FLAVIO GUSTAVO LEHMANN

ANÁLISE DA COMBUSTÃO E EMISSÕES EM MOTORES
A BIODIESEL

São Paulo
2015

FLAVIO GUSTAVO LEHMANN

ANÁLISE DA COMBUSTÃO E EMISSÕES EM MOTORES
A BIODIESEL

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

Orientador:
Prof. Dr. Song Won Park

São Paulo
2015

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 27 de julho de 2015

Assinatura do autor:

Flavio G. Lehmann

Assinatura do orientador:

Ly Won Kau

FICHA CATALOGRÁFICA

Lehmann, Flavio Gustavo

Análise da combustão e emissões em motores a biodiesel / F. G. Lehmann -- versão corr. -- São Paulo, 2015.

194 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1.motores de combustão interna 2.biodiesel 3.emissões 4.cana de açúcar
Brasil I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II.t.

FLAVIO GUSTAVO LEHMANN

ANÁLISE DA COMBUSTÃO E EMISSÕES EM MOTORES
A BIODIESEL

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Química

Orientador:
Prof. Dr. Song Won Park

São Paulo
2015

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Roberto Lehmann e Elizabeth Mariza Lehmann, que sempre me proveram das melhores oportunidades de estudo e incentivaram o meu gosto por engenharia.

Aos Professores Antonio Esio Bresciani, Reinaldo Giudici e Song Won Park que contribuíram com sugestões e correções desta Dissertação.

À minha esposa Melissa Lehmann que me incentivou para fazer este Mestrado.

Aos meus recém-nascidos filhos, Gabriela e Eduardo Vieira Lehmann, que trouxeram muita felicidade à minha vida.

AGRADECIMENTOS

Após muitos anos trabalhando com Combustão de Motores Diesel em empresas do mercado brasileiro, tive a grande oportunidade de fazer o Mestrado na Engenharia de Sistemas em Processos Químicos da USP São Paulo, onde aprimorei os meus conhecimentos através do estudo de trabalhos de Academia, indústrias e livros publicados. Várias matérias do Curso me ajudaram a melhor entender conceitos tão corriqueiros do dia-a-dia de um engenheiro. Nesta Dissertação apresento vários conceitos importantes, experiências de outros autores e, por fim, um estudo em sala dinamométrica com dados reais de motores diesel.

Agradeço à Cummins Brasil Ltda., em particular ao Sr. Eng.º Adriano Rishi e ao Sr. Eng.º Rafael S. Sanchez Torres, que possibilitaram que eu atendesse às aulas e desenvolvesse a Dissertação.

RESUMO

A rápida evolução do mercado automotivo, em função de maiores restrições sobre as emissões, impulsionou a utilização de várias alternativas para melhorias dos motores diesel, entre elas as mudanças nos seus componentes com o auxílio de ferramentas de modelagem e a utilização de combustíveis alternativos.

As características dos combustíveis afetarão a queima e, assim, alteram os resíduos do processo de combustão. Novos combustíveis podem também ser utilizados como uma alternativa para veículos de gerações anteriores com o intuito de reduzir as emissões.

Este estudo mostra os efeitos da utilização do Biodiesel B20 e do Biodiesel “Amyris” em motores de combustão interna. Para isso, foram realizados testes de motores em salas dinamométricas, e seus resultados confrontados e discutidos. Além disso, são abordados os efeitos do combustível no processo da combustão. Esta Dissertação está concentrada, principalmente, na emissão de NO_x e de material particulado, que são poluentes mais restritivos perante a Legislação brasileira de emissões CONAMA P7.

Palavras-chave: motores de combustão interna; biodiesel; combustão diesel de cana-de-açúcar; emissões; Euro V; NO_x ; material particulado (MP); características do combustível; processo de combustão.

ABSTRACT

The fast evolution of the automotive market, in light of the more restrictive emissions requirements, spurred several alternatives for improvements of diesel engines; among them, changes in the engine components with the aid of modeling tools and use of alternative fuels. The fuel characteristics will affect the combustion and thus combustion process residues. New fuels also can be an alternative for vehicles of previous generations of emissions, aiming of reducing them. This study shows the effects of the B20 biodiesel and “Amyris” biodiesel in diesel engines.

Engine tests were held in dynamometric testing cells and their results were compared and discussed. The effects of the different fuels in the combustion process are also discussed. This work is focused mainly in NO_x (nitrogen oxide) and particulate matter emissions, which are more restrictive pollutants regarding the Brazilian emissions legislation CONAMA P7.

Keywords: internal combustion engines; biodiesel; combustion; sugar cane fuel; emissions; Euro V; NO_x; particulate matter (PM); fuel characteristics; combustion process.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Valores especificados dos limites de emissões para NO _x e material particulado ao decorrer dos anos.....	21
Figura 2 - Produção de biodiesel, em bilhões de litros, desde o ano de 2007 até 2012 no Brasil	29
Figura 3 - Aumento da produção no mundo de biodiesel, em bilhões de litros, desde o ano de 1991 até 2003	29
Figura 4 - Taxa da liberação de calor por graus do virabrequim, traço da injeção de combustível e as três fases de combustão	37
Figura 5 - Esquema dos processos envolvidos na combustão	45
Figura 6 – Geometria básica de um motor	50
Figura 7 - Estudo de redução de NO para diferentes diluentes e capacidades caloríficas.....	53
Figura 8 - Diferença da temperatura na câmara de combustão (corte radial) do diesel de petróleo (a) e do biodiesel (b)	60
Figura 9 - Comparativo entre o número de cetano de diferentes combustíveis, biodiesel e diesel de petróleo.....	62
Figura 10 - Análise da duração da queima em função do ponto de injeção	69
Figura 11 - Variação da concentração de hc, CO e NO no escape de um motor convencional de ignição por centelha.....	79
Figura 12 - Desenho esquemático da chama com suas zonas de temperaturas e regiões de formações de gases e material particulado	83
Figura 13- Composição do material particulado em motores industriais. Composição dividida em fração solúvel (SOF) e não solúvel (IOF)	90
Figura 14 - Seção de corte conceitual da chama turbulenta, indicando o caminho da fuligem que escapa pelos vãos das pequenas chamas	93
Figura 15 - Relação do grau de colisão nas paredes por fumaça em motores diesel	95
Figura 16 - Curva de torque dos motores ISF e ISL utilizados nos testes.....	102
Figura 17 - Esquema da instalação dos equipamentos do laboratório de testes.....	105
Figura 18 - Esquema do motor quanto ao TDC e BDC	114
Figura 19 - Ciclo ESC, valores de rotação do motor e torque em percentual.....	128
Figura 20 - Representação das rotações de ensaio A, B e C do ciclo ESC	129

Figura 21 - Modos escolhidos (círculos hachurados) para o estudo nos ciclos de emissões ESC	130
Figura 22 - Relação da emissão de BSNO _x por BSDPM no Modo Potência Máxima do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B.....	138
Figura 23 - Relação da emissão de BSNO _x por BSFC no Modo Potência Máxima do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B.....	139
Figura 24 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo da Potência para Biodiesel B20 e referência S50-B.....	140
Figura 25 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo da Potência para Biodiesel B20 e referência S50-B	141
Figura 26 - Relação da emissão de BSNO _x por BSDPM no Modo A100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	142
Figura 27 - Relação da emissão de BSNO _x por BSFC no Modo A100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	143
Figura 28 - Taxa da liberação de calor e injeção de combustível do teste selecionado do Modo A100 para Biodiesel B20 e referência S50-B	144
Figura 29- Relação da emissão de BSNO _x por BSDPM no Modo B50 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	145
Figura 30 - Relação da emissão de BSNO _x por BSFC no Modo B50 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	145
Figura 31 - Taxa da liberação de calor e injeção de combustível do teste selecionado do Modo B50 para Biodiesel B20 e referência S50-B	146
Figura 32 - Relação da emissão de BSNO _x por BSDPM no Modo B100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	147
Figura 33 - Relação da emissão de BSNO _x por BSFC no Modo B100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	148
Figura 34 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo B100 para Biodiesel B20 e referência S50-B.....	149
Figura 35 - Torque disponível no eixo do motor na curva de torque para Biodiesel B20 e referência S50-B.....	150
Figura 36 - Curva da relação do consumo mássico e energético do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B.....	151

Figura 37 - Fumaça do escapamento do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	152
Figura 38 - Valores de NOx no teste ESC utilizando o Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	153
Figura 39 - Valores de fumaça no teste ESC utilizando o Biodiesel B20, normalizado em relação à referência Diesel S50-B	154
Figura 40 - Resultado do ciclo ESC do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência Diesel S50-B.....	155
Figura 41 - Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo A100 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	156
Figura 42 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo A100 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	157
Figura 43 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo A100 para Biodiesel Amyris e referência S50-B	158
Figura 44 - Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo B50 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	159
Figura 45 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo B50 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	160
Figura 46 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo B50 para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	161
Figura 47 - Torque disponível no eixo do motor na curva de torque para Biodiesel Amyris e Diesel S50-B.....	162
Figura 48 - Curva da relação do consumo volumétrico do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	163
Figura 49 - Curva da relação do consumo mássico e energético do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	164
Figura 50 - Curva de relação da fumaça do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B.....	165
Figura 51 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 2600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	166
Figura 52 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 2600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	166

Figura 53 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	167
Figura 54 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	167
Figura 55 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1100 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	168
Figura 56 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1100 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B.....	168
Figura 57 - Valores de fumaça, no teste ESC utilizando Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência Diesel S50-B	170
Figura 58 - Valores de NO _x , no teste ESC utilizando o Biodiesel Amyris, normalizado em relação a referência Diesel S50-B	171
Figura 59 – Resultado do ciclo ESC do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência Diesel S50-B	171
Figura 60 - Faixas de redução de BSNO _x dos quatro modos estudados do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	176
Figura 61 - Faixas de redução de BSDPM nos testes estudados do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B	178
Figura 62 - Faixas de redução de BSDPM dos testes estudados do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	181
Figura 63 - Faixas de redução de BSNO _x dos testes realizados do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B	182

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Combinação de propriedades do diesel utilizadas em teste para verificação do comportamento do motor.....	59
Tabela 2 - Composição das amostras utilizadas nos ensaios em sala de teste	99
Tabela 3 - Composição do Biodiesel B20 utilizado nos testes	99
Tabela 4 - Características físico-químicas dos combustíveis Diesel S50-B, Biodiesel B20 e Biodiesel Amyris	100
Tabela 5 - Características dos motores utilizados nos testes comparativos entre Biodiesel Amyris e Biodiesel B20	101
Tabela 6 - Equipamentos utilizados nas bancadas de teste em laboratório	104
Tabela 7 - Faixa de controle da operação do condicionador de ar AVL ACS 2400.....	107
Tabela 8 - Sequência de ensaio do ciclo europeu em regime constante (ESC).....	119
Tabela 9 - Variáveis de sala de teste, tipo de aquisição e equipamento responsável pela extração do valor	123
Tabela 10 - Primeira parte da tabela do exemplo de aquisição de dados em sala dinamométrica	124
Tabela 11 - Segunda parte da tabela do exemplo de aquisição de dados em sala dinamométrica	125
Tabela 12 - Terceira parte da tabela do exemplo de medidas em sala dinamométrica	126
Tabela 13 - Exemplo da matriz de teste utilizada para estudo em torque estático (tabela parcial)	132
Tabela 14 - Matriz combinatória dos parâmetros de injeção para os Modos B50 e A100 no estudo do Biodiesel Amyris	133
Tabela 15 - Modos do ciclo ESC para o teste do Biodiesel B20	134
Tabela 16 - Modos do ciclo ESC para o teste do Biodiesel Amyris	135
Tabela 17 - Propriedades do Biodiesel Amyris.....	188
Tabela 18 - Composição do Biodiesel Amyris	189
Tabela 19 - Caracterização do Biodiesel B100.....	190
Tabela 20 - Caracterização do Diesel S50-A (sem biodiesel)	191
Tabela 21 - Caracterização do Diesel S50-B, S10 e Biodiesel B20	192

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ATDC	(<i>after top dead center</i>) depois do ponto morto superior
BDC	(<i>bottom dead center</i>) ponto morto inferior
BSFC	(<i>break specific fuel consumption</i>) consumo de combustível específico
BTDC	(<i>before top dead center</i>) antes do ponto morto superior
CAD ou CA	(<i>crank angle in degrees</i>) graus do virabrequim
CFD	<i>computational fluid dynamic</i>
CN	(<i>cetane number</i>) número de cetano
Cp	calor específico a pressão constante
EGR	(<i>exhaust gas recirculation</i>) recirculação de gases de escape
ESC	(<i>European Stationary Cycle</i>) ciclo europeu em regime contante
FSN	<i>fuel smoke number</i>
hc	hidrocarboneto
HCCI	(<i>homogeneous charge compression ignition</i>) ignição por compressão saturada homogênea
HR	(<i>heat release</i>) liberação de calor
ID	(<i>ignition delay</i>) atraso da ignição
IOF	(<i>insoluble organic fraction</i>) fração orgânica insolúvel
"Knock"	ruído de combustão interna
LTC	combustão de baixa temperatura
"misfire"	queima incompleta
NO _x	óxidos de nitrogênio
OH·	radical hidroxila
PCI	(<i>premixed compression ignition</i>) ignição de compressão da pré-mistura
PCI	poder calorífico inferior (quando for o caso)
PM	(<i>particulate material</i>) material particulado
SOF	(<i>soluble organic fraction</i>) fração solúvel orgânica

"Squish"	distância entre o topo do pistão no ponto morto superior e o cabeçote
"Swirl"	turbulência dentro da câmara de combustão
TDC	(<i>top dead center</i>) ponto morto superior
λ	inverso da razão de equivalência
ϕ	razão de equivalência

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	18
1.1 MOTIVAÇÃO E OBJETIVO PARA O TRABALHO	22
1.2 TRABALHO E PUBLICAÇÃO DECORRENTE DESTA DISSERTAÇÃO	25
2. CONCEITOS MAIS RELEVANTES DO MOTOR A DIESEL	26
2.1 CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS SOBRE MOTORES DIESEL	30
2.2 INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E O PROCESSO DA COMBUSTÃO	33
2.2.1 <i>Quantidade de injeção de combustível</i>	39
2.2.2 <i>Evaporação do spray de combustível</i>	39
2.2.3 <i>Efeitos das propriedades do combustível</i>	40
2.2.4 <i>Distribuição do tamanho das gotas</i>	41
2.2.5 <i>Penetração do spray</i>	42
2.2.6 <i>Atomização do combustível</i>	42
2.2.7 <i>Spray do diesel e as etapas da combustão</i>	44
2.3 A QUALIDADE DA COMBUSTÃO	47
2.3.1 <i>Taxa de liberação de calor</i>	47
2.3.2 <i>Taxa de queima do combustível</i>	50
2.3.3 <i>Razão estequiométrica</i>	51
2.3.4 <i>Razão de equivalência</i>	52
2.3.5 <i>Fração de gás queimado</i>	52
2.3.6 <i>Atraso da ignição</i>	54
2.4 TIPOS DE COMBUSTÃO	62
2.4.1 <i>Recirculação de gases de escape (EGR)</i>	62
2.4.2 <i>Ignição por compressão saturada homogênea (HCCI)</i>	66
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	71
3.1 IMPACTO DAS PROPRIEDADES DO BIODIESEL	72
3.2 ÓXIDOS DE NITROGÊNIO	78
3.2.1 <i>Cinética da formação do NO (óxido nítrico)</i>	79
3.3 MATERIAL PARTICULADO	88
3.3.1 <i>Fenômeno da formação da fuligem</i>	92
4. MATERIAIS E MÉTODOS	98
4.1 MATERIAIS	98
4.2 MÉTODOS	102

4.2.1	<i>Conceitos de funcionamento dos principais equipamentos .....</i>	105
4.2.2	<i>Principais termos, definições e cálculos.....</i>	113
4.2.3	<i>Ciclo de ensaios realizados em sala dinamométrica.....</i>	126
5.	RESULTADOS.....	136
5.1	BIODIESEL B20	136
5.1.1	<i>Estudo no Modo Potência Máxima utilizando Biodiesel B20 .....</i>	137
5.1.2	<i>Estudo no Modo A100 utilizando Biodiesel B20.....</i>	142
5.1.3	<i>Estudo no Modo B50 utilizando Biodiesel B20.....</i>	144
5.1.4	<i>Estudo no Modo B100 utilizando Biodiesel B20.....</i>	147
5.1.5	<i>Curva de torque utilizando Biodiesel B20 .....</i>	149
5.1.6	<i>Teste de emissões ESC utilizando Biodiesel B20 .....</i>	152
5.2	BIODIESEL AMYRIS	155
5.2.1	<i>Estudo no Modo A100 utilizando Biodiesel Amyris.....</i>	156
5.2.2	<i>Estudo no Modo B50 utilizando Biodiesel Amyris.....</i>	158
5.2.3	<i>Curva de torque utilizando Biodiesel Amyris .....</i>	161
5.2.4	<i>Teste de emissões ESC utilizando Biodiesel Amyris.....</i>	169
6.	DISCUSSÃO	172
6.1	BIODIESEL B20	173
6.2	BIODIESEL AMYRIS	178
7.	CONCLUSÃO.....	183
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	185
	APÊNDICE	188
	BIOGRAFIA.....	193

1. INTRODUÇÃO

O motor movido a diesel vem sendo largamente utilizado no mundo, tanto nos países desenvolvidos quanto nos países em desenvolvimento, devido a sua grande eficiência em gerar torque com um consumo de combustível baixo e alta robustez. Nas Américas, é amplamente utilizado em caminhões e unidades de força, enquanto na Europa, verifica-se que o seu emprego em veículos de passeio é muito significativo, além do uso nos veículos de carga.

