC	3,71 cd	3,37 d	3,23 de	3,22 de	3,25 b	3,23 cd	3,12 ef	2,83 ef

* Médias seguidas pela mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey, considerando valor nominal de 5% de significância ($p \leq 0,05$).

Fonte: Autor

5. CONCLUSÃO

Após todos os ensaios realizados neste trabalho pode-se concluir que:

Os ensaios com B20 demonstram que para a utilização desse combustível pouca ou nenhuma alteração se faz necessária pois os níveis de desempenho e de consumo específico são similares e as emissões de gases poluentes atendem o disposto na legislação brasileira vigente.

Com o combustível B30 em condições originais o motor apresenta menor rendimento térmico que nas condições com as alterações testadas. Isso fica explícito pelo maior consumo específico. Além disso a potência gerada é menor do que quando utilizado o B10. Entretanto o motor atende à norma MAR-I em todos os seus quesitos.

A alteração no sistema de injeção para aumento de combustível mostrou que o motor utilizado tem potencial para trabalhar gerando potências maiores do que a originalmente projetada para este trator.

Os ensaios com ponto de injeção avançado apresentaram tendência a ganho de potência para todos os combustíveis utilizados. Os menores consumos específicos de combustível também ocorreram nessa condição, para todos os combustíveis. O avanço da injeção se mostrou mais eficaz em misturas com maiores concentrações de biodiesel.

O aumento de 16,96% na injeção de combustível propiciou uma maior potência em todas as rotações ensaiadas, porém, o consumo específico também aumentou indicando que essa ação isolada não é a ideal para o melhor desempenho térmico do motor.

O aumento de 8,6% no volume de combustível injetado e adiantamento da injeção em 2,5° resultou em aumento de potência para os três combustíveis ensaiados, porém, o consumo específico aumentou em 1,6 % para o B10 e diminuiu em 1,5 % e 2,3 % para o B20 e B30, respectivamente. Isto demonstra que conforme ocorre um aumento de biodiesel em mistura se faz necessário um adiantamento do ponto de injeção de combustível.

Quase todas as medições de emissões de poluentes encontraram-se dentro dos limites da norma MAR-I. As duas exceções foram para o ponto de 1400 rpm com o combustível B30 e maior quantidade de combustível e avanço do ponto de injeção (B30+P+C) onde a medição apontou um valor de emissão de 0,311 g.kW⁻¹.h⁻¹ de

material particulado quando o limite é de $0,300 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ e para o ponto de 1300 rpm para o combustível B30 com aumento de combustível injetado. Neste caso a medição encontrou $4,15 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ quando o limite da norma é $4,00 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ de $\text{NO}_x + \text{HC}$.

Diante dos resultados obtidos, fica clara a necessidade de uma adequação dos parâmetros de mapeamento de injeção de combustível à medida que ocorre a mudança das características do combustível utilizado nos motores agrícola em conformidade com a MAR-I. Essa mudança poderia ser feita através de atualizações de software na rede de concessionárias ou então com o desenvolvimento de rotinas onde o operador da máquina agrícola informaria o combustível que estaria sendo utilizado. Essas alterações proporcionariam um ganho ambiental com menores emissões e também um ganho econômico devido o menor consumo de combustível.

6. RECOMENDAÇÕES

Para trabalhos futuros se sugere:

- Realizar experimentos utilizando até 100% de biodiesel para verificar as condições de operação com combustível totalmente renovável.
- Adiantar o ponto de injeção até se verificar aumento do consumo específico ou ultrapassagem dos limites de emissões estabelecidos pela norma.
- Aumentar a quantidade de combustível injetado até o limite de emissões imposto pela MAR-I e fazer a medição do consumo específico de combustível.

REFERÊNCIAS

AGARWAL, A. K.; Effect of fuel injection pressure and injection timing of Karanja biodieselblends on fuel spray, engine performance, emissions and combustion characteristics, **Energy Conversion and Management**, n. 91, p. 302 – 214, 2015

ALBALADEJO, F. S.; **Desenvolvimento de Uma Unidade de Gerenciamento Eletrônico para Motores de Combustão Interna do Ciclo Otto**, Dissertação de mestrado em microeletrônica, Universidade de São Paulo, 2013

ALDHAIHAWI, M.; CHIRIAC, R.; BADESCU, V.; Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diesel engine fueled with rapeseed biodiesel – A literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** n73 178-186, 2017

ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. 2016. **Cartilha MAR-I**. 2016. São Paulo: ANFAVEA Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/cartilha.html>>. Acesso em: 5 de junho de 2017.

_____. **PROCONVE, as fases passadas e futuras**. 2009. Disponível em <<http://www.anfavea.com.br/documentos/Seminarioltem1.pdf>> Acesso em 5 de junho de 2017.

ARBEX, M. A. et al.; A poluição do ar e o sistema respiratório. **J. bras. pneumol.** V38, n5, p. 643-655, 2012.

ASOKAN, M. A. et al.; Performance, combustion and emission characteristics of Diesel engine fuelled with papaya and watermelon seed oil bio-Diesel/Diesel blends. **Energy** n145 238-245, 2018

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 1585**. Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro RJ ABNT junho de 1996, 26p.

BOSCH, B.; **Manual de Tecnologia Automotiva 25. ed** São Paulo: Edgar Blücher, 2004.

BOSCH; **Pressure Sensors datasheet**. Bosch 13p. 2010.

BOSCH; **Sistemas de Injeção Eletrônica Diesel**. Catálogo técnico, Campinas – SP 74p. 2016

BRASIL, Ministério do Meio Ambiente. **Proconve comemora 20 anos**. 2006. Disponível em <<http://programaarpa.gov.br/informma/item/3430-proconve-comemora-20-anos>> Acesso em 13 de junho de 2018.

_____. Ministério do Meio Ambiente. **CONAMA – Resolução nº 433 de 13 de julho de 2011**. Regulamenta a MAR-I

_____. Ministério do Meio Ambiente. **PROCONVE – Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores**. 2009. Disponível em <http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_arquivos/proconve_163.pdf> Acesso em 15 de abril de 2018.

_____. Lei nº 13.263 de 2016. Dispões sobre os percentuais de adição de biodiesel ao óleo Diesel comercializado no território nacional

_____. Agência Nacional do Petróleo, Resolução nº 50 de 23 de dezembro de 2013

_____. Agência Nacional do Petróleo, Resolução nº 45 de 26 de agosto de 2014.

_____. Agência Nacional do Petróleo, Resolução nº 30 de 23 de junho de 2016

BRUNETTI, F.; **Motores de Combustão Interna Vol - 1** Editora Blucher, São Paulo 2012.

BRIJESH, P.; SREEDHARA, S. Exhaust emissions and its control methods in compression ignition engines: a review. **International Journal of Automotive Technology**, [S.l.], v.14, n.2, p.195–206, 2013.