O portal do Ministério dos Transportes⁽¹⁾ apresenta uma breve história da utilização de motores diesel no Brasil, relacionando programas do governo da época, mostrando a importância do transporte a óleo diesel para o desenvolvimento do País.

O Brasil tem uma larga história de utilização de diesel, na maior parte do seu transporte interno. A sua utilização em ferrovias e hidrovias por motivos tanto geográficos, quanto políticos e estratégicos, acabou não sendo escolhido como a forma principal para a movimentação do transporte de cargas.

Em 1922, ao se celebrar o 1º Centenário da Independência do Brasil, existia no país um sistema ferroviário com, aproximadamente, 29.000 km de extensão, cerca de 2.000 locomotivas a vapor e 30.000 vagões em tráfego.

É importante salientar que, em São Paulo, as estradas de ferro foram decorrência natural das exportações agrícolas. Pode-se afirmar que existe uma relação natural entre a expansão da produção cafeeira do Vale do Paraíba e a construção de estradas de ferro naquela região. A construção dessas ferrovias, em São Paulo, teve início após a primeira metade do século XIX, formando verdadeira rede de captação do café em direção ao Porto de Santos. De 1867 até a década de 1930, existiam 18 ferrovias, sendo que, deste total, metade com extensões inferiores a 100 km serviam de ramais de captação de cargas para as grandes e médias companhias.

---

¹ <http://www.transportes.gov.br/>

Durante o Governo do Presidente Washington Luís (1926-1930), ocorreu o grande impulso para o desenvolvimento do rodoviarismo brasileiro com o chamado plano Catrambi, quando foram estabelecidas as bases da Rede Rodoviária do Brasil, o primeiro do gênero.

Em 1956, com o grande número de marchas e contramarchas do processo de revisão do PGVN/1934 (Ferrovias do Plano Geral de Viação Nacional de 1934), o Governo Juscelino Kubitschek, tendo em vista a urgência do seu Programa de Metas, solicitou e obteve a aprovação por Lei, a título provisório, de relações descritivas de um Plano Rodoviário Nacional e de um Plano Ferroviário Nacional (Lei nº 2.975/1956).

Em 1957, no Governo JK, a implantação de uma indústria automobilística nacional e a decisão de construir a nova capital no interior do país, impulsionaram o desenvolvimento rodoviário do Brasil.

De 1980 a 1992, os sistemas ferroviários pertencentes à RFFSA (Rede Ferroviária Federal S.A.) e à FEPASA (Ferrovia Paulista S.A.) foram afetados de forma dramática, quando os investimentos se reduziram substancialmente, atingindo, na RFFSA, em 1989, apenas 19% do valor aplicado na década de 1980. Em 1984, a RFFSA encontrava-se impossibilitada de gerar recursos suficientes à cobertura dos serviços da dívida contraída. A empresa suportava sério desequilíbrio técnico-operacional, decorrente da degradação da infra e da superestrutura dos seus principais segmentos de bitola métrica e da postergação da manutenção de material rodante, que ocasionaram expressiva perda de mercado para o modal rodoviário.

Na impossibilidade de gerar os recursos necessários para continuar financiando os investimentos, o Governo Federal colocou em prática ações voltadas à concessão de serviços públicos de transporte de carga à iniciativa privada.

Com a expansão da malha rodoviária e o grande desenvolvimento da frota de caminhões, com os investimentos privados, começou-se a sentir os malefícios da centralização de grandes frotas movidas a diesel, perto dos centros urbanos e mesmo dos portos, na sua maioria próximos às metrópoles de grande mercado consumidor. Com isso, a poluição proveniente dessas máquinas térmicas começou a ser evidenciada em altos níveis.

Devido ao atraso da indústria automobilística brasileira, normas ambientais defasadas e o fechamento do mercado até a década de 1990, o Brasil esteve sempre com veículos pesados operando com tecnologias ultrapassadas e de alto impacto ambiental.

A partir de 2009, as normas de emissões tornaram-se mais restritivas, ao fazer com que os motores passassem a ter tecnologias mais modernas para atingir um nível baixo de emissões. Essa providência acontece com uma defasagem de aproximadamente cinco anos em relação à Europa ocidental e aos Estados Unidos da América.

A partir de 2012, a legislação brasileira definiu os limites de emissões no Brasil para o nível P7, apresentando apenas um nível de defasagem em relação à Europa. Com essa alteração, observou-se um grande avanço nas tecnologias utilizadas na combustão dos motores.

Apesar de seguirmos as mesmas normas da comunidade Europeia. No Brasil, essas normas são definidas pelo IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) e intituladas CONAMA Fase P7 (Conselho Nacional do Meio Ambiente para Veículos Pesados Nível 7), equivalente ao Euro V da comunidade Europeia. Na Figura 1, verifica-se a evolução dos limites de emissões no Brasil, em valores absolutos e em percentual. Em 2012, atingimos 89% de redução do NO_x (óxidos de nitrogênio) e 97% do material particulado em relação a 1985 e 1990, respectivamente.

Fonte: Thiesel 2002 ⁽²⁾

Figura 1 - Valores especificados dos limites de emissões para NO_x e material particulado ao decorrer dos anos

A partir dos altos níveis de emissão de poluentes devido à utilização de energia não renovável, pode-se considerar eminente a chegada de novas tecnologias de combustíveis, tanto pelo aspecto ambiental quanto técnico. O diesel; feito com vegetais, gordura animal e até mesmo extraído da cana-de-açúcar; tem conquistado cada vez mais espaço nessa nova matriz renovável.

Para obter melhor consumo de combustível e menor níveis de emissões, esses motores têm sido explorados ao máximo na sua eficiência mecânica e térmica. Isto somente é possível com o desenvolvimento tecnológico do processo de queima dentro da câmara de combustão de combustíveis; cujas propriedades físico-químicas são mais adequadas ao motor; e, por fim, com a utilização de sistemas de pós-tratamento dos gases de escape por catalisadores.

² *Future and Potential of Diesel Injection Systems. THIESEL 2002 Conference on Thermo and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines*

Outro fator de grande impacto é a busca por combustíveis sustentáveis que tenham menos compostos provenientes do petróleo. Uma das grandes vertentes é a utilização de biodiesel vegetal misturado ao diesel do petróleo.

Atualmente, pode-se dizer que desponta um grande interesse mundial em minimizar ou, talvez, até eliminar a maioria das fontes de combustíveis geradoras de poluição. Este fato leva a acreditar que se pode provocar grandes impactos ambientais no planeta, afetando a qualidade de vida não só nos centros urbanos, como a destruição da biodiversidade e, sobretudo, estando entre as causas de muitos desastres *tidos como naturais*, que seriam, na verdade, provocados pela inabilidade humana, muitas vezes associada a interesses comerciais e industriais. Como exemplos podem ser citados os altos índices de consumo, desmatamento desenfreado das florestas, poluição dos rios e da atmosfera, produção de lixo em grande quantidade e a dificuldade de reaproveitamento e reciclagem, além de outras ações de difícil controle ambiental. Mesmo com o avanço da tecnologia e das iniciativas governamentais e não governamentais para controle dessas ações, há muita dificuldade para a sua contenção.

Tornam-se necessários investimentos em pesquisa e demais estudos, principalmente aqueles ligados a treinamento, conscientização de grupos de influência, educação ambiental e assim por diante, na área de combustíveis sustentáveis. Em tais condições, este trabalho, intitulado **Análise da combustão e emissões em motores a biodiesel**, contribui com as pesquisas correntes e oferece alguns subsídios técnicos para promoção do bem-estar material e social das comunidades.

1.1 Motivação e objetivo para o trabalho

O objetivo geral deste trabalho é estudar **como a combustão em um motor a diesel pode ser afetada pela utilização de biocombustíveis**. Para isso, por meio de pesquisa bibliográfica e de testes executados em laboratório de emissões, apresentam-se os principais impactos na eficiência da combustão, na formação de NO_x (óxidos de nitrogênio) e de material particulado (PM), com a utilização de dois

biocombustíveis: um partir do óleo de soja ou *Glycine Max L.* (20% na mistura S50, padrão de mercado) e outro a partir da cana-de-açúcar (100% puro, do fabricante Amyris), comparados com o diesel de petróleo S50 de mercado (95% de diesel e 5% de biodiesel). Para tanto, reviu-se estudos que envolvem diretamente o processo químico e físico da queima do combustível dentro da câmara de combustão. Os sistemas de pós-tratamento de gás de escape estão além do escopo deste trabalho.

Os parâmetros tais como: número de cetano, densidade, viscosidade, percentual de enxofre, entre outros, são avaliados nos biocombustíveis e suas respectivas influências no processo físico e químico que são verificados por meio de testes de consumo de combustível e emissões realizados em sala dinamométrica.

O trabalho tem início com a Introdução (Capítulo 1), na qual são feitas considerações sobre o uso do motor movido a diesel no mundo. Apresenta, em seguida, um breve relato sobre os meios de transporte no Brasil e o uso desse combustível no transporte de carga, incluindo o ferroviário.

Em itens seguintes são apresentados o Objetivo Geral e a subdivisão do trabalho em seis Capítulos: no Capítulo 2 (Conceitos mais relevantes do motor a diesel), são apresentados os conceitos mais relevantes na análise de um motor a combustão interna. Infelizmente, nem todos estes cálculos podem ser realizados no experimento exposto aqui, mas os conceitos envolvidos nesse capítulo permitem ao leitor se situar nos processos existentes que são de extrema importância para compreensão da combustão. O Capítulo 3 (Revisão bibliográfica) apresenta os livros e os trabalhos publicados. Estas fontes de teoria e prática, que compreende o período de 2001-2014, são apresentadas ao leitor. No Capítulo 4 (Materiais e métodos), a parte experimental é descrita para proporcionar uma visão do laboratório nos quais os experimentos foram realizados, além dos principais termos, definições e cálculos. No Capítulo 5 (Resultados), os resultados dos estudos são apresentados para ambos os combustíveis estudados. Para o desfecho do trabalho, a discussão dos resultados é exposta no Capítulo 6 (Discussão). O Capítulo 7 (Conclusão) expõe, além de uma breve reflexão dos assuntos discutidos, a posição deste autor sobre o trabalho desenvolvido. A Referência Bibliográfica, Apêndice e Biografia encerram esta Dissertação.

Melhorias mecânicas e térmicas nos motores, a utilização de turbo compressor e o resfriamento dos gases de admissão provenientes da compressora (com o chamado *inter-cooler*), foram de grande valia para a evolução dos motores atuais, na busca do aumento de eficiência do motor a diesel.

A modernização do sistema de injeção, no Brasil, foi o grande passo para o desenvolvimento dos motores de combustão a diesel, na década de 2010. Em seguida, a utilização de recirculação de gases de escape (EGR - *Exhaust Gas Recirculation*) e a utilização de catalisadores possibilitaram grande avanço para atingir níveis de emissões de acordo com os padrões Euro IV e Euro V (CONAMA P7 no Brasil). Segundo estimativas, no Brasil, em 2020, o padrão Euro VI, finalmente será alcançado com a junção dessas tecnologias. Outro avanço tem sido o desenvolvimento e a melhoria da combustão no cilindro. Diversos trabalhos de modelagem foram desenvolvidos com o intuito de modificar a câmara de combustão, admissão de ar, turbulência do ar e jato de injeção de combustível, os quais tiveram o objetivo de reduzir o consumo de combustível, emissões de NO_x (óxidos de nitrogênio) e material particulado (PM).

Por fim, a utilização de biocombustíveis vem sendo realizada como alternativa para reduzir emissões dos sistemas já operacionais em campo, em que há, ainda em operação, uma grande variedade de motores com tecnologias ultrapassadas. No caso dos motores modernos que atendem o CONAMA P7, estes devem ser compatíveis com os biocombustíveis e devem manter-se dentro dos padrões de emissões estabelecidos.

Essas formas de desenvolvimento dos sistemas atuais estão sendo mais efetivas, principalmente, na redução da emissão de material particulado, redução do consumo de diesel mineral e reaproveitamento dos óleos que são descartados no meio ambiente e que agora estão sendo utilizados como biodiesel.

Dentro desse panorama de melhoria de projeto de motores, operação, pós-tratamento de gases de escape e uso de biocombustíveis, o presente trabalho contribui com os estudos científicos apresentados.

1.2 Trabalho e publicação decorrente desta Dissertação

LEHMANN, F. G.; PARK, S. W.; TORRES, R. S. S. Emission study of an Euro V diesel engine operating on biodiesel blends. **SAE International**, 36-0168, 2012.

2. CONCEITOS MAIS RELEVANTES DO MOTOR A DIESEL

Para entendimento da tecnologia utilizada nos motores a diesel na última década, foi realizada uma pesquisa na literatura no período de 2000 a 2013 com três mil trabalhos. Destes, foram analisados e selecionados para estudo dos conceitos e metodologias de trabalho os seguintes livros:

- P.A. Lakshminarayanan e Y. V. Aghav - *Modelling Diesel Combustion*. Springer, 2010.
- S. McAllister, J. Chen e A. C. Fernandez Pello - *Fundamentals of Combustion Processes*. Springer, 2011.
- Y. Shi, H. Ge e R. D. Reitz - *Computational Optimization of Internal Combustion Engines*. Springer, 2011.
- S. R. Turns - *An introduction to Combustion*, WCB/McGraw-Hill, 2000.
- J. B. Heywood - *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

No sítio BiodieselBR⁽³⁾, pode-se verificar um pouco da história da invenção do motor a diesel e sua utilização:

A criação do primeiro modelo do motor a diesel que funcionou de forma eficiente data do dia 10 de agosto de 1893. Foi criado por Rudolf Diesel, em Augsburg, Alemanha, e por isso recebeu este nome. Alguns anos depois, o motor foi apresentado oficialmente na Feira Mundial de Paris, França, em 1898. O combustível então utilizado era o óleo de amendoim, um tipo de biocombustível obtido pelo processo de transesterificação.

Os primeiros motores tipo diesel eram de injeção indireta. Tais motores eram alimentados por petróleo filtrado, óleos vegetais e até mesmo por óleos de peixe.

Entre 1911 e 1912, Rudolf Diesel fez a seguinte afirmação:

O motor a diesel pode ser alimentado por óleos vegetais, e ajudará no desenvolvimento agrário dos países que vierem a utilizá-lo.

---

³ <http://www.biodieselbr.com/>

....

O uso de óleos vegetais como combustível pode parecer insignificante hoje em dia. Mas com o tempo irão (*sic*) se tornar tão importantes (*sic*) quanto o petróleo e o carvão são atualmente.

Um dos primeiros usos do óleo vegetal transesterificado foi o abastecimento de veículos pesados na África do Sul, antes da Segunda Guerra Mundial. O processo chamou a atenção de pesquisadores norte-americanos durante a década de 40, quando buscavam uma maneira mais rápida de produzir glicerina para alimentar bombas, no período de guerra.

Após a morte de Rudolf Diesel, a indústria do petróleo criou um tipo de óleo que denominou de "Óleo Diesel" que, por ser mais barato que os demais combustíveis, passou a ser largamente utilizado. Foi esquecido, desta forma, o princípio básico que levou à sua invenção, ou seja, um motor que funcionasse com óleo vegetal e que pudesse ajudar de forma substancial no desenvolvimento da agricultura dos diferentes países. A abundância de petróleo aliada aos baixos custos dos seus derivados fez com que o uso dos óleos vegetais caísse no esquecimento. Mas os conflitos entre países e o efeito estufa foram elementos que marcaram de forma definitiva a consciência do Desenvolvimento Autossustentável pelos ambientalistas. Dessa maneira, a fixação do homem no campo e o aumento do consumo de combustíveis fósseis fizeram com que houvesse, mais uma vez, a preocupação com a produção de óleo vegetal para ser utilizado em motores.

O mesmo portal apresenta um panorama atual da utilização do biodiesel, ressaltando a sua importância como possível alternativa ao diesel tradicional no mundo:

O biodiesel surgiu mundialmente como uma alternativa promissora aos combustíveis minerais, derivados do petróleo. O caráter renovável torna o produto uma fonte importante de energia no longo prazo. Além de outras vantagens.

Os biocombustíveis vêm sendo testados atualmente em várias partes do mundo. Países como Argentina, Estados Unidos, Malásia, Alemanha, França e Itália já produzem biodiesel comercialmente, estimulando o desenvolvimento de escala industrial.

...

A União Europeia produz anualmente mais de 1,35 milhão (*sic*) de toneladas de biodiesel, em cerca de 40 unidades de produção. Isso corresponde a 90% da produção mundial de biodiesel. O governo garante incentivo fiscal aos produtores, além de promover leis específicas para o produto, visando melhoria das condições ambientais através da utilização de fontes de energia mais limpas. A tributação dos combustíveis de petróleo na Europa, inclusive do óleo diesel mineral, é extremamente elevada, garantindo a competitividade do biodiesel no mercado.

As refinarias de petróleo da Europa têm buscado a eliminação do enxofre do óleo diesel. Como a lubrificidade do óleo diesel mineral dessulfurado diminui muito, a correção tem sido feita pela

adição do biodiesel, já que sua lubricidade é extremamente elevada. Esse combustível tem sido designado, por alguns distribuidores europeus, de 'Super Diesel'.

No mercado internacional, o biodiesel produzido tem sido utilizado em: veículos de passeio, transporte de estrada, fora de estrada, construção, agrícola, frotas cativas, transporte público e geração de eletricidade.

O maior país produtor e consumidor mundial de biodiesel é a Alemanha, responsável por cerca de 40% da produção mundial. Sua produção é feita a partir da colza, produto utilizado principalmente para nitrogenização do solo. A extração do óleo gera farelo proteico, utilizado como ração animal. O óleo é distribuído de forma pura, isento de mistura ou aditivos, para a rede de abastecimento de combustíveis compostas por cerca de 1700 postos.

Na Europa foi assinado, em maio/2003, uma Diretiva pelo Parlamento Europeu, visando a substituição de combustíveis fósseis por combustíveis renováveis. (...).

De acordo com a American Biofuels Association, com incentivos dos governos comparado (*sic*) a aqueles que foram dados ao etanol, as vendas de biodiesel podem alcançar 7600 milhões de litros por ano ou substituir 8% do consumo de diesel nas rodovias americanas.

Neste nível de penetração de mercado, o biodiesel poderia provavelmente ser utilizados (*sic*) em frotas de ônibus e caminhões pesados (principalmente em mistura de 20% ao diesel fóssil), navios, construção e máquinas agrícolas, aquecimento residencial, e geração de energia elétrica.

Na Figura 2, observa-se a crescente produção de biodiesel no Brasil a partir de 2007 até 2012, ocorrendo grande aumento em 2008 e 2010 e continuando a subir progressivamente até 2012.

● Produção de biodiesel no Brasil

EM BILHÕES DE LITROS POR ANO

Fonte: ANP e UBRABIO

Figura 2 - Produção de biodiesel, em bilhões de litros, desde o ano de 2007 até 2012 no Brasil

Na Figura 3, observa-se crescente aumento da produção de biodiesel, principalmente, na Europa ocidental. No panorama atual mundial, a utilização do biodiesel está cada vez mais acentuada e com crescimento exponencial.

Fonte: Instituto Australiano de Biocombustível

Figura 3 - Aumento da produção no mundo de biodiesel, em bilhões de litros, desde o ano de 1991 até 2003

2.1 Considerações teóricas sobre motores diesel

A combustão no motor a diesel foi modernizada ao decorrer da evolução das pesquisas e estudos, principalmente com as alterações nos sistemas de combustão e pós-tratamento, ambos tendo como objetivo melhorar o nível de emissões e rendimento do motor. Para tal, foi otimizada a câmara de combustão de forma que atuasse em conjunto com um spray de combustível de alta pressão, além de inúmeras melhorias na admissão de ar do motor. No caso do pós-tratamento, são empregados catalisadores que conseguem modificar os gases ainda no duto de escape.

Os sistemas de pós-tratamento são muito importantes, pois podem ter a sua eficiência adicionada à solução já empregada no motor na sua combustão. Outros aprimoramentos, também, costumam ser realizados nas partes mecânicas do motor básico que visam a reduzir emissões e perdas de potência. Como exemplo, podemos citar a melhoria dos anéis de pistões e retentores de válvulas, para que haja menor gasto de óleo lubrificante, como contribuição à emissão do material particulado do motor. Uma melhoria de 3% de potência gerada representará uma redução específica de emissões (g/kW.h) nesse mesmo percentual, o que não significa que a emissão (g/h) tenha redução igual.

As modificações nas características da vazão e de injeção do combustível, visando à melhoria na combustão, serão discutidas aqui. Há, também, que considerar os inúmeros progressos na entrega do combustível na câmara de combustão no motor que o sistema de injeção moderno permite, como, comando da pressão e ponto de injeção por comando eletrônico, uso de pré ou mesmo pós-injeção do combustível, durante cada ciclo de injeção.

Os modernos sistemas de injeção de combustível admitem mais de uma injeção por ciclo de combustão e são capazes de trabalhar, em um mesmo ciclo de combustão, com até sete injeções consecutivas. Além disso, a quantidade e o tempo entre cada uma delas são facilmente ajustados, assim como a pressão de injeção, ainda com valor comum a todas do ciclo.

Toda essa flexibilidade da injeção de combustível permite melhorar as emissões do material particulado e do NO_x , e afeta também o consumo específico do diesel, que é um fator de alta importância. O jato do combustível com alta energia cinética modifica as interações entre o comburente e o combustível que se misturam durante a injeção do combustível, aumentando a temperatura e a velocidade deste que entra no sistema, auxiliando a atomização e influenciando na formação e no perfil de distribuição das gotículas na câmara.

Outros fatores diretamente ligados ao fenômeno da combustão no motor a diesel são: tempos de abertura das válvulas, turbo compressor, escoamento do ar no cabeçote, desenho da câmara de combustão e outros.

O comburente pode ser modificado quanto às suas propriedades físico-químicas, por recirculação dos gases de escape na admissão de ar (EGR), aspiração natural, turbo-compressor, trocador de calor para o ar de admissão, entre outros.

O combustível pode ser injetado com a utilização de diferentes tecnologias, para o ângulo do spray, número de jatos, geometrias entre os jatos, geometria do orifício, volume morto do bico injetor, pressão de injeção, capacidade de múltipla injeção por ciclo e outros.

Atualmente, muitos estudos são feitos para que o processo da queima do combustível seja mais eficiente. Modelamentos matemáticos são realizados para prever a interação do jato de diesel com a câmara de combustão, a velocidade e a quantidade de admissão de ar pelos dutos do cabeçote. Sempre que as modificações são realizadas, devem ser observados os limites de emissões, consumo de combustível, partículas sólidas no óleo do motor (*Lube Oil Soot*), temperaturas e pressões de saída do coletor de escape e outras. Esses estudos utilizam *softwares* de CFD (*Computacional Fluid Dynamic*) para calcular e simular a interação dessas variáveis com a combustão.

Em seu livro *Fundamentals of Combustion Processes*, McAllister, Chen e Pello (2011) expõem alguns conceitos principais dos motores a diesel. Os motores de tecnologia

atual de ignição por compressão chegam a uma eficiência de 45% devido às inúmeras melhorias e otimizações realizadas e acumuladas:

- Maior taxa de compressão de ar, chegando até 20:1 em volume, o que aumenta a eficiência térmica;
- Inexistência da borboleta de admissão de ar, o que reduz as perdas de bombeamento (sucção do ar) e assim aumenta a eficiência do motor;
- Rotação do motor reduzida, resultando menor perda por atrito;
- Razão de equivalência (relação mássica da combustão atual dividida por relação mássica estequiométrica de combustível por ar) mais pobre (Θ de 0,7 até 0,8), que produz menos hidrocarbonetos (hc) não queimados e menos CO (monóxido de carbono), que são carregados pelos gases de escape.

Os motores que operam com ignição espontânea são em geral mais pesados do que os que operam por centelha, devido a sua maior robustez para conseguir suportar altas pressões internas, e possuem melhor eficiência em quase todas as faixas de operação quando comparados com motores por centelha.

Ruído é uma desvantagem de motores a diesel de combustão espontânea (principalmente os de alta cilindrada). Esse problema vem sendo contornado com a utilização de múltiplas injeções de combustível, que formam uma pré-queima de pequena quantidade de combustível, e após este evento, a queima da quantidade principal de combustível. Assim, com essa dupla injeção por ciclo cria-se um conforto auditivo por evitar o ruído único e abrupto.

No motor a diesel, o controle da quantidade de torque gerado pelo motor vem da quantidade de combustível injetado, ao contrário do motor a centelha, que é controlado por uma borboleta que comanda a quantidade de mistura admitida.

Uma vez que no motor por compressão a mistura do ar com o combustível não ocorre como uma pré-mistura fora do cilindro, torna-se importante que a mistura ocorra de forma eficiente dentro do cilindro em tempo bem reduzido; por causa disso, nos motores a diesel, o projeto da câmara do pistão e do injetor são bastante elaborados.

No processo da combustão do diesel por autoignição, por não ser controlado por uma centelha, o combustível é injetado em alta pressão na forma de um jato pulverizado

tardiamente na fase de compressão. Na evaporação do combustível e sua mistura com o ar, autoignições locais ocorrem e chamas surgem entre o combustível e o ar ao redor da região externa do spray. Estas chamas queimam na condição estequiométrica, gerando altas temperaturas e produzindo NO_x (óxidos de nitrogênio) em grande concentração. E o material particulado forma-se principalmente em regiões ricas no centro do spray.

Além dos atributos positivos do motor a diesel, é importante também ressaltar suas desvantagens:

- A chama do spray do líquido queima no modo de chama difusiva, gerando altas temperaturas e assim alto NO_x ;
- Em condição de torque elevado do motor, altas quantidades de combustível injetado formam muito material particulado;
- Elevado custo do motor a diesel, devido ao sistema de injeção preciso e de alta pressão;
- Rotação de trabalho máxima é menor que motores a centelha, então o pico de potência é menor.

2.2 Injeção de combustível e o processo da combustão

Vários conceitos e cálculos são apresentados nas próximas seções, a fim de ajudar o leitor a entender os aspectos mais relevantes do processo de combustão de um motor a diesel.

Heywood (1988) explica que a combustão é um processo extremamente complexo e depende de diversos fatores, como os citados:

- Características do combustível;
- Projeto do motor;
- Projeto da câmara de combustão;
- Sistema de injeção;
- Condições de operação.

O processo de combustão do diesel é heterogêneo, instável e tridimensional. Houve um grande avanço no desenvolvimento conceitual da combustão no motor, mas a capacidade de descrever os processos críticos e individuais da combustão de forma quantitativa permanece escassa.

O combustível é injetado no cilindro e câmara de combustão ao final da compressão, um pouco antes do momento desejado para o início da combustão, ou seja, próximo ao ângulo zero do virabrequim (ângulo formado pelo virabrequim entre o ponto morto superior TDC e a posição atual do virabrequim). O combustível, ainda líquido, é injetado em alta velocidade devido à alta pressão por um ou mais orifícios, atomiza em pequenas gotas e penetra na câmara de combustão. A atomização do diesel em alta temperatura e pressão faz com que se vaporize e se misture com o ar comprimido no cilindro. Ao atingir o ponto de autoignição do combustível, a combustão ocorre em vários locais em que há a mistura ar-combustível com um pequeno atraso da autoignição depois da injeção. Sendo que o início de injeção e de autoignição estão associados a graus (posição) do virabrequim.

A pressão de cilindro aumenta à medida que ocorre a queima da mistura ar-combustível. A decorrente compressão da porção não queimada da massa de ar admitida diminui o atraso antes da ignição do combustível e do ar que estão misturados dentro do limite de combustibilidade, que então vão queimar rapidamente. Isto também reduz o tempo de evaporação do combustível remanescente.

Todo combustível deve passar pelas fases do processo, conforme relacionadas:

- Atomização;
- Vaporização;
- Mistura;
- Combustão;
- Mistura dos gases remanescentes com ar fresco (durante a combustão e expansão).

Seguem algumas importantes consequências do processo de combustão na operação do motor a diesel:

- A) Como ocorre a compressão do ar, depois a injeção de combustível seguida de autoignição, não ocorre “*knock*” ou “detonação” que é a combustão no momento não desejado, que gera ruído;
- B) Visto que a injeção é utilizada para controlar o ponto da combustão, o período de atraso entre o início da injeção e o começo da combustão deve ser mantido pequeno e reproduzível. Um ligeiro atraso da combustão é necessário para que se mantenha o motor dentro dos limites de pressão de combustão. Ou seja, a característica de ignição espontânea deve ser mantida dentro de uma faixa especificada, o que requer que o combustível tenha um número de cetano acima de um certo valor;
- C) Para controlar o torque do motor, varia-se a quantidade do combustível injetado por ciclo, com vazão de ar quase inalterada, sem necessitar da válvula borboleta. Assim, o trabalho de bombeamento (sucção de ar) é baixo, aumentando a eficiência mecânica de cargas parciais;
- D) Assim que se aumenta a injeção de combustível por ciclo (condição de plena carga), ocorre a falta de ar gerando excesso de material particulado. Essa fuligem excessiva, na saída, limita a relação combustível-ar para valores em torno de 20% abaixo da estequiometria.

O grande desafio no projeto da câmara de combustão é gerar uma mistura, entre o diesel injetado e o ar no cilindro, rápida o suficiente de modo que a combustão ocorra na posição em que o pistão está próximo ao ponto morto superior, onde ocorrem as maiores taxas de mistura e assim as melhores taxas de queima de combustível.