CAN, O.; OZTURK, E.; YUCESU, H. S.; Combustion and exhaust emissions of canola biodiesel blends in a single cylinder DI Diesel engine. **Renewable Energy** n109 73-82, 2018

CAPANA, G. H., **Estudo do impacto do enxofre presente no Diesel na emissão de poluentes e em tecnologia de pós-tratamento de gases de escape**. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo, Engenharia Automotiva, 2008.

CNT – CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. **Os impactos da má qualidade do óleo Diesel brasileiro**. Brasília: CNT, 2012.

CORRO, G.; Sulfur impact on Diesel emission control – A review. **Reaction Kinetics and Catalysis Letters** n. 75 p89-106, 2002.

DALLMANN, T.; MENON, A. Technology pathways for diesel engines used in non-road vehicles and equipment. **The International Council on Clean Transportation (ICCT)**, Setembro de 2016.

DAS, M. et al.; An experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of a Diesel engine fuelled with Diesel-castor oil biodiesel blends. **Renewable Energy** n. 119 174-184, 2018.

DEEP, A.; SANDHU, S. S.; CHANDER, S. Experimental investigations on the influence of fuel injection timing and pressure on single cylinder C.I. engine fueled with 20% blend of castor biodiesel in Diesel . **Fuel** n. 210 15–22, 2017

DERNATTE, J. et al.; Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector. **Fuel** n. 96 , 153-160, 2012.

DUDA, K. et al.; Comparison of performance and emissions of a CRDI Diesel engine fuelled with biodiesel of different origin. **Fuel** n. 212 202-222, 2018

EGGERS, Catálogo de produtos EGGERS Dynamometer, 2018.

EPA – U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Air Quality Index: A Guide to Air Quality and Your Health**. EPA-456/F-14-002. Fevereiro, 2014. Disponível em: <http://www.epa.gov/airnow/aqi_brochure_02_14.pdf>. Acesso em 21 de março de 2018

FARIAS, M. S.; **Economia de combustível de tratores agrícolas utilizando diferentes transmissões e estratégias de condução**. 2016. 93p. Tese de doutorado em engenharia agrícola. UFSM.

GARCIA-NIETO, S. et al.; Air management in a diesel engine using fuzzy control techniques. **Information Sciences** v179, p.3392–3409, 2009

GODESA, T.; JEJ, V.; POJE, T. Characteristics of a tractor engine using mineral and biodiesel fuels blended with rapeseed oil. **Scientia Agricola**, Piracicaba, v.67, n.5, p.510–516, 2010.

GUIMARÃES, P. R. B., **Estudo sobre as relações entre as doenças respiratórias e a poluição atmosférica e variáveis climáticas, na cidade de Curitiba, Paraná, Brasil**. 2011, 117p. Tese apresentada ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Florestal, UFP- CURITIBA

GUIMARÃES. C. et al; Gains in performance of Diesel cycle engine using b10 compared to other mixtures. **Revista Engenharia na Agricultura**. v. 26, n. 2, p. 124-132, 2018

GUIMARÃES, C. S.; **Controle e monitoramento de poluentes atmosféricos**. Editora Elsevier, Rio de Janeiro 2016.

GUTIERREZ, E.; SALA, X.; Common Rail Diesel Fuel Injection Management based on FPGA Technology. **IEEE Latin America Transactions**, 13(7), pp.2078–2084, 2015.

HEYWOOD, J., **Internal Combustion Engines Fundamentals**, McGraw-Hill Book Company, 1988

HIRKUDE, J. B.; PADALKAR, A. S. Performance and emission analysis of a compression ignition: Engine operated on waste fried oil methyl esters. **Applied Energy**. V. 90, p. 68 – 72, 2012

HOEKMAN, S. K.; ROBBINS, C. Review of the effects of biodiesel on NOx emissions. **Fuel Processing Technology**, [S.l.], v.96, p.237–249, 2012.

HOSEINI, S. S. et al.; The effect of combustion management on Diesel engine emissions fueled with biodiesel-Diesel blends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** n.73 307–331, 2017

KIM, Y.S.; HAN, E. J.; SOHN, S. T. Demand Forecasting for Heavy-Duty Diesel Engines Considering Emission Regulations. **Sustainability**, v. 9, n. 2, p. 1-16, 2017

KUMAR, M. V.; BABU, A. V.; KUMAR, P. R.; Experimental investigation on the effects of Diesel and mahua biodiesel blended fuel in direct injection Diesel engine modified by nozzle orifice diameters. **Renewable Energy**, n 119 388-399, 2018

MACHADO, P. R. M.; **Ésteres combustíveis em motor de ciclo Diesel sob condições de pré-aquecimento e variação do ponto de injeção**. 2008. 163p. Tese de doutorado em engenharia agrícola. UFSM

MARTINS, J. E. M. P.; VIANNA, A. C. G.; Análise sobre experimentos com potenciômetros para a introdução do uso de sensores em cursos de física **II Simpósio Nacional de Ensino de Ciência e Tecnologia** 07 a 09 de outubro de 2010 ISSN 2178-6135.

MARTINS, C. A., FERREIRA, M. A. Considerações sobre a formação de NOx na combustão. **VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica** 18 a 21 de agosto de 2010.

MASIERO, G.; LOPES, H.; Etanol e biodiesel como recursos energéticos alternativos: perspectivas da América Latina e Ásia. **Revista Brasileira de Política Internacional** n 51, 60-79, 2008

MAZIERO, J. V. G. et al.; Avaliação de emissões poluentes de um motor Diesel utilizando biodiesel de girassol como combustível. **Engenharia na Agricultura**, v. 14, n. 4, p. 287-292, 2006

MÓDOLO, D. L. et al.; Avaliação do desempenho e das emissões de um motor Diesel operando com misturas Diesel, biodiesel e d-limoneno. **Acta Mechanica Et Mobilitatem** v.4 2017

MOSER, B. R. et al.; Exhaust emissions and fuel properties of partially hydrogenated soybean oil methyl esters blended with ultra low sulfur Diesel fuel, **Fuel Processing Technology**, v. 90, n. 9, p.1122 – 1128, 2009.

PHAM, M. et al.; Effect of different technologies on combustion and emissions of the Diesel engine fueled with biodiesel: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** n80 620-647 2017

PRABU, A.; Nanoparticles as additive in biodiesel on the working characteristics of a DI Diesel engine. **Ain Shams Engineering Journal** 2017

PERDIGÃO, C.; Decomposição estrutural das emissões de CO₂ do BRIC. **Revista Brasileira de Estudos Regionais e Urbanos**, Vol 11, n.3, pp 293-313, 2017.

PERIN, G. F.; **Desempenho e emissões de motor agrícola ciclo Diesel utilizando diferentes combustíveis**. 2014. 124p. Tese de doutorado em engenharia agrícola. UFSM

RAMESHA, D. K. et. al.; An experimental study on usage of plastic oil and B20 algaebiodiesel blend as substitute fuel to diesel engine. **Environmental Science and Pollution Research International**, Vol.23, pp.9432-9439, 2016.

RAMLAN, A.; ABDULLAH, A.; YAHYA, W. J.; Combustion performance and exhaust emission analysis of Diesel engine using waste cooking oil. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences** ISSN (online): 2289-7879 Vol. 12, No. 1. Pages 11-20, 2015.

SARAVANAN, S. et. al.; Theoretical and experimental investigation on effect of injection timing on NO_x emission of biodiesel blend **Energy** n66, p 216-221, 2014.

SILVA, F. C. et al; Quantification and qualification of exhaust gases in agricultural Diesel engine operating with biodiesel mixtures. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. v.23 n.10 2019.

SOHN, J et al.; Analysis of parallel processing effects through a co-processor in diesel engine management system. **International Journal of Automotive Technology**, Vol. 16, No. 5, pp. 813–820 2015.

TAMILSELVAN, P.; NALLUSAMY, N.; RAJKUMAR, S.; A comprehensive review on performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled Diesel engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** n79 1134-1159, 2017

TJABBES, Thomas. A vez dos equipamentos pesados. **Revista Manutenção & Tecnologia**, São Paulo, n. 186, p. 21-34, 2014.

TONDO, W.L. et al., Biodiesel as fuel for boilers. **Acta Scientiarum**. Technology (UEM), 39(SI), pp.609–614, 2017.

TRIGUEIRA, J. R. C.; **Otimização da Gestão Eletrônica do Motor**. 2014 112p. Dissertação de mestrado em engenharia mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

UYUMAZ, A.; Combustion, performance and emission characteristics of a DI Diesel engine fueled with mustard oil biodiesel fuel blends at different engine loads. **Fuel** n212 256-267, 2018

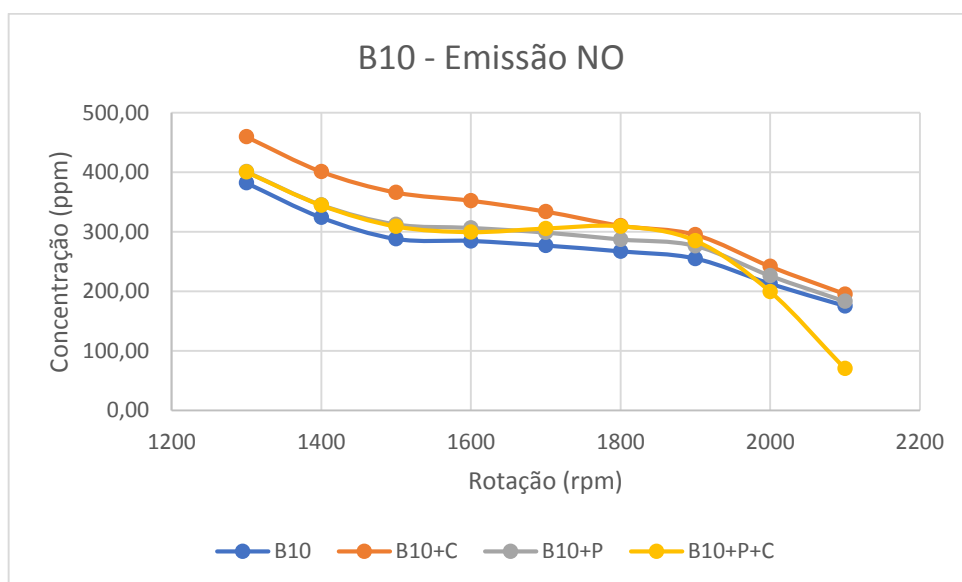
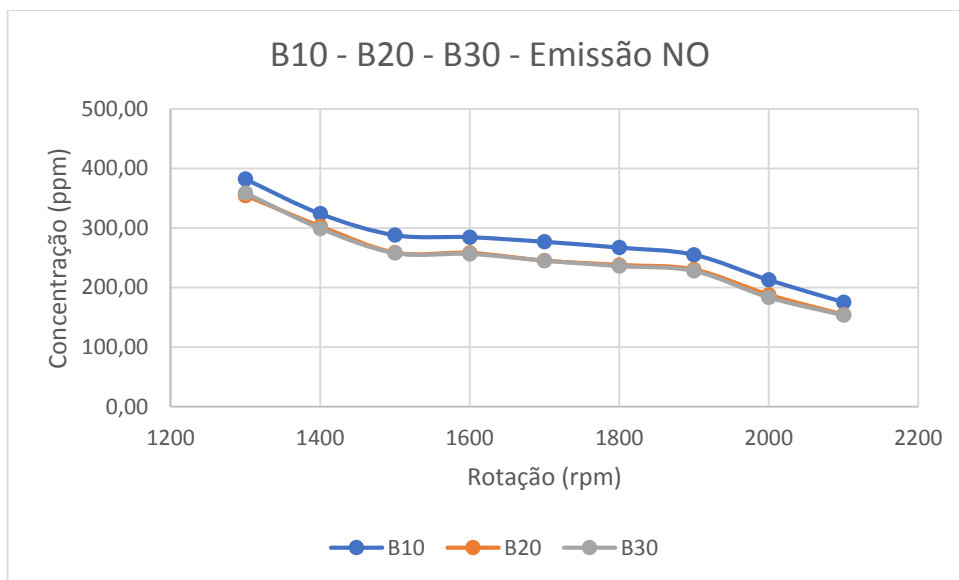
VARELA, C. A. A.; SANTOS, G. S.; **Noções básicas de Motores Diesel**. 1ª edição, julho de 2010. UFRRJ