A velocidade média do pistão na rotação de máxima potência declarada é aproximadamente constante pelo diâmetro do pistão. A máxima rotação de potência declarada é inversamente proporcional ao curso do pistão (deslocamento total do pistão). Para um intervalo fixo de graus do virabrequim, o tempo para que a combustão ocorra será proporcional ao curso. Em motores de pequeno tamanho (e pequeno curso), a mistura entre o combustível injetado e o ar deve ocorrer em um período de tempo muito menor do que em motores de grande curso. Para melhorar a mistura combustível-ar, o projeto da câmara de combustão (incluindo os dutos das válvulas de admissão) e do sistema de injeção de combustível devem ser substancialmente

melhorados, para prover a movimentação do combustível-ar dentro do cilindro, requerida para atingir as taxas de mistura combustível-ar desejadas.

Assim, quanto menor o tamanho do motor (menor curso), mais vigorosa deve ser a movimentação do ar durante a sua admissão, e menor deve ser a penetração do jato quando comparado com motores de curso maior.

O conceito de taxa da liberação de calor ou *heat release (HR)* é amplamente utilizado para entender a combustão nos motores. Com a medição da pressão de cilindro durante a combustão, as mudanças de pressão são diretamente relacionadas à quantidade de energia química do combustível liberada pela combustão, enquanto mantém a simplicidade do tratamento do conteúdo da câmara de combustão como uma zona simples.

A sequência da combustão pode ser visualizada em processos experimentais: em spray de combustível, chama da pré-mistura, chama difusiva e chama de mistura super rica em combustível.

O processo geral de um motor de ignição por compressão a diesel pode ser sumarizado nos estágios expostos na Figura 4.

Grau de virabrequim (CA ou CAD *Crank Angle Degree*) é o ângulo formado pelo virabrequim entre o ponto morto superior (TDC *Top Dead Center*) e a posição real do virabrequim. Lembrando-se de que o grau do virabrequim (fase) e do pistão e suas respectivas velocidades, angular e de posição, estão associadas à rotação do virabrequim.

Fonte: próprio autor

Figura 4 - Taxa da liberação de calor por grau do virabrequim, traço da injeção de combustível e as três fases de combustão

A seguir, apresento a descrição das fases expostas no gráfico da Figura 4:

Atraso da ignição (A-B): compreende desde (A) - onde ocorre SOI (*start of injection*), medido pelo sinal elétrico da solenóide do injetor de combustível - até (B), que indica SOC (*start of combustion*), determinado pelo início do aumento da taxa da liberação de calor, como o visto na curva da Figura 4.

1ª fase (B-C), combustão de pré-mistura ou da rápida combustão: é onde a taxa de queima é alta, e ocorre rapidamente em poucos graus de virabrequim. E verifica-se rápido crescimento da pressão de cilindro.

2ª fase (C-D), combustão difusiva ou controlada pela mistura: período em que a taxa da liberação de calor tem um pico e cai novamente decorrente da entrada da fase de expansão do pistão. É o principal estágio tendo duração de até 40° do virabrequim, e, juntamente com a 1ª fase, consome 80% do combustível total. Esta etapa é controlada

pela taxa de mistura do ar com o combustível, no decorrer do tempo, e depende de vários processos como: atomização do combustível, vaporização, mistura do vapor com o ar e a formação das pré-chamas das reações químicas. O principal fator é a mistura do vapor do combustível com o ar.

2ª fase (C-D), combustão difusiva ou controlada pela mistura: é onde a taxa de liberação de calor tem um pico e cai novamente em razão da entrada na fase de expansão do pistão. Entre vários processos envolvidos, aqui a taxa de queima se dá, principalmente devido à mistura de ar com o vapor de combustível, que a gota do spray produz, portanto de modo difusivo ao redor desta gota. Outras variáveis envolvidas nesta etapa são atomização prévia do combustível, vaporização e a reação química das pré-chamas. É a principal fase, tipicamente iniciando a fase em 20 graus e terminando em até 40 graus de virabrequim, a título de ilustração. Ao terminar esta fase, consumiu-se a maior parte do combustível, isto é, cerca de 80% do total injetado na combustão.

3ª fase (D-E), de combustão tardia: onde a taxa de liberação de calor ocorre de modo mais lenta, com o curso do pistão em expansão. Apresenta pequena fração residual de combustível ainda não queimado e outra porção de combustível presente na fuligem. Temperatura menor devido à expansão e menor concentração de combustível torna a combustão de gases residuais mais lenta.

A injeção, a mistura e a queima do combustível têm padrões que podem ser representados da seguinte forma:

- I. Injeção de combustível: mantém uma grande inércia do processo de injeção; a mistura ocorre imediatamente quando o combustível adentra a câmara e é pouco afetado pela combustão.
- II. Depósito nas paredes: a mistura com o ar é desprezível visto que ainda não houve evaporação, durante o atraso da ignição. Depois da ignição, a evaporação torna-se rápida e a sua taxa é controlada pelo acesso de gases quentes na superfície; a mistura radial ocorre pela diferença das forças centrífugas. A queima é postergada devido ao atraso da ignição.

- III. Combustível distribuído próximo da parede: a mistura ocorre durante o atraso da ignição com uma taxa menor que no mecanismo I. Depois da ignição, a mistura é acelerada pelo mecanismo similar de II.

2.2.1 Quantidade de injeção de combustível

Para entender os mecanismos da injeção, pode-se utilizar uma equação mais simples que considera a vazão mássica ($\dot{m}_f$) expressa em relação à diferença de pressão na injeção, assumindo fluxo no injetor quase-estacionário, incompressível e unidimensional, conforme a equação (1).

$$\dot{m}_f = C_D \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta p} \quad (1)$$

Sendo:

A_n	mínima área do bico injetor
C_D	coeficiente de descarga
ρ_f	massa específica do combustível
Δp	perda de pressão no bico injetor

Com Δp razoavelmente constante, no período de injeção, a massa de combustível injetada em relação ao ciclo total com N rotações do motor, é dada pela equação (2).

$$m_f = C_D \cdot A_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta p} \frac{\Delta \theta}{360 \cdot N} \quad (2)$$

Com $\Delta \theta$ em graus de ângulo de virabrequim (CAD) no período de injeção, e N é a rotação em rpm. Geralmente $\dot{m}_f$ é expresso em kg/h e m_f em mg/ciclo.

2.2.2 Evaporação do spray de combustível

O combustível líquido é atomizado em pequenas gotas perto da saída do orifício para formar o spray. Na estrutura básica de um spray que evapora nessas condições, existe um núcleo ao longo dele, onde os líquidos em filete e em gotas se mantêm do início

ao fim da injeção. Ao redor desse núcleo, há uma região maior de spray contendo vapor, que continua penetrando na câmara de combustão.

A distribuição do vapor é carregada ao redor da câmara pelo *swirl* do fluxo de ar, mostrando-se bem espalhada, à parte da influência da turbulência local.

O processo de evaporação dentro da câmara de combustão leva em conta:

- Desaceleração da gota devido ao arraste aerodinâmico;
- Transferência de calor do ar para a gota;
- Transferência de massa do combustível vaporizado vindo da gota.

2.2.3 Efeitos das propriedades do combustível

A característica química do combustível é a mais importante para o atraso da ignição. A qualidade de ignição do combustível, é definida pelo seu número de cetano (CN).

A dependência do número de cetano em relação à estrutura molecular do combustível resulta em :

- Compostos parafínicos de cadeia linear (alcanos normal) possuem a mais alta qualidade de ignição, que melhora à medida que o comprimento da cadeia aumenta, reduzindo o atraso.
- Compostos aromáticos têm número de cetano baixo e apresentam grande atraso de ignição (assim como os álcoois, o que dificulta a utilização do metanol e etanol como combustível alternativo para o motor a diesel).

Aditivos ainda podem ser utilizados para melhorar a qualidade da ignição, reduzindo o seu atraso. A definição e medição de número de cetano serão detalhadas no capítulo 4.

2.2.4 Distribuição do tamanho das gotas

As condições da injeção, tais como, pressão de injeção, área do orifício e vazão de injeção, e as propriedades do ar e do combustível influenciam no tamanho das gotas.

Os detalhes do processo de atomização são diferentes no centro e nas bordas do spray, e as trajetórias das gotas individuais dependem do tamanho destas, da velocidade inicial, e da localização dentro do spray.

A predição do diâmetro médio inicial da gota $\overline{D_d}$ é:

$$\overline{D_d} = c \cdot \frac{2\pi\sigma\lambda^*}{\rho_g v_r^2} \quad (3)$$

$$\lambda^* = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) (Re_j/We_j)^2 \quad (4)$$

As gotas iniciais são formadas pela instabilidade das ondas da superfície do líquido do spray, e λ^* é o adimensional do comprimento da onda de crescimento mais rápida.

Com número de Reynolds do jato $Re_j = \rho_l v_j d_n / \mu_l$, e número de Weber do jato $We_j = \rho_l v_j^2 d_n / \sigma$. Sendo:

σ	tensão superficial do combustível líquido
ρ_g	densidade do gás
ρ_l	densidade do líquido
v_r	velocidade relativa entre o líquido e o gás
c	constante
d_n	diâmetro do orifício
v_j	velocidade do jato
μ_l	viscosidade dinâmica do líquido

Nota-se que, apesar de λ^* ser um parâmetro importante, a equação supõe que a partir de v_r e v_j (influenciado por d_n), o diâmetro da gota depende muito da condição de

saída inicial e após que ocorrerem fatores de coalescência e quebras da superfície do líquido, o que muda a distribuição e diâmetro médio das gotas no cone do spray.

2.2.5 Penetração do spray

No caso de jatos múltiplos, nos quais o evento total demanda um tempo mais longo, a grande penetração faz com que haja colisão com as paredes frias, situação agravada nos motores de *swirl* baixo. Os jatos curtos acabam não atingindo o ar presente, reduzindo a taxa de mistura, o que diminui a eficiência da combustão. Assim aumenta as emissões de espécies não queimadas e parcialmente prejudica as emissões de espécies queimadas.

A equação de Dent [Heywood, 1988] correlaciona a penetração do jato no ar que está em repouso na câmara de combustão em função do tempo, representada aqui a título de ilustração:

$$S = 3,07 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{4}} (t \cdot d_n)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{294}{T_g} \right)^{1/4} \quad (5)$$

Sendo:

Δp	queda de pressão ao longo do orifício do injetor
t	tempo após a injeção
d_n	diâmetro do orifício
ρ_g	densidade do gás
T_g	temperatura do gás
S	comprimento da penetração

2.2.6 Atomização do combustível

A atomização pode ser interpretada de várias formas. Heywood (1988) explica que um cone se forma na saída do orifício do bico em regime permanente de separação

por atomização, que produz gotículas com diâmetros menores do que o diâmetro do orifício da saída.

Um maior aumento da velocidade do jato resulta em uma separação caracterizada pela abertura do ângulo do spray de combustível, após uma passagem sem perturbação pelo orifício do injetor.

Um aumento ainda maior na velocidade do jato nos leva ao regime de atomização, onde as quebras ocorrem na superfície externa do jato, no plano de saída do orifício, e resulta em gotas cuja a média de diâmetro é muito menor que o diâmetro do orifício. Interações aerodinâmicas na interfase líquido-gás aparenta ser o maior componente do mecanismo de atomização neste regime.

O ângulo do jato (θ) pode ser calculado por:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A} 4\pi \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (6)$$

E ρ_g e ρ_l são densidades do gás e do líquido, e A é a constante para uma geometria de um injetor.

A quebra do jato em ângulos maiores ocorre à medida que se aumenta a relação da densidade do gás pela densidade do líquido e a geometria dos orifícios. Basicamente, pode-se entender que a divergência inicial do ângulo do jato aumenta com a densidade do gás.

A divergência do ângulo do jato aumenta à medida que se reduz a viscosidade do combustível⁴ e diminui à medida que se aumenta o comprimento do furo do orifício. Para o mesmo comprimento de furo, uma entrada do orifício mais arredondada produz

---

⁴ Estudos empíricos realizados mostram que o aumento da viscosidade do combustível faz com que o spray de combustível tenha um ângulo de cone menor. O que pode ser visto no trabalho: GHURRI, A.; KIM, J.; KIM, H.; JUNG, J.; SONG, K. The effect of injection pressure and fuel viscosity on the spray characteristics of biodiesel blends injected into an atmospheric chamber. **Journal of Mechanical Science & Technology**, v. 26, n.9, p. 2941-2947, 2012.

sprays menos divergentes entre si, quando comparados com orifícios de ângulo reto. Estas características estão incorporadas na constante A.

2.2.7 Spray do diesel e as etapas da combustão

McAllister, Chen e Pello (2011) expõem de forma esquemática as etapas da combustão, desde a injeção do combustível. Tomando como base o tempo, temos 3 zonas cronológicas:

- 1ª) Evaporação;
- 2ª) Mistura com o ar ao redor;
- 3ª) Combustão.

Um dos fatores utilizados para definir a rotação de trabalho de um motor, quando este está sendo projetado, é o tempo total dos três processos citados acima.

A Figura 5 permite visualizar os processos no decorrer dos três tempos. Em cada bloco, temos na parte inferior o parâmetro do combustível que afeta esta etapa do processo. Estão agrupados quanto ao tipo de atraso, físico ou químico.

Fonte: P McAllister, Chen e Pello (2011)

Figura 5 - Esquema dos processos envolvidos na combustão

Para aumentar a rotação de um motor a diesel, é necessário reduzir o tempo de mistura. Como exemplo, pode-se aumentar a turbulência, criando o *Tumbling*, que é o fluxo de ar em movimento circular, gerado através da entrada do ar de forma tangencial ao movimento do pistão; ou aumentar o *Squish*, que é obtido com a redução da distância entre o topo do pistão no ponto morto superior e a face do cabeçote do motor.

O tempo para a combustão é devido tanto ao atraso de autoignição quanto ao tempo necessário para as reações químicas. O primeiro pode ser reduzido com o aumento da temperatura:

$$t_{ign} = C_e \cdot \left(\frac{P}{P_o}\right)^a \cdot \phi^b \cdot \exp\left(\frac{E}{\hat{R}_u \cdot T}\right) \quad (7)$$

Sendo:

ϕ	razão de equivalência, detalhado na seção 2.3.4.
a, b	constantes empíricas, tipicamente $-1,9 < a, b < -0,8$
C_e	constante empírica
P_o	pressão de referência escolhida
$\hat{R}_u$	constante universal dos gases
T	temperatura na câmara de combustão

Razão de equivalência, ou seja, quanto mais combustível em relação à estequiométrica, menor será o atraso de autoignição. Uma vez que a ignição é espontânea nos motores a diesel, o aumento da turbulência também afeta fortemente o processo de ignição. Após a ignição espontânea, a combustão prossegue em dois estágios principais:

- Chama rica da pré-mistura;
- Chama subsequente difusiva (que inclui a combustão tardia).

2.3 A qualidade da combustão

2.3.1 Taxa de liberação de calor

Um dos cálculos para o estudo dos motores é obtido quando se utiliza a pressão do cilindro, medido por graus do virabrequim, para auxiliar a interpretação do progresso da combustão. Esses cálculos conseguem representar a taxa de liberação de energia química do combustível ($\frac{dQ}{dt}$), conhecida como *Heat Release* (HR), podendo ser interpretada como taxa de queima do combustível. A equação (8) é baseada na primeira lei da termodinâmica, para um sistema aberto que é quase-estático (pressão e temperaturas uniformes).