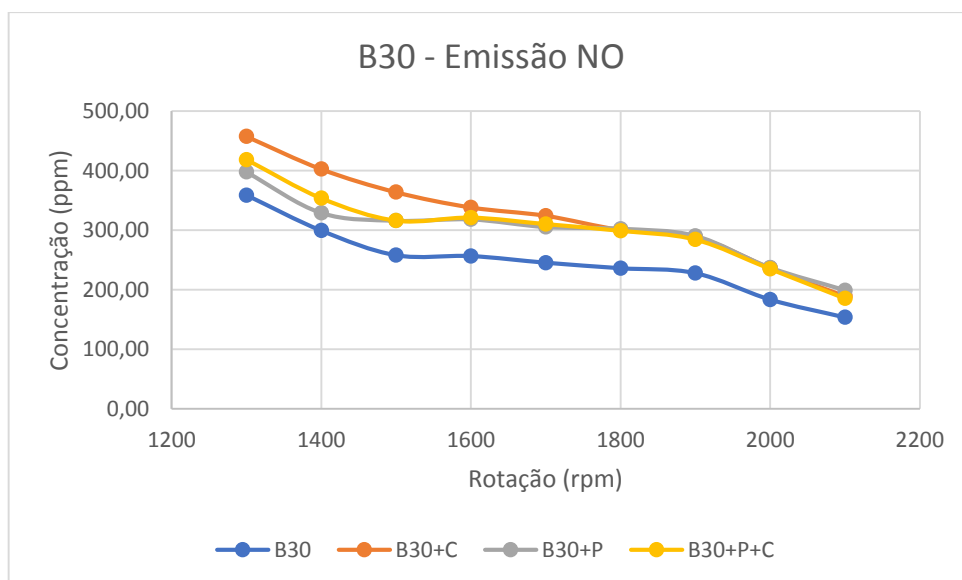
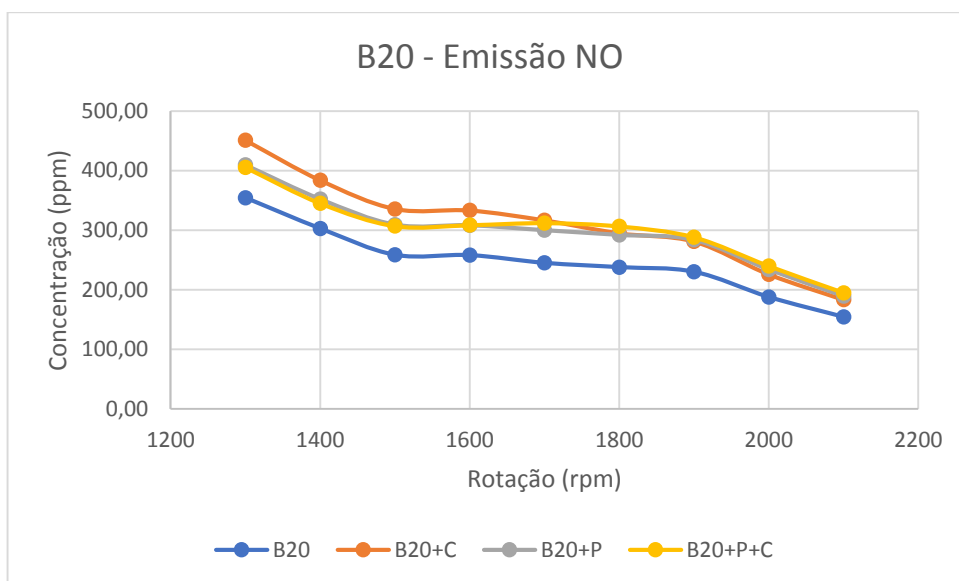
VERGNHANINI, R. F., Emissão de óxidos de nitrogênio (NOX) na combustão industrial. **Revista IPT | Tecnologia e Inovação** v.1, n.3, dez., 2016.

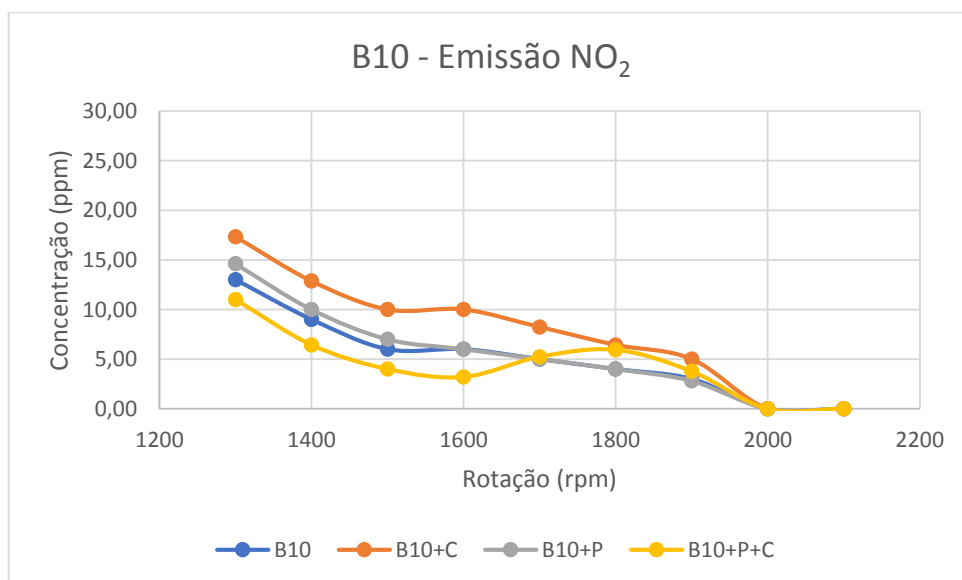
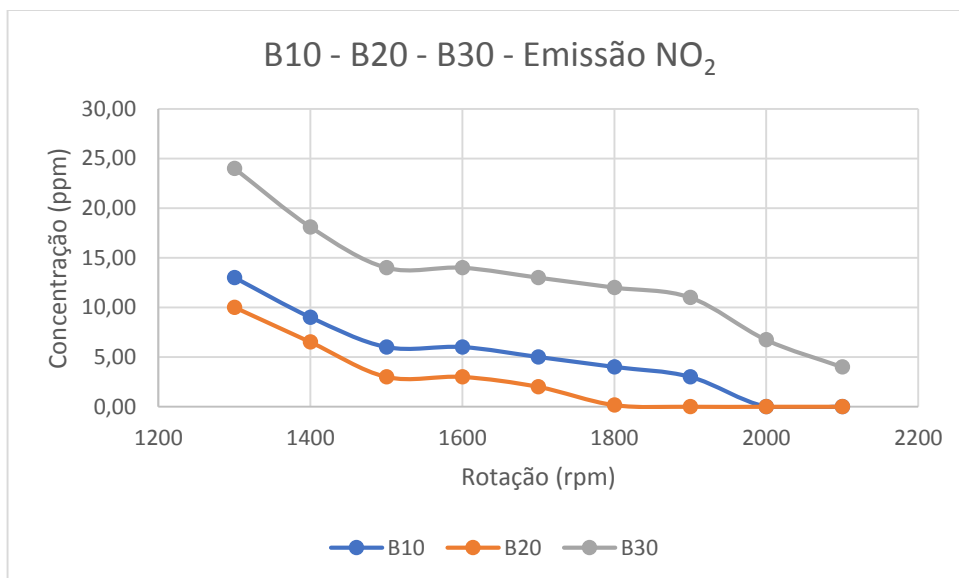
VERGNHANINI, R. F. Emissão de material particulado (MP) na queima de óleo combustível nacional. **Revista IPT | Tecnologia e Inovação** v.1, n.4, abr., 2017.