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (8)$$

Sendo:

$\frac{dQ}{dt}$	taxa de transferência de calor das fronteiras do sistema para dentro do sistema
$p \frac{dV}{dt}$	taxa do trabalho transferido realizado pelo sistema para a fronteira do cilindro
$\dot{m}_i$	vazão mássica que passa pelo sistema na fronteira, entrando ou saindo do sistema
U	energia interna do material contido dentro do sistema
h_i	entalpia específica do fluxo i entrando ou saindo do sistema
h_f	entalpia específica do combustível entrando no sistema
$\dot{m}_f$	taxa de vazão mássica de combustível que entra no sistema

Vários motivos tornam a utilização dessa equação difícil para o uso em motores diesel:

- a) O diesel é injetado dentro do cilindro (injeção direta). Ele vaporiza e mistura-se com o ar, produzindo uma razão ar-combustível que se distribui não uniformemente e varia com o tempo;
- b) Não são bem definidas as correlações disponíveis para prever a taxa de liberação de calor;
- c) Existência de áreas de volumes significativos nas válvulas, anéis e cilindros muito frios, diferentemente das outras regiões da combustão.

Assim, esses valores da taxa da liberação de calor são muito aproximados e comumente chamados de aparente, $\frac{dQ_n}{dt}$ (*Apparent Heat Release*).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(\frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \right) = p \frac{dV}{dt} - \dot{m}_{cr} h_{cr} - \dot{m}_f h_f - \frac{dU}{dt} \quad (9)$$

Onde $\frac{dQ_{ch}}{dt}$ é taxa de liberação de calor aparente bruto, e $\frac{dQ_{ht}}{dt}$ é taxa de transferência de calor pelas paredes. Estima-se que entre 10 a 25% da taxa da liberação de calor acontece pela transferência de calor para o cilindro. Portanto, $\frac{dQ_n}{dt}$ é igual à taxa na qual o trabalho é realizado no pistão mais a taxa da mudança da energia sensível do que é contido dentro do cilindro, além do efeito no balanço da entalpia devido ao fluxo mássico que entra e sai do sistema (durante a movimentação do pistão, as válvulas de entrada e saída de gases são fechadas e existem apenas fluxo mássico do combustível e a fuga pelas fendas).

Desprezando a entalpia devido à fuga pelas fendas, tem-se:

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} - \dot{m}_f h_f - \frac{dU}{dt} \quad (10)$$

Como a entalpia envolvida no balanço é muito maior do que a entalpia específica relacionada ao fluxo mássico do combustível, considerando apenas o ciclo de combustão no motor, a equação (10) pode ser simplificada resultando na equação (11), que pode ser aplicada para calcular a taxa da liberação de calor (HR).

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} - \frac{dU}{dt} \quad (11)$$

Lembrando que a energia liberada pela combustão, que está relacionada ao poder calorífico inferior do combustível, reflete-se diretamente no aumento da temperatura, simplifica-se $\frac{dU}{dt}$ por $mc_v \frac{dT}{dt}$.

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} - mc_v \frac{dT}{dt} \quad (12)$$

Da lei de gases ideais, $pV = mR_G T$, tem-se $\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T}$ que pode ser utilizada para eliminar temperatura na equação (12).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R_G}\right) p \frac{dV}{dt} + \left(\frac{c_v}{R_G}\right) V \frac{dp}{dt} \quad (13)$$

Definindo uma razão entre calores específicos $\left(\gamma = \frac{c_p}{c_v}\right)$ tem-se:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) p \frac{dV}{dt} + \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) V \frac{dp}{dt} \quad (14)$$

Lembra-se aqui que a derivada temporal (dt) pode ser substituída por variação do ângulo do vibrabrequim ($d\theta$):

$$\frac{d\left(\frac{Q_n}{V_c}\right)}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) p \frac{d\left(\frac{V}{V_c}\right)}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) \left(\frac{V}{V_c}\right) \frac{dp}{d\theta} \quad (15)$$

Note-se que a variação do volume da câmara está relacionada a este ângulo por

$$V = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r-1)[R+1-\cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (16)$$

Temos as geometrias do motor expostas abaixo na Figura 6.

Fonte: próprio autor

Figura 6 – Geometria básica de um motor

Tendo r como razão de compressão $r = \frac{V_d + V_c}{V_c}$, onde V_c é volume morto do cilindro e V_d , volume de deslocamento do cilindro. A relação do comprimento da biela (ℓ) e do raio do virabrequim (a) é dada por $R = \frac{\ell}{a}$.

2.3.2 Taxa de queima do combustível

Na Figura 4 da seção 2.2, observa-se a taxa da liberação de calor ao longo dos eventos de combustão, e duas fases no processo de queima. A primeira fase é a fase da combustão de pré-mistura, que ocorre após a ignição com a queima do combustível que foi suficientemente misturado com o ar (durante o período de atraso da ignição). A segunda é controlada pela mistura do ar com o combustível durante esta própria fase. Em Heywood (1988), tem-se a equação de Watson para prever a fração da combustão que queima na primeira fase (pré-mistura), sendo esta chamada de β :

$$\beta = 1 - \frac{a\phi^b}{\tau_{id}^c} \quad (17)$$

Sendo:

ϕ razão de equivalência

τ_{id} atraso de ignição (pode ser medido ou calculado, ver t_{ign} da equação 7)

a, b, c constantes que dependem do projeto do motor

A queima de combustível ou a taxa da liberação de calor é predominantemente controlada pela mistura ar-combustível. A taxa de mistura e de queima possuem a mesma magnitude. Os tempos característicos para o processo da mistura do jato turbulento na câmara de combustão são comparáveis com a duração da liberação de calor, e maiores do que os tempos característicos da evaporação e da cinética química da combustão.

2.3.3 Razão estequiométrica

O quociente de ar admitido por combustível em massa é uma propriedade química da composição do combustível em sua reação de oxidação.

Com a equação estequiométrica da reação deve-se determinar a massa de oxigênio e de combustível. A partir daí, calcula-se a massa de ar necessária para se ter o oxigênio preciso para esta reação estequiométrica (o ar contém 23,2% de oxigênio). Assim, a razão estequiométrica calculada para a molécula de dodecano ($C_{12}H_{26}$) é 15. Utiliza-se o valor **prático** de 14,5 na razão estequiométrica.

2.3.4 Razão de equivalência

Uma maneira utilizada para expressar a mistura combustível-ar foi descrita por Heywood (1988), nomeada: razão de equivalência ou ϕ , conforme a equação (18). Observa-se que é uma razão mássica simples entre a quantidade de combustível e de ar real em relação à real utilizada. Sendo 14,5 o valor prático utilizado para razão estequiométrica mássica de ar por combustível em motores a diesel, temos:

$$\phi = \frac{(C/A)_{real}}{(C/A)_{esteq}} \cong \frac{(C/A)_{real}}{(1/14,5)} \quad (18)$$

Experiências mostram que a máxima temperatura de gás queimado ocorre quando o $\phi = 1,1$ (condição rica, onde se tem mais combustível do que calculado pela relação estequiométrica). Entretanto, neste ponto, a concentração de ar é pequena. Na mesma proporção que se enriquece a mistura, observa-se a queda da temperatura do gás, não ocorrendo a queima de todo combustível, e sim a absorção de calor.

À medida que a mistura passa a ser mais pobre, aumentando a concentração de oxigênio (valor de ϕ menor), garante-se uma combustão completa e eficiente que reduz a temperatura do gás e, assim, reduz o pico de NO (óxido nítrico) esta produção de NO, proporcional à temperatura dos gases da combustão, pode ser visualizada na Figura 11 na seção 3.2. No motor a diesel, durante o processo de combustão, existe a variação desta razão de equivalência em função da fase da combustão (pré-mistura, difusão e combustão tardia).

2.3.5 Fração de gás queimado

O gás, ao fim do ciclo da combustão, contém vapor de combustível, ar, água e gases queimados. Heywood (1988) faz as seguintes considerações: o gás residual é influenciado pelo torque e ponto das válvulas (principalmente do aumento do tempo de cruzamento das válvulas). Os gases queimados agem como um diluente na mistura não queimada; a temperatura alcançada na combustão varia inversamente com a

fração de gás já queimado, reduzindo a taxa de combustão e transformando a combustão estável em instável.

O primeiro efeito obtido de haver um diluente na mistura não queimada é a redução da temperatura da chama, devido ao aumento da capacidade calorífica ($\dot{m}C_p$) do “ar” admitido no cilindro, por unidade de massa de combustível. O segundo é a própria presença de um gás inerte que não apresenta oxigênio e também reduz a formação do NO_x .

Várias formas podem ser utilizadas para alterar a $\dot{m}C_p$ (capacidade calorífica) da mistura na câmara de combustão, com o uso de diferentes diluentes (CO_2 , H_2O , N_2 , He, Argônio e gás de escape), ou mesmo mudanças em tempos de válvulas, razão ar-combustível, taxa de compressão, entre outros. A Figura 7 (a) mostra como cada diferente percentual de diluição pode alterar a redução de NO (óxido nítrico) para cada diluente. Já a Figura 7 (b) demonstra que, quando usados na mesma capacidade calorífica ($\dot{m}C_p$), os diferentes diluentes atingem a mesma redução percentual de NO (óxido nítrico).

Fonte: Heywood (1988)

Figura 7 - Estudo de redução de NO para diferentes diluentes e capacidades caloríficas

2.3.6 Atraso da ignição

Um conceito utilizado é o tempo de atraso de ignição (ID) da combustão. Trata-se da diferença do tempo do início do deslocamento da agulha dentro do injetor pelo tempo do início da combustão, o qual pode ser verificado na curva de taxa da liberação de calor da combustão, representado no ponto B da Figura 4 da seção 2.2.

Ambos os processos, químicos e físicos, devem ocorrer antes de um tempo significativo da liberação da energia química do combustível injetado.

O processo físico consiste em:

- A) Atomização do jato líquido do combustível;
- B) Vaporização das gotas de combustível;
- C) Mistura do combustível com o ar.

Já o processo químico consiste em:

- D) Reações de pré-combustão do ar, combustível e gases residuais que geram a autoignição.

Ambos os processos são afetados pelo projeto do motor, condição de operação e característica do combustível e consistem em:

- A) A boa atomização requer uma pressão de injeção elevada, pequeno diâmetro de orifícios no injetor, viscosidade do combustível otimizada e alta pressão do ar no momento da injeção;
- B) A taxa de vaporização das gotas que depende do tamanho delas, distribuição, velocidade, pressão e temperatura na câmara de combustão, além da velocidade à qual o diesel é injetado;
- C) A taxa da mistura do combustível com o ar é controlada, principalmente, pelo projeto do injetor e da câmara de combustão. Algumas câmaras são projetadas para aumentar a turbulência, ou *Swirl*, durante a admissão de ar e sua compressão; outra opção é a utilização de uma pré-câmara para uma vigorosa

movimentação do ar, obtendo, assim, uma rápida mistura. O projeto do injetor com características de posição dos orifícios determina o padrão do spray de combustível e, dessa forma, o cone de combustão; a penetração depende do tamanho das gotas, pressão de injeção, massa específica e características do ar. O posicionamento do jato, cone do spray, extensão da penetração e o fluxo da admissão de ar são responsáveis pela taxa de admissão de ar para o interior do spray;

- D) O componente químico do atraso de ignição é controlado pelas reações da pré-combustão do combustível. Uma vez que o processo de combustão é heterogêneo, a ignição é ainda mais complexa. Embora a ignição ocorra na fase de vapor, algumas reações de oxidação podem ocorrer na fase líquida e entre as moléculas do combustível e do oxigênio, dissolvidas nas gotículas com a quebra das moléculas grandes de hidrocarbonetos para pequenas. Esse processo químico depende da composição do combustível, temperatura e pressão no cilindro e, também, do processo físico, já descrito acima, o qual governa a distribuição do combustível por meio da admissão do ar.

Uma vez que as características da ignição do combustível afetam o atraso da ignição, elas influenciam na eficiência da combustão, operação suave, falha na ignição, fumaça, ruído e partida do motor. Uma das formas de se verificar a qualidade da ignição do combustível é a determinação do número de cetano (CN), utilizando o método padrão ASTM D613. Quando há um número de cetano baixo, quase todo o combustível é injetado antes da ignição começar, o que resulta em uma queima muito abrupta com elevada taxa da liberação de calor. No momento em que esta queima tem início, observa-se, também, altas taxas de aumento de pressão e altos picos de pressão dentro do cilindro e um ruído bem característico, *Knock*. Em casos extremos, a queima ocorre durante a expansão, provocando uma queima incompleta, emissão de hidrocarbonetos remanescentes, matérias particuladas, gases poluentes, redução da potência e consumo de combustível deficiente.

No caso do número de cetano (CN) elevado, o atraso da ignição é pequeno e a combustão ocorre antes da maioria do diesel ser injetado, ou seja, a maior parte da queima ocorre juntamente com a injeção do diesel. Nesse caso, a taxa da liberação de calor na câmara e o aumento da pressão no cilindro são, então, controlados

primeiramente pela taxa de injeção e depois pela mistura do ar com o combustível. Esta forma de funcionamento mais controlada permite obter-se uma operação mais suave e uma taxa da liberação de calor mais lenta.

Shi, Ge e Reitz (2011) descrevem o atraso da ignição de forma semelhante à Heywood (1988), enfatizando a grande importância da cinética química local, termodinâmica e propriedades fluidodinâmicas da mistura dentro do cilindro. Vários modelos matemáticos estão sendo aprimorados para tentar prever o comportamento da combustão. O modelo reduzido; feito para o n-heptano, no ERC (*Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison*); é capaz de prever com uma boa acurácia o evento de ignição. Já o modelo *Shell* de ignição Halstead ⁵*et al.* (1977) consiste em 5 espécies e 8 reações genéricas baseadas na secção das características de autoignição do hidrocarboneto, originalmente desenvolvido para prever *knock* em motor a gasolina, conforme seguem as reações:

---

⁵ Halstead M, Kirsh L, Quinn C (1977) The autoignition of hydrocarbon fuels at high temperatures and pressures-fitting of a mathematical model. *Combust Flame* 30:45–60. citado em Shi, Ge e Reitz (2011)

Onde temos RH sendo o combustível de hidrocarboneto (C_nH_{2m}); R^* , o radical formado pelo combustível; B, o agente de ramificação; P são os produtos oxidados consistindo em CO, CO₂ e H₂ O em suas específicas proporções; Q, uma espécie intermediária lábeis; (R1), a reação de inicialização, seguida pelo ciclo de propagação em cadeia (reações R2-R6); e as reações de terminação (R7) e (R8).

Número de cetano, conforme já descrito, é um parâmetro não linear adimensional que representa uma relação inversa ao tempo de atraso de ignição, e deve ser determinado experimentalmente, embora existam trabalhos para previsão de CN para diesel de petróleo, biodiesel e suas misturas. O método ASTM D613 para determinação do número de cetano utiliza o percentual em volume de n-cetano (n-hexadecano, cujo CN é definido como 100) em uma mistura com 1-metilnaftaleno (CN definido como 0), que deverá ter o mesmo atraso de ignição em relação ao combustível em análise em um motor monocilíndrico padronizado, operando na mesma condição de vazão de combustível, ponto de injeção de combustível e taxa de compressão.

Atualmente, o heptametilnonane (com número de cetano igual a 15) é utilizado, ao invés do metilnaftaleno, por ser um composto de referência mais estável. Deste modo, uma vez testado o diesel a ser analisado, determina-se a proporção volumétrica de n-hexadecano (ou chamado n-cetano) e a proporção volumétrica de heptametilnonane, cuja mistura resulte em atraso de ignição, ou seja, qualidade de ignição equivalente ao diesel testado. Agora, CN não será mais %vol de n-cetano de referência, e sim uma ponderação entre os dois combustíveis de referência que define a escala de número de cetano a ser calculada com a relação exposta na equação:

$$CN = (\% \text{vol de n-cetano}) + 0,15 (\% \text{vol de heptametilnonane}) \quad (19)$$

O número de cetano é mais importante em motores que funcionam em rotações elevadas, razão pela qual, em motores de grande porte que operam em rpm baixas, não há restrições quanto ao número de cetano.

O aumento do número de cetano (CN) melhora alguns dos parâmetros críticos na curva de torque do motor. No Brasil ⁶, o número de cetano é indicado a ≥ 42 , nos Estados Unidos da América é especificado em ≥ 40 , e na Europa esse valor deve ser ≥ 51 .