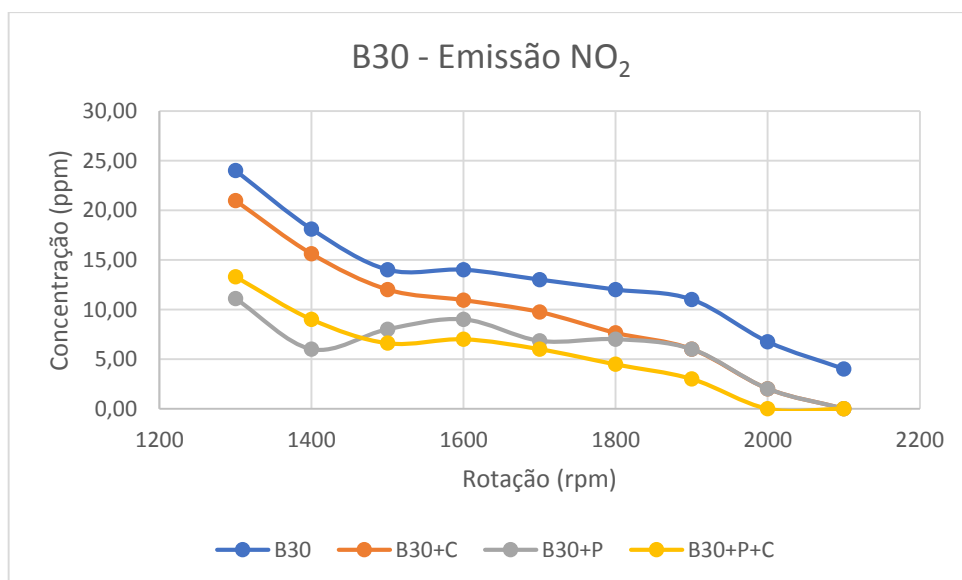
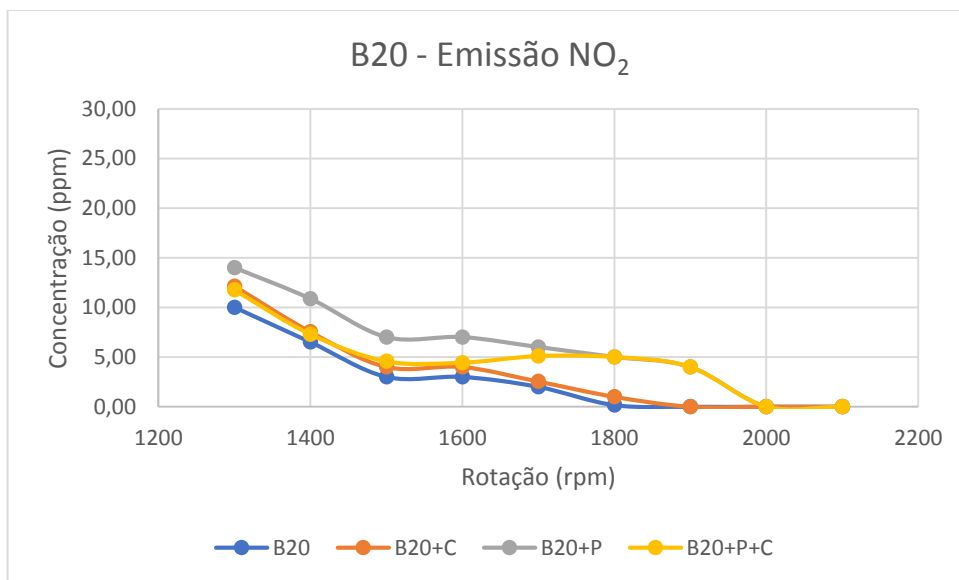
YAO, C. et al. Effect of Diesel/methanol compound combustion on Diesel engine combustion and emissions. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.49, n.6, p.1696–1704, 2008.

APÊNDICE A – EMISSÕES DE NO

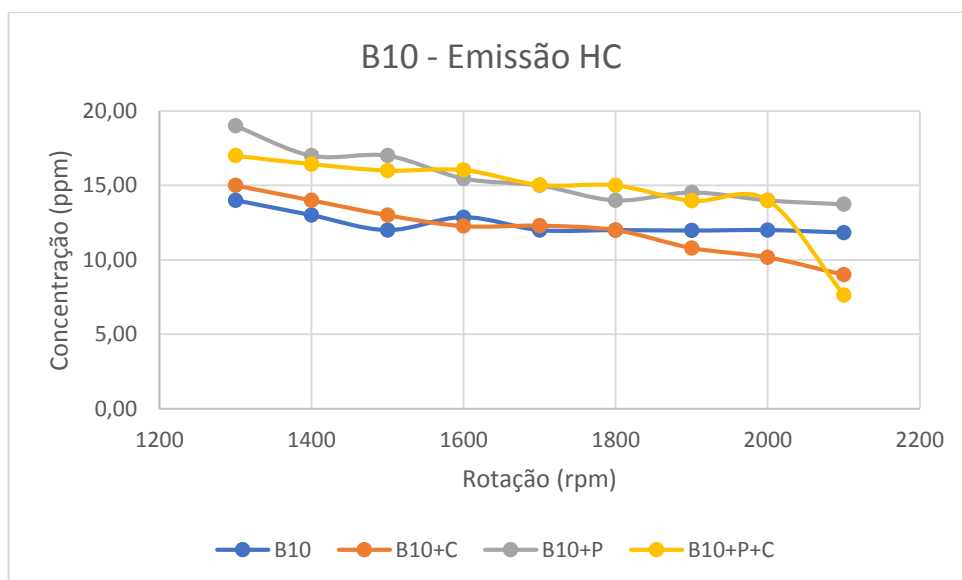
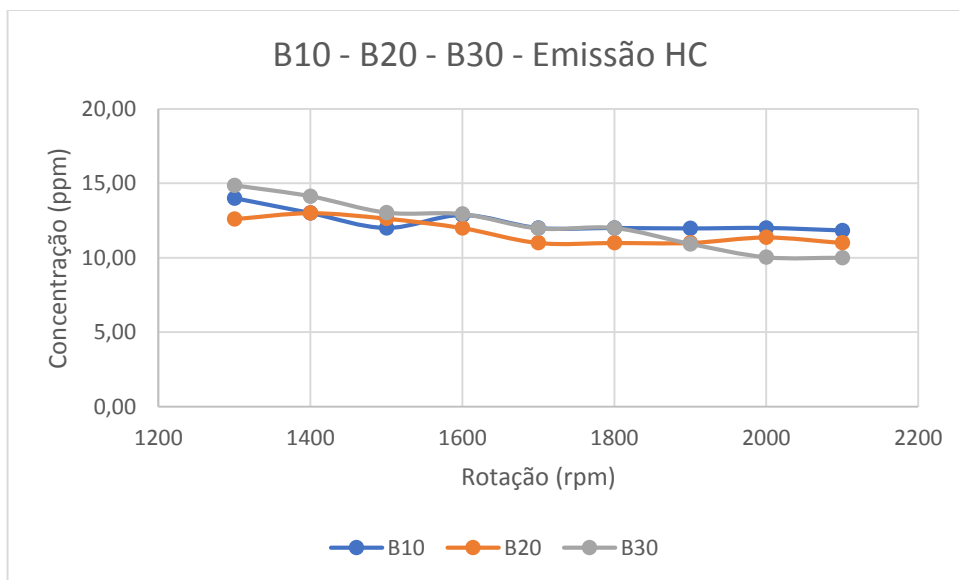


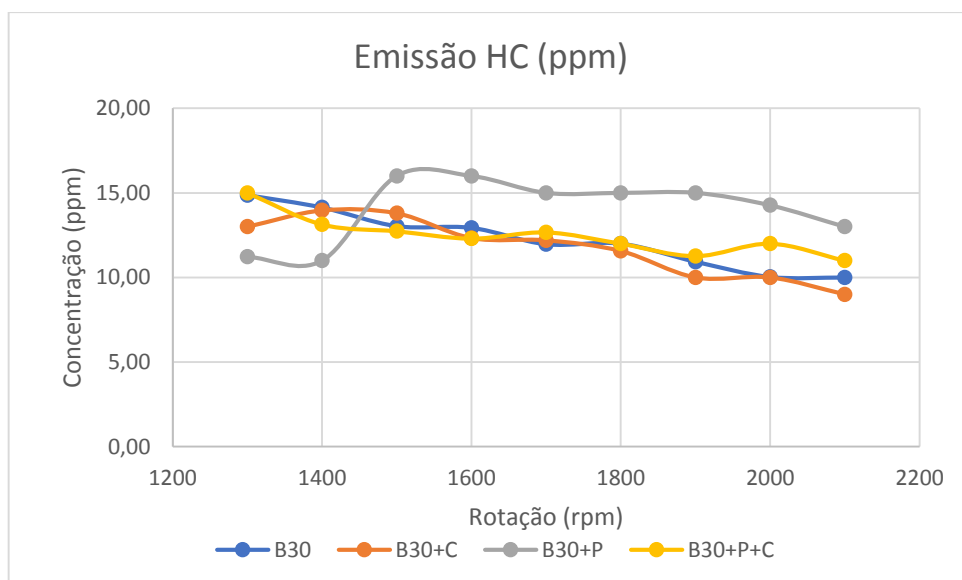
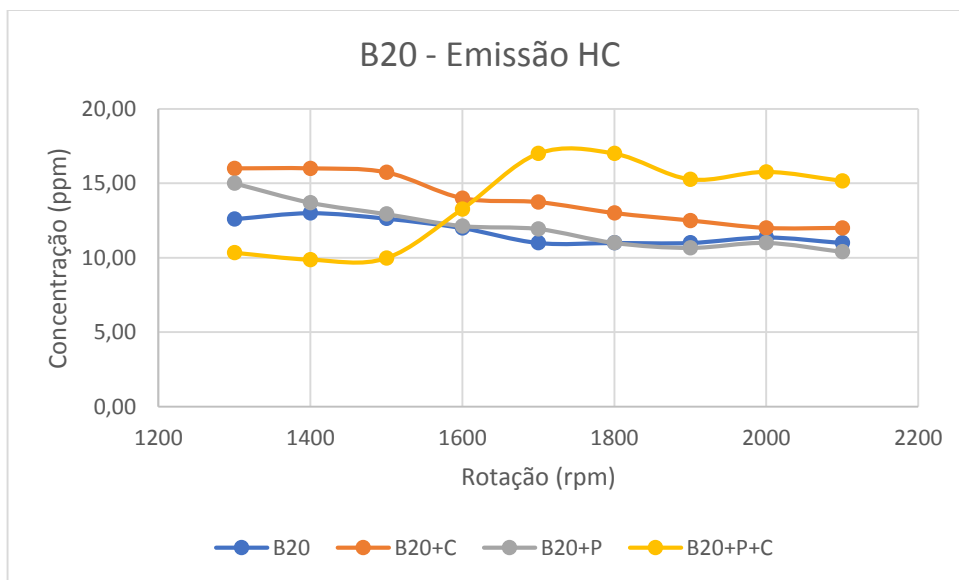