Os novos combustíveis no Brasil passarão a ter os seus valores aumentados gradativamente, mesmo porque seu limite de CN não é regulado, e sim indicado (ANP N.7, 2008). Nos Estados Unidos da América, A seu limite passou a ser 47 (ASTM D 6751-08) a partir de 2008. Acima desses limites, cada fabricante de motor indica seu CN específico, porque não há uma clara vantagem em utilizar combustível de CN muito superior e o desempenho geral depende de vários outros fatores do motor.

Em sua pesquisa, Massa *et al.* (2007) testaram uma grande variação do CN (*Cetane Number*) de 50 a 61, sem modificar outras características do diesel, como enxofre, densidade e curva de destilação (T90) com a adição de aditivos para este fim. Nesse estudo, Massa *et al.* (2007) não observaram correlação entre emissões gasosas, material particulado (PM) e CN. Por outro lado, foi notado por Ojeda e Bulicz (2011) que quanto menor o CN melhor o processo de mistura ar-combustível, devido ao aumento do atraso de ignição, reduzindo assim PM. Ojeda e Bulicz (2011) fazem referência a estudos com o motor diesel com recirculação de gases de exaustão (EGR), e comentam que o aumento do CN em 10 pontos consegue uma redução de até 5% do NO_x e uma grande redução do CO e hc (hidrocarbonetos), mas o efeito do PM ainda não é consistente entre os pesquisadores. O CN é inversamente proporcional ao atraso da ignição. O baixo valor de CN está relacionado à lenta ignição do combustível e, assim, maior atraso da ignição; em condição fria de partida, isso pode ser agravado e considerado um problema para a aplicação do motor.

Outro ponto contra o combustível de baixo CN é que restringe a utilização da pós-injeção que vem sendo utilizada para a redução da fumaça, pois o oxigênio presente

---

⁶ WHITE PAPER ON INTERNATIONALLY COMPATIBLE BIOFUEL STANDARDS TRIPARTITE TASK FORCE BRAZIL, EUROPEAN UNION & UNITED STATES OF AMERICA DECEMBER 31 2007 [http://www.astm.org/COMMIT/D02_InternationallyCompatibleBiofuelStandards\(3\).pdf](http://www.astm.org/COMMIT/D02_InternationallyCompatibleBiofuelStandards(3).pdf)

na combustão de pré-mistura é esgotado devido à longa fase da pré-mistura e, assim, obtém-se até melhor aproveitamento e homogeneização do oxigênio, o que prejudica a utilização da pós-injeção. O diesel com alta presença de aromático possui o CN baixo.

O trabalho de Ojeda e Bulicz (2011) realiza estudos ao longo de EGR com delineamento de experimentos de três fatores independentes: CN, Temperatura de T90 e % de aromáticos, e para tal foram criados combustíveis, com o auxílio de aditivos, para atingir os diferentes níveis expostos, dessa forma uma análise mais profunda de como cada característica pode ser entendida e também como interferem entre si.

Tabela 1- Combinação de propriedades do diesel utilizadas em teste para verificação do comportamento do motor

Combustível	Número de Cetano	Destilação T90 [°C]	Volume aromático [%]
1	29,93	269,4	22,2
2	28	336,1	19,4
3	32,02	270	45
4	28,44	337,2	46,6
5	54,2	275,6	19,5
6	53,3	341,1	21,3
7	44,3	267,2	42,3
8	50	342,2	43,3
9	44,95	321,1	32,5

Fonte: Ojeda e Bulicz (2011)

Neste estudo, observou-se que quanto maior o CN (número de cetano) mais material particulado é produzido e, quanto menor o CN, maior o atraso da ignição, o que melhora a mistura e, assim, as regiões muito ricas que, normalmente, geram fumaça, são reduzidas.

No caso da variável estudada, o nível de temperatura de T90 apresentou baixo impacto no atraso da ignição. Mesmo sabendo que a alta volatilidade de um baixo T90 promove uma maior evaporação do diesel injetado, melhorando a mistura ar-combustível e a sua homogeneidade, assim houve a redução da formação de PM.

O conteúdo elevado de aromáticos aumentou o atraso de ignição (ID), o que em alguns casos pode aumentar o pico de taxa da liberação de calor proveniente do aumento da combustão de pré-mistura. Entretanto, não houve uma redução da fumaça, uma vez que os aromáticos são precursores na formação da fumaça.

Outras características físicas do diesel, tais como, viscosidade cinemática, densidade e a taxa de combustível injetada afetam o spray na propagação, dispersão, atomização e penetração. Na Figura 8 extraída de Yuan *et al.* (2005), pode-se ter uma visão como diferentes tipos de diesel - figura (a), diesel de petróleo padrão D2 e (b), biodiesel de metil-éster a partir do óleo de soja - possuem sprays de diferentes características. Nota-se uma região mais quente (valor médio no cilindro de 93K maior para o biodiesel), spray de cone de maior ângulo e de menor penetração é observado para o biodiesel (b). Também verificou-se que o biodiesel teve o seu atraso de ignição reduzido em relação ao diesel de petróleo e houve o aumento do NO_x .

Fonte: Yuan *et al.* (2005)

Figura 8 - Diferença da temperatura na câmara de combustão (corte radial) do diesel de petróleo (a) e do biodiesel (b)

O aumento da pressão ambiente é capaz de aumentar o cone do spray e reduzir a penetração, observando-se que o biodiesel é mais sensível à penetração, quando alterada a pressão de injeção, do que o diesel convencional. No biodiesel, existe a diferença de viscosidade, que possui grande efeito na atomização do jato.

Quanto maior a pressão de injeção maior a penetração do spray e menor o ângulo deste, porém esta relação torna-se mais fraca em pressões mais altas da câmara. O

trabalho de Yuan et al. (2005) trata da modelagem CFD (fluidodinâmica computacional), e compara com dados experimentais em relação a um motor de teste.

No estudo de Fang *et al.* (2008), observou-se: a menor pressão na câmara de combustão aumenta a penetração do spray e reduz o ângulo. Isso ocorre devido à interação do combustível com o ar na câmara. Esse trabalho apresenta a visualização de spray de diesel e biodiesel e a combustão na câmara do motor.

Outro fato importante é a menor resistência à ignição espontânea do biodiesel, o qual, geralmente, possui número de cetano maior. No gráfico da Figura 9, podem ser vistos alguns exemplos de combustíveis que estão expostos conforme sua principal matéria-prima na sua composição, como em BX sendo X o percentual de biodiesel na amostra. No caso do Biodiesel Amyris, o combustível produzido por um processo de fermentação da sacarose para produzir hidrocarbonetos. Deve-se lembrar de que diesel de petróleo é uma mistura de grande variedade de compostos de hidrocarbonos, incluindo parafínicos, olefínicos, cicloparafínicos e aromáticos. Biodiesel é uma mistura de metilésteres de ácidos graxos ou oleicos vegetais de diferentes cadeias de carbonos. Portanto, se analisarmos CN medidos em diferentes biodieseis, nem sempre estes possuem CN maior do que diesel de petróleo, que, por sua vez, também depende da sua procedência.

Figura 9 - Comparativo entre o número de cetano de diferentes combustíveis, biodiesel e diesel de petróleo

2.4 Tipos de combustão

2.4.1 Recirculação de gases de escape (EGR)

Conforme exposto no trabalho de Zheng, Rearder e Hawley (2004), o EGR é eficiente na redução do NO_x (óxidos de nitrogênio), pois abaixa a temperatura da câmara de combustão e reduz a concentração de oxigênio, esta última responsável pelo aumento do material particulado. A utilização de altos níveis de EGR causa, também, o grande aumento das perdas de potência.

Os motores diesel possuem alta eficiência térmica, resultado de uma alta taxa de compressão e pobre razão ar-combustível na operação. A alta taxa de compressão produz altas temperaturas necessárias para se obter a autoignição, e resulta em altas taxas de expansão, e reduzindo assim, a energia térmica expelida no escapamento.

No processo de combustão convencional (sem EGR), a alta temperatura da chama predomina na queima com razão de equivalência próxima a 1, consequentemente, gerando uma grande quantidade de NO_x (óxidos de nitrogênio), com alta temperatura na abundância de oxigênio e nitrogênio.

Normalmente, o motor a diesel opera com $\lambda \sim 1,4$ (inverso da razão de equivalência, indicador de excesso de oxigênio), mas quando se trabalha com valores em de $\lambda = 1,5 \sim 1,8$ (mistura pobre em combustível), como na *Homogeneous Charge Compression Ignition* (HCCI), há a melhora do consumo, NO_x e material particulado (PM).

A utilização da aspiração do CO_2 (dióxido de carbono) proveniente do gás de escape faz com que seja reduzida a concentração de O_2 (oxigênio) no fluido, ocorrendo, então, uma drástica queda do NO_x (óxidos de nitrogênio), e o aumento da fumaça devido à escassez do oxigênio.

Ainda sobre os conceitos do EGR (recirculação de gases de escape), Maiboom, Tauzia e Hétet (2008) mostram diferentes efeitos na combustão do motor a diesel, os quais, muitas vezes, são difíceis de identificar, tais como, aumento da temperatura do coletor de admissão, atraso da taxa de liberação de calor, redução do pico do HR (liberação de calor), redução da concentração de O_2 (juntamente com a razão ar-combustível e temperatura de chama) e aumento do comprimento do descolamento da chama. Dessa forma, a influência do EGR no NO_x não é totalmente compreendida, especialmente em altas taxas de EGR em cargas baixas, quando se observa a queda dramática de NO_x e PM e um aumento de consumo, CO e hidrocarbonetos (hc).

Esses efeitos do EGR podem ser observados, quanto a:

- Térmico: o gás inerte admitido do escape usa parte do calor liberado da combustão para o seu aquecimento, de forma que a temperatura final da combustão fique menor;
- Efeito de diluição: a redução da concentração de O_2 tem como maior consequência a desaceleração da mistura entre O_2 e o combustível, resultando em um aumento do tamanho da região de chama. Assim, existe uma maior quantidade de gás que absorve a liberação de calor, provocando a redução da temperatura da chama. Outra consequência é a diminuição da pressão parcial do oxigênio, com efeito na cinética da formação elementar do NO_x ;
- Efeito químico: a admissão de gases provenientes do escapamento do motor juntamente com o “ar”, adiciona na mistura vapor de água e CO_2 que são dissociados durante a combustão. A dissociação da H_2O em seus radicais é endotérmica e causa a redução da temperatura da chama e assim modificando o processo de formação de NO_x ;
- Formação de fumaça: com o aumento da formação da fumaça, existe um incremento da radiação da chama, provocando uma redução da temperatura da chama;
- Aumento do atraso da ignição: existe um aumento do tempo do início da combustão (ID), existindo, por isso, um aumento da fase da pré-mistura e, assim, uma maior taxa de liberação de calor, podendo aumentar a temperatura. Com este atraso do processo de combustão; deslocando a combustão para a área fase de expansão do pistão; há, consequentemente, temperaturas iniciais menores no cilindro.

Atualmente, estão sendo realizados estudos com a utilização de altos níveis de EGR para a redução de NO_x e PM, simultaneamente, tendo como objetivo iniciar a combustão em temperaturas abaixo da temperatura de formação da fumaça.

Experimentos mostram a direta dependência da razão de equivalência no comprimento do descolamento da chama (*lift-off*) com a formação da fumaça, sendo que esta não pode formar-se quando os valores obtidos são menores do que 2, aproximadamente.

Já em uma combustão de temperatura baixa, chamada LTC (*Low Temperature Combustion*), há a utilização de 60~64% de EGR (% de massa em relação ao ar admitido que se adiciona na recirculação de gases de escape) e existe a queda de NO_x e fumaça; isto ocorre, principalmente, pelo maior atraso da ignição que aumenta a taxa de mistura e a redução da temperatura. Ao se atingir níveis de EGR de 60%, o NO_x cai drasticamente, porém a fumaça chega a subir de 4 a 5 vezes o valor inicial. Adicionando mais EGR, consegue-se reduzir a fumaça até o limite de haver queima incompleta (*misfire*). Para se chegar na LTC (combustão de baixa temperatura), além de ser necessário usar 60~64% de EGR, também é utilizada a pressão de injeção alta em torno de 1200 bar. [HENEIN *et al.*, 2006].

Ao analisar o aumento da pressão de injeção em um motor sem EGR, observa-se que existe um aumento da velocidade do jato na saída do bico, gerando o incremento da penetração e consecutivo acréscimo da vaporização. Este jato também consegue misturar-se melhor com o ar, aumentando a fração de combustão de pré-mistura. Outro fator importante é a homogeneidade da combustão. Esses fatores reduzem a fumaça e aumentam o NO_x. Já na condição de EGR de 60%, os mesmos efeitos são notados, porém com mais intensidade, uma vez que o maior atraso da ignição (condição do EGR) possibilita a maior resposta do aumento de pressão. [HENEIN *et al.*, 2006].

O aumento do EGR gera um aumento do atraso da ignição e de chamas frias, as quais se mantêm por um período de tempo maior, permitindo, assim, que o combustível líquido evapore e se misture com ar fresco.

Com o EGR a duração da taxa da liberação de calor aumenta e o pico diminui, indicando que uma grande fração do combustível evaporou e se misturou com ar, diminuindo a taxa de oxidação em proporção maior do que o aumento da taxa de evaporação e de mistura. A queda da taxa de queima de combustível está mais relacionada com a menor concentração de oxigênio e falta de mistura apropriada do que com a queda da temperatura do cilindro. O CO (monóxido de carbono) possui dependência da quantidade de oxigênio: quanto menor a taxa de oxigênio, maior o CO, mesmo com uma melhor mistura proporcionada pelo aumento do EGR.

2.4.2 Ignição por compressão saturada homogênea (HCCI)

Uma forma de se modificar o processo da combustão é a utilização de grande taxa de EGR e injeção de combustível durante a compressão do ar em um ponto muito avançado, e não apenas ao final da compressão. Com este processo modificado, consegue-se reduzir o NO_x e a formação de material particulado e mais tempo para homogeneizar a mistura.

De acordo com Leng *et al.* (2010), a HCCI (Ignição por compressão saturada homogênea) possui grande potencial para reduzir o NO_x e o material particulado simultaneamente, ocorrendo uma mistura pobre e, assim, reduzindo a temperatura de combustão. No caso do particulado, este é reduzido por causa da ausência de uma mistura rica, ou seja, escassez de combustível, a utilização nesse caso de uma alta taxa de compressão garante uma eficiência alta à combustão.

Entretanto, existem alguns problemas nessa combustão que a impedem de entrar fortemente no mercado: dificuldade de gerar uma mistura homogênea; e de controlar o começo da fase de combustão e da taxa de combustão; alta formação de hidrocarbonetos (hc) e CO (monóxido de carbono) e inviabilidade do uso em torque alto.

Para propiciar a mistura para a ocorrência da HCCI, existem três métodos:

A) Injeção de combustível nos pórticos de admissão: produz muito hc e CO nos gases de escape, devido a baixas temperaturas nas paredes do pistão e na região próxima ao anel superior do pistão;

B) Pré-injeção em um injetor convencional: causa injeção de combustível nas camisas do cilindro e deterioração do óleo do motor, gerando alto hc, CO e BSFC (consumo de combustível específico);

C) Pós-injeção com injetor convencional: reduz o hc e o CO, mas forma uma mistura rica que leva ao aumento do NO_x e PM (material particulado).

De acordo com Shuai, Abani e Yoshikawa (2009), a combustão HCCI, que é uma LTC (combustão de baixa temperatura), consegue reduzir as emissões de NO_x e PM (material particulado), graças à redução da temperatura, em função da pré-mistura no cilindro ser anterior à ignição; ou seja, o combustível é misturado durante a admissão do ar, antes ou durante a compressão. Alternativamente, pode-se injetar combustível após a compressão, usando uma injeção tardia de combustível e uma grande taxa de EGR e um alto *swirl*. Porém, conforme já exposto por Leng, há algumas desvantagens.

Outros autores, como Haraldsson *et al.* (2002), consideram a HCCI como uma combustão híbrida entre a combustão por centelha e aquela por compressão, pois, na combustão por centelha, o combustível e o ar são misturados homogeneamente antes de entrar no cilindro; então é comprimido e dada a ignição por uma vela em um momento conveniente para o processo de combustão. Para o ajuste do torque, a borboleta de admissão é ajustada para controlar a quantidade de ar misturado que entra na câmara. Já na combustão por compressão, o ar é comprimido em uma pressão alta, muito maior do que na de centelha, e o combustível é injetado em alta pressão no ar quente comprimido, ocorrendo a autoignição. Com o ajuste da quantidade de combustível injetado, o torque é controlado, não necessitando de uma válvula borboleta.

No HCCI, vários parâmetros contribuem para obter essa combustão de forma satisfatória: temperatura e pressão no fim da compressão, propriedade de autoignição do combustível e quantidade de gás residual de escape.

Jung *et al.* (2011) também verificaram HCCI com início de injeção a 80° BTDC (antes do ponto morto superior) e, ainda, testaram a PCI (Ignição de compressão da pré-mistura), a qual foi implementada, adiantando o ponto de injeção para 40° BTDC (antes do ponto morto superior), usando o EGR em até 40% (relação de EGR por ar admitido) e o injetor com ângulo de apenas 70° de abertura de jatos, que melhorou o BSFC (consumo de combustível específico).

No caso do HCCI, ocorre uma pré-mistura de ar e combustível, durante o longo tempo em que a combustão não se inicia, conhecido como período de atraso da ignição (ID). Em seguida, a ignição espontânea ocorre em vários pontos, simultaneamente,

tornando assim difícil prever o seu início. Por este motivo, o ID se torna muito inconstante, dificultando o ajuste correto do funcionamento do motor.

A HCCI é uma combustão pobre que resulta em uma baixa temperatura de combustão, reduzindo, drasticamente, o NO_x (óxidos de nitrogênio). O PM (material particulado), muitas vezes, é baixo por causa da boa pré-mistura obtida, mas ocorre o aumento de HC (hidrocarbonetos) e CO (monóxido de carbono) devido à incompleta combustão.

Assim como esclarecem Jung *et al.* (2011), a combustão PCI (ignição de compressão da pré-mistura) foi realizada com EGR em torno de 38%, conseguindo-se os mesmos níveis de NO_x da combustão HCCI. Observa-se que, para se obter a combustão PCI, seria necessário haver um grande pico de taxa da liberação de calor e duração reduzida, com início de combustão em torno de 40° BTDC, diferentemente da HCCI, que deveria ter a taxa da liberação de calor suave e baixa. No gráfico da Figura 10, o eixo das ordenadas representa o ponto de injeção, e a abcissa a duração da combustão (início e fim). A barra azul representa duração de 10% até 90% da taxa de liberação de calor. Sendo a parte azul escura a combustão de pré-mistura, e a azul clara a da combustão difusiva. Fica nítido que o PCI ocorre nas condições entre 20° BTDC e 40° BTDC, pois nesse instante a duração é muito reduzida e, entre 60° BTDC e 110° BTDC, há a ocorrência de HCCI, com uma grande queima por pré-mistura.

Fonte: Jung et al. (2011).

Figura 10 - Análise da duração da queima em função do ponto de injeção

A fim de obter uma HCCI (Ignição por compressão saturada homogênea) suave, sem a utilização de EGR, Andre e Walter (2009) fizeram um grande uso das múltiplas injeções, chegando a dez eventos. Essa estratégia gerou a desestabilização da pressão de injeção. Foi estudada a injeção de 35° BTDC a 225° BTDC (antes do ponto morto superior), sendo que este último ocorreu durante a admissão de ar.

A fim de evitar o desgaste prematuro do motor, um injetor de jato profundo foi utilizado, tendo 60° de ângulo de abertura entre os sprays contra os 70° de Jung et al. (2011).

Além da grande redução do NO_x (óxidos de nitrogênio) e PM (material particulado) e um aumento do CO (monóxido de carbono), hc (hidrocarbonetos) e BSFC (consumo de combustível específico), devido à combustão fria, a injeção em um instante (graus de virabrequim) tão distante do momento da queima e o pistão tão afastado do spray principal resultam no gotejamento nas paredes, sendo essa circunstância responsável pelo aumento do hc.

O principal motivo da inclusão das discussões relativas a EGR e HCCI aqui no presente texto se deve ao fato de que foi explicado anteriormente que ID (atraso de ignição) é uma característica do combustível. Entretanto, por ser uma condição

mensurável e verificável na operação do motor, fica claro na literatura de EGR e HCCI que ID é variável frente ao desenho do motor e às condições de autoignição dentro do motor, ainda que utilizando o mesmo combustível.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão mais recente do tema é publicada por Pullen e Saed (2014).

Uma das características do biodiesel é que pode reduzir a emissão de poluentes no escapamento, principalmente material particulado (PM) em relação do diesel de petróleo fóssil. Por ser uma alternativa que pode ser misturada ao diesel de petróleo, compatível com a infraestrutura existente de entrega de diesel, e ter um ponto de fulgor alto para um manuseio seguro, pode ser utilizado em motores sem que sejam necessárias alterações no veículo.

É um combustível oxigenado, no caso do vegetal e animal, renovável, normalmente tem número de cetano maior que o diesel de petróleo e não contém enxofre e compostos aromáticos. Outra característica é que para o mesmo nível de enxofre, o biodiesel tem uma lubricidade melhor, o que reduz o desgaste dos componentes do motor.

Pullen e Saeed (2014), em seu resumo sobre os impactos das propriedades do biodiesel no motor, expõem que no biodiesel a presença de oxigênio reduz o seu poder calorífico inferior em 10%. A viscosidade encontrada por ele na sua pesquisa mostrou que o biodiesel tem densidade 6% maior, e de viscosidade aproximadamente o dobro que o diesel de petróleo. Os ésteres alquílicos têm o seu número de cetano aumentado à medida que se aumenta o comprimento das cadeias de ácidos graxos, e diminui à medida que se aumenta a insaturação (quando há pelo menos uma ligação dupla ou tripla entre carbonos).

Em estudos experimentais de Pullen e Saed (2014), em relação à estrutura molecular na combustão e comportamento das emissões, utilizando um motor monocilíndrico, cinco metil-éster saturados foram testados com cadeias de comprimento de ácido graxos variando de 12, 14, 16, 18 e 22 átomos de carbono, e o diesel de petróleo foram testados variando o ponto de injeção de combustível. Concluiu-se que quanto

maior o comprimento da cadeia de ácido graxo, menor será o atraso da ignição da combustão.

Os efeitos da insaturação molecular (quando há pelo menos uma ligação dupla ou tripla entre carbonos) foram também investigados. Metil-ésteres de ácidos graxos contendo zero, uma ou duas ligações duplas, assim como diesel fóssil foram testados. Os resultados indicam que o atraso da ignição e fração do diesel queimado na fase da pré-mistura foram alterados significativamente. O biodiesel metil-ésteres insaturados de dupla ligação, e os de ligação simples demonstraram nessa ordem cada vez menos atraso na ignição, sendo o de ligação simples o mais similar ao diesel de petróleo.

No Brasil grande parte do biodiesel é vegetal (soja) e animal. No estudo realizado nesta presente Dissertação, foi utilizado o biodiesel B100 de composição aproximadamente 70% de soja e 30% animal, fornecido pela Oleoplan, e um segundo diesel de cana-de-açúcar, fornecido pela Amyris.

Normalmente, o biodiesel é produzido com catalise alcalina por uma reação de transesterificação que converte os trigliceróis e álcoois em éster, por exemplo metil aquil éster de ácido graxo (FAAE), ou de metil-éster de óleos vegetais (por exemplo, em óleo de soja composto de ácidos linoleicos, oleicos e linolicos), formando a glicerina como um subproduto. A reação de transesterificação é a sequência de três consecutivas e reversíveis reações em que di-acilglicerols (DG) e mono-acilglicerols (MG) são formados como intermediários, liberando finalmente a glicerina e o biodiesel.

3.1 Impacto das propriedades do biodiesel

O biodiesel possui como principais características um maior número de cetano, baixo enxofre, menor quantidade de cadeias de hidrocarbonetos aromáticos, alto ponto de fulgor e propriedades físicas como alta viscosidade, alta tensão superficial, alta densidade e baixa volatilidade. Todo esse conjunto de características afetam o spray e, assim, a eficiência térmica e o processo de combustão, conforme explicado por

Fang *et al.* (2008). Existem duas formas de o biodiesel afetar a formação de NO_x : temperatura da chama e atraso da ignição.

A temperatura da chama é afetada pela química do combustível (presença de hidrocarboneto aromático e de metil-éster). A alta presença de aromáticos, no combustível, produz uma temperatura de chama maior e assim a formação de NO_x , sendo este efeito mais marcante em modos de queima difusiva, característico de condições de carga alta. Visto que no biodiesel há menos aromáticos, a menor formação de NO_x é esperada. Por outro lado, a presença do grupo metila no biodiesel, com suas ligações duplas, faz com que a temperatura da combustão aumente. Geralmente, o aumento da temperatura da combustão prevalece e se evidencia quando o número de cetano é menor.

O biodiesel em cargas altas (caracterizado pela queima em chama difusiva), quando tem baixo e alto CN (número de cetano), produz uma desprezível diferença no NO_x . Em carga baixas, o diesel de baixo CN resulta em um aumento no NO_x e em condições de CN alto não se observa diferença no NO_x , segundo Eckerle *et al.* (2008).

Um estudo para compreender a mistura de biodiesel (animal e vegetal) com o diesel de cana-de-açúcar foi realizado em parceria com a Amyris e a MWM-International Motores Diesel. As principais características do diesel de cana-de-açúcar são: alto número de cetano, baixo ponto de congelamento, alto poder calorífico inferior e baixa densidade mássica. Essas características unidas com as do biodiesel convencional podem tornar viável um aumento da taxa de combustível renovável no diesel atual. [CARAPINHA *et al.*, 2011].

Dois principais estudos foram realizados por Carapinha, os quais estão expostos aqui: I) redução da perda de consumo e aumento do NO_x em concentrações altas de biodiesel; II) redução da fumaça.

Um fato importante é a grande diferença nos resultados obtidos por vários pesquisadores, muitas vezes até contraditórios, porém, possíveis explicações surgem para isso: número de cetano diferente nas amostras de biodiesel; estudos realizados com motores de portes diferentes; ciclos distintos estudados; referências diferentes

nas comparações e; finalmente; os comparativos têm os resultados do biodiesel sem a combustão otimizada.

Algumas teorias ajudam a entender o aumento do NO_x na utilização do biodiesel. São elas:

- Diminuição do atraso da ignição (no caso de biodiesel de CN maior). A combustão ocorre por mais tempo na compressão do ciclo; assim sendo, ocorre em temperatura maior da câmara de combustão;
- Redução da irradiação da temperatura da combustão pelas partículas da fumaça;
- Alteração das propriedades físicas do combustível, aumentando a penetração do combustível na fase da pré-mistura, aquecendo, assim, esta fase.

No caso do diesel de cana, suas principais características e vantagens são:

- Alto número de cetano (58,4), maior que o diesel de petróleo, reduz o atraso da ignição (ID);
- Ponto de congelamento menor do que $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, permitindo a utilização em temperaturas mais baixas;
- Poder calorífico inferior ligeiramente mais alto, permitindo um melhor consumo mássico;
- Lubricidade HFRR (*High Frequency Reciprocating Rig*) de $332\text{ }\mu\text{m}$, o que protege o sistema de injeção.

A lubricidade do combustível afeta diretamente a vida dos componentes mecânicos do motor, principalmente bomba injetora e bicos de injeção de combustível, peças que por sua vez podem chegar a um quarto do valor do motor.

O aumento do número de cetano no diesel de cana-de-açúcar é responsável pela redução do atraso da ignição e, assim, a diminuição do NO_x (em função da temperatura mais baixa, devido à menor quantidade de combustão de pré-mistura, que gera menos queima abrupta de combustível e menor temperatura) e menor material particulado (em função do avanço do ponto pelo menor ID). Além de ter teor de enxofre mais baixo, que forma SO_x (e depois sulfatos de enxofre), e é um dos componentes solúveis que compõe o material particulado.

Na curva de torque do motor com combustível Amyris 100% *versus* a realizada com Diesel S50-B, observou-se que o consumo específico com Biodiesel Amyris é 3% menor, menor BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) é reduzido em 4,2% e, finalmente, o material particulado diminuindo em 47%.

As principais características do diesel de cana-de-açúcar promovidas na combustão são:

- Melhora no consumo específico mássico, devido ao melhor poder calorífico inferior;
- Redução do material particulado em função da composição química com menos aromáticos e enxofre.

Lapuerta, Armas e Fernandez (2008) concluíram que testes com biodiesel, utilizando o índice de iodo de 90 a 125 (número de iodo aumenta proporcionalmente ao número médio de ligações duplas), demonstraram que não há efeito na curva de torque do motor (consumo de combustível e eficiência térmica). Por outro lado, foi clara a diferença quanto a emissões, mostrando que quanto mais insaturado (quando há pelo menos uma ligação dupla ou tripla entre carbonos) o combustível, mais avançado ficou o início da combustão, maior o NO_x e menor a fumaça.

Os combustíveis alternativos oxigenados são simplesmente compostos orgânicos, que contêm oxigênio em alguma forma, por exemplo no álcool (R-OH) ou éster (RCOO). O biodiesel é um tipo de combustível oxigenado que contém ésteres derivados do processo de transesterificação de óleos de vegetais tais como: da soja, amendoim, girassol, semente de algodão, mamona entre outros, [AGARWAL *et al.*, 2011].

Bunce *et al.* (2011) concluíram com o seu teste, utilizando biodiesel de soja, que se obtém uma degradação no consumo específico do motor sendo essa comparada à redução da energia contida neste diesel renovável. Verificou-se também um aumento no BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) e significativa redução no BSPM (material particulado específico) com o motor operando com parâmetros de injeção de forma original de produção. Nesse estudo, o aumento da quantidade de EGR e avanço do

ponto no sistema de injeção mitigam o efeito do aumento do NO_x quando se utiliza o biodiesel 100%. Otimizando os parâmetros de injeção do motor, ϕ e quantidade de EGR para este novo combustível, conseguiu-se uma redução do NO_x de 5% até 42%, e de 50% do material particulado, além de degradação do consumo em média de 6%.

Deng *et al.* (2010) observaram, utilizando uma câmera em um reator com injeção “common rail” a 1800 bar, que maiores viscosidade, tensão superficial e massa específica do combustível aumentam a penetração do spray ao mesmo tempo em que reduzem o ângulo. Foi verificado que tanto no petrodiesel como no biodiesel quanto maior a pressão de injeção, maior penetração e ângulo do spray; e, com o aumento da densidade do ambiente, a penetração diminui e o ângulo aumenta.

Jha, Fernando e To (2008) notaram em seu estudo que a presença de componentes saturados, grau de insaturação (quando há pelo menos uma ligação dupla ou tripla entre carbonos), volatilidade e conteúdo de oxigênio em um combustível hidrocarboneto oxigenado têm um papel importante, determinando as características de temperatura da chama aberta ao ar. Foi observado que quanto maior a cadeia de ésteres, maior é o poder calorífico inferior, e menor a temperatura de chama. A presença no biodiesel de componentes saturados e menor comprimento da cadeia de carbono fazem com que a temperatura da chama aumente, sugerindo assim uma maior formação do NO_x térmico.