APENDICE B – EMISSÕES DE NO₂

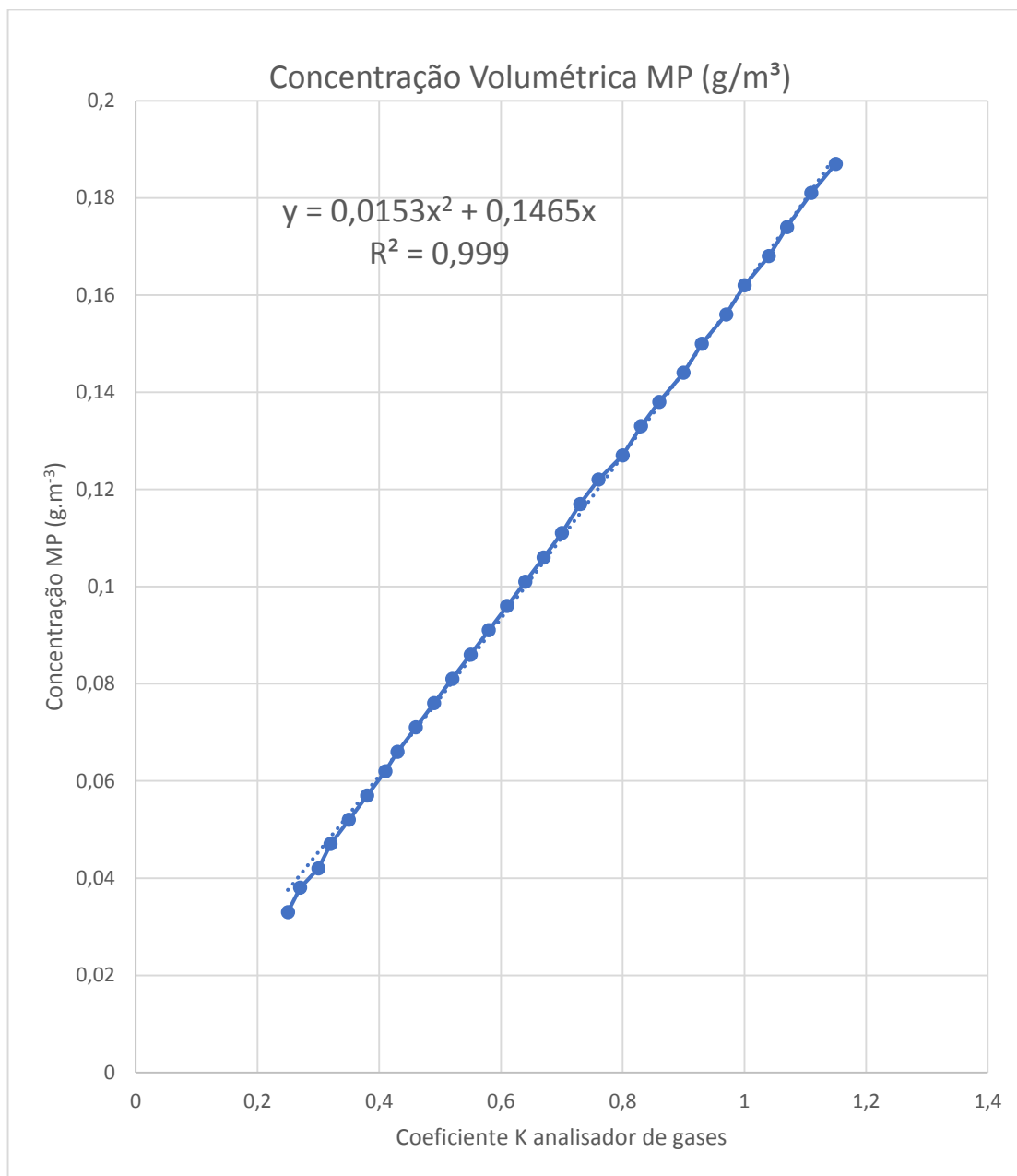


APENDICE C – EMISSÕES DE HC





APÊNDICE D – CONCENTRAÇÃO VOLUMÉTRICA DE MP



APENDICE E - EQUAÇÕES DAS CURVAS DE REGRESSÃO E COEFICIENTE DE DETERMINAÇÃO (R²) PARA O TORQUE, POTÊNCIA E CONSUMO ESPECÍFICO DO MOTOR EM CADA TRATAMENTO

Torque		
	Equação regressão	R²
B10	$y = 0,3308x^3 - 6,9751x^2 + 23,301x + 479,73$	0,9979
B10C	$y = 0,3151x^3 - 6,1707x^2 + 9,1308x + 596,86$	0,9963
B10P	$y = 0,3071x^3 - 6,9426x^2 + 25,86x + 476,65$	0,9964
B10PC	$y = 0,2147x^3 - 5,1861x^2 + 11,347x + 541,44$	0,9982
B20	$y = 0,2922x^3 - 6,4123x^2 + 20,947x + 476,44$	0,9988
B20C	$y = 0,2205x^3 - 4,5836x^2 + 1,0181x + 605,49$	0,9995
B20P	$y = 0,3285x^3 - 7,1725x^2 + 25,893x + 474,31$	0,9986
B20PC	$y = 0,218x^3 - 5,2746x^2 + 11,263x + 542,14$	0,9995
B30	$y = 0,2908x^3 - 6,4771x^2 + 21,333x + 465,81$	0,9985
B30C	$y = 0,4371x^3 - 7,7155x^2 + 14,462x + 580,45$	0,9989
B30P	$y = 0,3037x^3 - 7,0196x^2 + 27,403x + 463,45$	0,9964
B30PC	$y = 0,2768x^3 - 6,1201x^2 + 15,096x + 534,46$	0,9965

Potência		
	Equação regressão	R²
B10	$y = 0,0298x^3 - 0,9763x^2 + 8,5249x + 57,848$	0,9967
B10C	$y = 0,0303x^3 - 0,9652x^2 + 7,7451x + 72,39$	0,9791
B10P	$y = 0,0273x^3 - 0,9816x^2 + 8,9481x + 57,502$	0,9959
B10PC	$y = -0,6001x^2 + 6,9237x + 66,087$	0,9946
B20	$y = -0,566x^2 + 6,853x + 58,685$	0,9959
B20C	$y = -0,5204x^2 + 5,7803x + 74,483$	0,9933
B20P	$y = 0,0296x^3 - 1,0108x^2 + 8,9439x + 57,382$	0,9979
B20PC	$y = -0,6034x^2 + 6,8874x + 66,268$	0,997
B30	$y = -0,5844x^2 + 6,8135x + 56,972$	0,9951
B30C	$y = 0,0567x^3 - 1,3026x^2 + 8,8122x + 69,57$	0,996
B30P	$y = 0,0271x^3 - 1,0079x^2 + 9,2915x + 55,587$	0,9952
B30PC	$y = -0,6002x^2 + 6,7974x + 66,05$	0,9831

Consumo específico		
	Equação regressão	R²
B10	$y = 0,3076x^3 - 3,7527x^2 + 15,472x + 229,72$	0,9735
B10C	$y = 0,462x^3 - 6,0602x^2 + 24,467x + 228,95$	0,9362
B10P	$y = 1,0455x^3 - 16,038x^2 + 79,728x + 121,55$	0,9704
B10PC	$y = 0,7909x^3 - 11,455x^2 + 49,079x + 200,89$	0,8281
B20	$y = 0,3103x^3 - 3,9119x^2 + 17,019x + 235,6$	0,9415
B20C	$y = 0,3876x^3 - 5,2614x^2 + 22,634x + 234,28$	0,9498
B20P	$y = 0,2302x^3 - 2,8199x^2 + 12,032x + 237,03$	0,945
B20PC	$y = 0,3658x^3 - 4,4213x^2 + 17,09x + 235,53$	0,9917
B30	$y = 0,3168x^3 - 4,0241x^2 + 18,877x + 234,73$	0,9777
B30C	$y = 0,5151x^3 - 6,9933x^2 + 29,788x + 228,15$	0,9433
B30P	$y = -0,5474x^3 + 9,4436x^2 - 39,897x + 273,32$	0,5389
B30PC	$y = 0,3344x^3 - 4,3322x^2 + 17,38x + 240,96$	0,7474

APENDICE F - EQUAÇÕES DAS CURVAS DE REGRESSÃO E COEFICIENTE DE DETERMINAÇÃO (R²) PARA EMISSÕES DE POLUENTES DO MOTOR EM CADA TRATAMENTO

Material particulado		
	Equação regressão	R²
B10	$y = 0,0012x^3 - 0,017x^2 + 0,0631x + 0,056$	0,8167
B10C	$y = 0,0017x^3 - 0,024x^2 + 0,0667x + 0,1926$	0,9263
B10P	$y = 0,0013x^3 - 0,0182x^2 + 0,0634x + 0,04$	0,9565
B10PC	$y = 0,004x^3 - 0,0533x^2 + 0,1787x + 0,1016$	0,9736
B20	$y = 0,0001x^3 - 0,0016x^2 + 0,005x - 0,0004$	0,6733
B20C	$y = 0,0024x^2 - 0,0488x + 0,3473$	0,9732
B20P	$y = 0,0015x^3 - 0,0205x^2 + 0,0697x + 0,1142$	0,8877
B20PC	$y = 0,0019x^2 - 0,0238x + 0,2777$	0,7996
B30	$y = 0,001x^3 - 0,0138x^2 + 0,0451x + 0,0285$	0,9765
B30C	$y = 0,0031x^3 - 0,0418x^2 + 0,1408x + 0,0965$	0,9332
B30P	$y = 0,0006x^3 - 0,0102x^2 + 0,0605x + 0,0564$	0,6091
B30PC	$y = 0,0048x^3 - 0,0681x^2 + 0,2547x + 0,0226$	0,9319

Monóxido de carbono		
	Equação regressão	R²
B10	$y = 0,0027x^3 - 0,0345x^2 + 0,1381x + 0,2366$	0,7437
B10C	$y = -0,0203x^3 + 0,2892x^2 - 1,1442x + 1,6215$	0,4693
B10P	$y = 0,0037x^3 - 0,0497x^2 + 0,2003x + 0,3978$	0,6262
B10PC	$y = -0,0045x^3 + 0,045x^2 + 0,0146x + 0,0635$	0,736
B20	$y = 0,0041x^3 - 0,0543x^2 + 0,22x + 0,2213$	0,7463
B20C	$y = 0,01x^3 - 0,1366x^2 + 0,5214x + 0,2656$	0,8875
B20P	$y = 0,0024x^2 - 0,0223x + 0,6941$	0,0994
B20PC	$y = 0,0034x^3 - 0,0398x^2 + 0,1107x + 0,7874$	0,8993
B30	$y = 0,0112x^3 - 0,1472x^2 + 0,5567x + 0,1782$	0,9824
B30C	$y = 0,0051x^3 - 0,0654x^2 + 0,2255x + 0,4532$	0,8328
B30P	$y = 0,0007x^3 - 0,0049x^2 + 0,0065x + 0,6015$	0,2946
B30PC	$y = -0,0158x^3 + 0,2221x^2 - 0,8523x + 1,3512$	0,4338

HC		
	Equação regressão	R²
B10	$y = -9E-05x^3 + 0,0014x^2 - 0,0066x + 0,056$	0,3831
B10C	$y = 0,0002x^2 - 0,0029x + 0,0485$	0,8709
B10P	$y = 0,0003x^3 - 0,0043x^2 + 0,0181x + 0,0337$	0,5839
B10PC	$y = 0,0002x^3 - 0,0035x^2 + 0,0148x + 0,0404$	0,9755
B20	$y = 0,0004x^3 - 0,0058x^2 + 0,0207x + 0,029$	0,8929
B20C	$y = -0,0003x^2 + 0,0018x + 0,0491$	0,9002
B20P	$y = 1E-04x^3 - 0,0014x^2 + 0,0044x + 0,0466$	0,8514
B20PC	$y = -0,0004x^3 + 0,0046x^2 - 0,0102x + 0,0376$	0,9601
B30	$y = -0,0001x^3 + 0,0016x^2 - 0,005x + 0,0547$	0,8817
B30C	$y = 0,0002x^3 - 0,003x^2 + 0,0121x + 0,0315$	0,7321
B30P	$y = -5E-05x^3 + 3E-05x^2 + 0,0066x + 0,0303$	0,6857
B30PC	$y = 5E-05x^3 - 0,0003x^2 - 0,001x + 0,0506$	0,4174

Óxidos de nitrogênio		
	Equação regressão	R²
B10	$y = -0,0066x^3 + 0,0885x^2 - 0,4138x + 3,7171$	0,9795
B10C	$y = -0,0076x^3 + 0,1033x^2 - 0,5018x + 4,0263$	0,9877
B10P	$y = 0,0032x^3 - 0,0746x^2 + 0,4418x + 2,4294$	0,9027
B10PC	$y = -0,0112x^3 + 0,1254x^2 - 0,4177x + 3,5396$	0,9824
B20	$y = -0,0075x^3 + 0,1033x^2 - 0,4924x + 4,0788$	0,9602
B20C	$y = -0,013x^3 + 0,1834x^2 - 0,8691x + 4,7951$	0,9886
B20P	$y = -0,0107x^3 + 0,1453x^2 - 0,6437x + 4,2016$	0,9837
B20PC	$y = -0,0133x^3 + 0,1862x^2 - 0,7979x + 4,1313$	0,9815
B30	$y = -0,0087x^3 + 0,1161x^2 - 0,5218x + 4,0196$	0,9646
B30C	$y = -0,0075x^3 + 0,1048x^2 - 0,5433x + 4,2588$	0,9919
B30P	$y = -0,0191x^3 + 0,2676x^2 - 1,0575x + 4,1725$	0,3895
B30PC	$y = -0,0126x^3 + 0,172x^2 - 0,757x + 4,2523$	0,9996

APENDICE G – CÓDIGO UTILIZADO PARA EMULAÇÃO DO SINAL DE PRESSÃO DE COMBUSTÍVEL

```
// These constants won't change. They're used to give names to the pins used:
const int analogInPin1 = A0; // Analog input pin that the potentiometer is attached to
const int analogOutPin1 = 5; // Analog output pin that the LED is attached to
const int analogInPin2 = A1; // Analog input pin that the potentiometer is attached to
const int analogOutPin2 = 6; // Analog output pin that the LED is attached to
```

```
int entrada1 = 0; // value read from the pot
int saida1 = 0; // value output to the PWM (analog out)
int entrada2 = 0; // value read from the pot
int saida2 = 0; // value output to the PWM (analog out)
```

```
void setup() {
  // initialize serial communications at 9600 bps:
  Serial.begin(9600);
}
```

```
void loop() {
  // read the analog in value:
  entrada2 = analogRead(analogInPin2);
  // map it to the range of the analog out:
  saida2 = 0.93 * (entrada2 / 4);
  if (saida1 <= 1) {
    saida1 = 1;
  }

  // change the analog out value:
  analogWrite(analogOutPin1, saida1);

  // read the analog in value:
  entrada2 = analogRead(analogInPin2);
  // map it to the range of the analog out:
  saida2 = 1 * (entrada2 / 4); // + 0 * (entrada1 / 4);
  // change the analog out value:
  analogWrite(analogOutPin2, saida2);
}
```

```
// print the results to the Serial Monitor:
Serial.print("entrada1 = ");
Serial.print(entrada1);
Serial.print("\t saida1 = ");
Serial.println(saida1);
Serial.print("entrada2 = ");
Serial.print(entrada2);
Serial.print("\t saida2 = ");
Serial.println(saida2);

// wait 2 milliseconds before the next loop for the analog-to-digital
// converter to settle after the last reading:
delay(0);
}
```