O efeito do biodiesel foi resumido no trabalho de Lapuerta, Armas e Fernandez (2008). E existe uma notória redução do material particulado, uma pequena alteração do consumo (proporcional à perda calorífica do combustível) e, o mais inconsistente, a alteração do NO_x (óxidos de nitrogênio), que pode ser maior, menor ou igual em cada estudo. Alguns trabalhos mostram que o aumento do NO_x se deve ao ponto avançado do início da combustão em situações de torque alto do motor, em casos de sistema de injeção não eletrônico (bomba injetora mecânica), a maior massa específica do combustível produz uma pressão interna do sistema de injeção maior, devido ao menor vazamento interno, e faz com que o início de injeção se dê mais cedo. Isto pode ser visualizado em instrumentações de injetores de combustível que abrem antes para entregar o combustível. Entretanto, quando se verificam os gráficos de início de injeção por NO_x (óxidos de nitrogênio), percebe-se que o gás medido está

em concentração menor para um mesmo início de combustão. Em alguns casos, justifica-se o aumento dos óxidos de nitrogênio em função da menor fumaça emitida durante a combustão, assim, existe uma menor dissipação da radiação pelas partículas de carbono concentrado dentro do cilindro, além da maior disponibilidade de oxigênio e avanço do início da combustão, devido ao número de cetano maior. Uma grande discordância entre autores é se, realmente, este avanço causaria um aquecimento da combustão (com aumento da temperatura e pressão dentro da câmara), pois uma vez que ocorre a redução do atraso da ignição (ID) se dá a redução da fase de combustão de pré-mistura, o que diminui a temperatura inicial dentro da combustão (devido a uma menor quantidade de combustível, que irá queimar de uma só vez no início da combustão). Todos os fatores são válidos e têm seus pesos, que podem ser maiores ou menores, dependendo do projeto do motor e da temperatura inicial da combustão. As próprias características físicas do diesel afetam o spray (penetração, ângulo, momento de inércia das gotas, distribuição das gotas, tamanho das gotas, evaporação e dissipação de calor), que influenciam no atraso do início da combustão e na taxa de combustão de pré-mistura e de difusão.

Fang *et al.* (2008), em seu trabalho para visualizar o spray do combustível por recursos ópticos, em uma combustão de baixa temperatura (LTC), estudou a diferença no comportamento do biocombustível e o diesel de petróleo. Verificou-se que as diferenças de compressibilidade dos combustíveis são desprezíveis ao se utilizar motores com sistema de injeção de alta pressão, sendo que a pressão é estabelecida antes do fenômeno de injeção do combustível.

Ao observar a combustão com uma câmera de alta velocidade e uma janela posicionada na parte superior do pistão, Fang *et al.* (2008) puderam tirar algumas outras conclusões que já foram também vistas por outros autores, como o pequeno efeito da alteração da temperatura na combustão pelo simples fato da mudança do combustível, uma vez que os motores mais modernos têm um sistema de injeção em circuito fechado, compensando a mudança da pressão. Em seu estudo, o diesel de referência tem o número de cetano em 54, e o biodiesel em 50, ou seja, é observado um aumento do atraso do início da combustão. Ao utilizar o biodiesel, observou-se a maior penetração do jato que atinge as paredes do pistão, em função da maior densidade, menor volatilidade e mesmo da maior quantidade injetada. A menor

luminosidade da queima do combustível evidencia a menor quantidade de carbono formado durante o processo da combustão, em função da melhor mistura e de tempo mais longo por causa do aumento do atraso da ignição.

3.2 Óxidos de nitrogênio

O óxido de nitrogênio, em última fase na atmosfera, oxida e forma dióxido de nitrogênio, o que é importante para a formação de chuva ácida, neblina fotoquímica e é precursor para formação do ozônio que se acumula na baixa atmosfera [TURNS, 2000].

Na explanação de Heywood (1988), o NO_x (óxidos de nitrogênio) forma-se pela alta temperatura dos gases queimados atrás da chama, por meio de reações químicas, envolvendo os átomos e moléculas de nitrogênio e do oxigênio que não atingem equilíbrio químico.

À medida que se tem uma alta temperatura dos gases queimados, maior será a formação do NO (óxido nítrico). À proporção que o gás esfria, durante a fase de expansão, as reações que envolvem o NO cessam e deixam a concentração do NO remanescente.

O excesso de diluição com gás residual no uso do EGR gera uma combustão de pobre qualidade, queima parcial e, eventualmente, falha na ignição.

Para a redução de NO (óxido nítrico), mantendo um consumo de combustível bom, o uso adequado é de $\phi < 1,1$, ou seja, razão ar-combustível $> 13,2$.

No motor a diesel, o combustível é injetado um pouco antes de a combustão ocorrer; assim, na maior parte do ciclo crítico de combustão, o diesel é distribuído não uniformemente. Esta distribuição é responsável pela formação dos poluentes e se altera em função da fase da mistura.

O NO (óxido nítrico) forma-se em regiões de gases queimados em alta temperatura e quando se observam imagens da queima, com a temperatura e a razão de ar-

combustível não uniformes, a taxa de formação é maior em regiões de razão estequiométrica próxima de 1, e é menor quando se apresenta rico ou pobre, conforme demonstra a Figura 11.

Fonte: Heywood (1988). Obs.: figura originalmente para motor de combustão por ignição

Figura 11 - Variação da concentração de hc, CO e NO no escape de um motor convencional de ignição por centelha

3.2.1 Cinética da formação do NO (óxido nítrico)

Tanto o NO (óxido nítrico) quanto o NO₂ (dióxido de nitrogênio) compõem os chamados NO_x (óxidos de nitrogênio); o NO é a parcela predominante e prevalece na oxidação das moléculas de nitrogênio do ar. Entretanto, o combustível contém significativa quantidade de nitrogênio, que se adiciona ao já existente no comburente como uma fonte de formação de NO.

O mecanismo de formação do NO (óxido nítrico) da atmosfera vem sendo muito estudado, e para condições de proximidade com a razão estequiométrica (14,5:1), as

principais reações que governam a formação do NO térmico, propostas por Zel'dovich, são exibidas nas equações:

O equilíbrio das equações é relacionado às constantes de equilíbrio (K_i^+/K_i^-) e, assim, à taxa de formação de NO (óxido nítrico) pelas reações acima. A elevada temperatura na combustão fornece a energia necessária para que se forme o NO, sendo as equações (21) e (22) as dominantes que têm a maior constante de equilíbrio.

O NO (óxido nítrico) se forma tanto na frente da chama quanto nos próprios gases da chama; entretanto, a combustão ocorre em alta pressão. Como a região de reação da chama é extremamente fina ($\sim 0,1\text{mm}$) e dura pouco tempo, ocorre o aumento da pressão e temperatura de cilindro durante quase todo o processo de combustão.

Lakshminarayana e Aghav (2010) explicam que, devido ao atraso da ignição, o combustível é preparado durante a fase chamada de pré-mistura e fica na proporção estequiométrica (14,5:1). No início da combustão, a chama queima com alta velocidade gerando uma temperatura elevada e, assim, produz a energia para conduzir a cinética química. Este evento repentino gera, também, o ruído elevado característico do motor a diesel, conforme já mencionado.

Na Figura 4, exposta no Capítulo 2.2, observam-se as principais fases da combustão. A primeira, chamada de pré-mistura, é governada, principalmente, pela cinética química, é responsável pela formação de 70% do NO_x e possui o maior aumento de liberação de calor.

Durante a segunda fase, chamada de controlada pela mistura, ou difusiva, ainda ocorre a formação de NO_x (óxidos de nitrogênio), porém com a temperatura já mais baixa, uma vez que não houve o acúmulo de combustível da fase de atraso da ignição. Assim, essa fase fica sendo controlada pela mistura do processo físico do spray de combustível. Caracteriza-se pela perda de energia cinética decorrente de o pistão ser atingido pelo jato, perdendo temperatura para as paredes. Com isso, tem-se uma mistura menor. Ainda, durante essa fase, o injetor permanece aberto, entregando a quantidade de combustível desejada. A queima ocorre próxima à estequiométrica, sendo a estrutura da chama turbulenta, fortemente transiente e de difusão.

Outro aspecto importante é que a transferência de calor para as paredes irá também definir as regiões com maiores temperaturas dentro da câmara de combustão. Entretanto, no processo de mistura na combustão, os gases já queimados, ar, vapor de água, combustíveis rico e pobre não queimados são capazes de sofrer mudanças na composição de qualquer elemento gasoso que queimou a uma razão de equivalência específica. Em adição, a composição e temperatura mudam em função da compressão e da expansão do cilindro.

Nos motores modernos, o aumento da taxa de compressão foi capaz de reduzir o atraso de ignição, acumulando menos combustível na fase da pré-mistura e gerando uma menor temperatura na primeira fase, a qual reduz o NO_x (óxidos de nitrogênio) do motor. Porém, na segunda fase, a combustão fica muito fria e de má qualidade. Para compensar isso, é normal aumentar a pressão de injeção e a turbulência para melhorar a mistura, otimizando a queima novamente.

Na terceira fase, com o fim do período injeção de combustível, há uma queda repentina na energia cinética do processo (temperatura e pressão). Daí em diante, o diesel queima lentamente até o término do combustível remanescente na câmara de combustão.

Considerações de Heywood (1988) enfatizam que a terceira fase, vista na Figura 4 do Capítulo 2.2, também se caracteriza por começar a fase de expansão do cilindro, havendo uma redução da sua pressão do cilindro e, conseqüentemente, da temperatura e da taxa de combustão.

A taxa de mistura nas três fases é proporcional à energia cinética turbulenta do jato de diesel. Quando existe encontro com as paredes, a temperatura é considerada em três pontos: spray líquido, spray pulverizado e spray na parede.

McAllister, Chen e Pello (2011), ao estudarem o assunto, expõem o fato de o diesel caracterizar-se por apresentar uma combustão pobre, na qual, idealmente, há apenas ar em contato com as paredes do cilindro. Dessa forma, HC não queimado e CO não são um problema para o motor a diesel, mas o NO_x e a fuligem são críticos para atender aos níveis de emissões legislados no Brasil, Europa Ocidental e América do Norte.

Na Figura 12, observa-se que a fuligem (componente do material particulado) começa na combustão de pré-mistura rica, estendendo-se por todo interior da chama, concentrando-se ao centro da extremidade da chama, e oxida-se perto da região pobre e estequiométrica da combustão, ao passar pela zona de difusão. Esta oxidação depende de radicais livres como o $OH\cdot$ e alta temperatura.

Já o NO_x (óxidos de nitrogênio), forma-se na zona de difusão da chama, principalmente, quando o motor opera com ponto de injeção avançado, ocasionando o aumento das pressões e temperaturas. Nesse caso, há a redução do material particulado.

Fonte: Sandia Labs.

Figura 12 - Desenho esquemático da chama com suas zonas de temperaturas e regiões de formações de gases e material particulado

Como bem observado por Heywood (1988), a injeção ocorre antes da combustão iniciar; assim essa queima de gases não é uniforme, mas resultado de uma distribuição também não uniforme do combustível.

Os processos de combustão são extremamente complexos. Durante a fase da pré-mistura, ou não controlada, que ocorre após o atraso da ignição, a mistura ar-combustível espalha quase que estequiometricamente e queima com a ignição espontânea, ocorrendo a propagação de chama. Já durante a fase de controle por mistura, a queima é próxima à estequiométrica, sendo a estrutura da chama turbulenta, fortemente transiente e de difusão.

Entretanto, no processo de mistura na combustão, entre os gases já queimados, ar, vapor de ar e combustível rico e pobre, ocorre a mudança da composição de qualquer elemento gasoso que queimou em uma específica razão de equivalência. Mudanças, devido à compressão e expansão, ocorrem à medida que a pressão de cilindro aumenta e cai, lembrando que a razão de equivalência 1 é crítica para a formação de

NO (óxido nítrico), em altas temperaturas e pressões, sendo que o período crítico para essa formação é entre o pico da temperatura, que ocorre no começo da combustão, e o pico da pressão de cilindro.

A mistura que queima no começo do processo é importante, uma vez que ela é comprimida em alta temperatura, aumentando a taxa de formação do NO (óxido nítrico). Este processo agrava-se à medida que a combustão ocorre continuamente e a pressão de cilindro aumenta, elevando a temperatura.

Depois do pico da temperatura e do pico de pressão dos gases queimados, observa-se uma redução da temperatura no cilindro com a expansão dos gases ao se iniciar a fase de expansão do ciclo da combustão. As quedas de temperatura com ar ou gases queimados frios brecam a química da formação de NO (óxido nítrico).

Em cargas elevadas de torque do motor, nas quais existe uma grande quantidade de combustível injetado, o pico de pressão e de temperatura são ainda mais elevados e grandes regiões de gases queimados ficam em uma taxa próxima à estequiométrica, sendo esta crítica para a formação de NO_x (óxidos de nitrogênio).

Já em cargas reduzidas, com a diminuição de massa de combustível, a razão de equivalência, também, é reduzida, caindo o NO_x proporcionalmente, mas não se observa a queda da P e T na mesma proporção.

Uma opção comum para haver melhor consumo é a adição de O₂ (oxigênio), mas como contrapartida, há um aumento da temperatura da chama e assim do NO_x (óxidos de nitrogênio), tornando esta estratégia um pouco restrita.

Shi, Ge e Reitz (2011), em seu estudo, exibem um dos modelos de autoria de Smith, mais bem sucedidos para o NO_x (óxidos de nitrogênio), chamado *GRI methane/air* (*Gas Research Institute*), o qual vem sendo utilizado largamente nas simulações, com a aplicação das equações (23), (24) e (25) (ver também as equações propostas por Zel'dovich apresentadas anteriormente).

Há casos, quando alguns elementos não estão presentes, em que ainda é utilizado o modelo reduzido de Zel'dovich citado em Heywood (1988), conforme especificado nas equações (20) (21) e (22), já apresentadas no item 3.2.1, desta Dissertação.

Utiliza-se o equilíbrio parcial da equação:

E o estado estático das espécies N conforme equação:

$$\frac{d[\text{N}]}{dt} = 0 \quad (27)$$

Turns (2000), em seu livro, explica a queima de combustíveis que têm nitrogênio, quando ocorre a formação de óxido nítrico, a qual é realizada por três mecanismos ou rotas que envolvem o nitrogênio do ar. São eles:

- Mecanismo térmico ou Zel'dovich: ocorre em alta temperatura em uma faixa ampla de razão de equivalência;
- Mecanismo intermediário de N_2O (óxido nitroso): importante no processo de combustão fria e pobre;
- Mecanismo Fenimore ou rápido: ocorre em processos de combustão ricos.

Esses três mecanismos são importantes na queima da pré-mistura e de difusão.

Mecanismo térmico ou Zel'dovich

A energia de ativação em (K_1^+) de (20) é relativamente elevada e acontece em torno de 319.050 kJ/mol, sendo, então, esta reação altamente dependente da temperatura. Este mecanismo segue as equações (20) (21) e (22), já apresentadas no início desta seção.

Esses resultados podem ser estendidos com a adição da reação 22:

Estas reações estão acopladas à química da combustão do combustível pelo O_2 , O e $\text{OH} \cdot$.

Em processos nos quais a combustão é finalizada antes da formação de NO (óxido nítrico), para que sejam significativos, os dois processos das equações (20 e 21) podem ser desacoplados. Nesse caso, se o tempo for suficientemente longo, pode-se assumir que as concentrações de N_2 , O_2 , $\text{O} \cdot$ e $\text{OH} \cdot$ estão em equilíbrio. Essa suposição simplifica o problema de calcular a formação do NO. Se for considerada a hipótese de que a concentração de NO é muito menor do que o valor de equilíbrio, a equação reversa pode ser desconsiderada. Isso reduz para uma equação mais simples, apresentada na equação (28):

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2K_{N,1f}[\text{O}]eq[\text{N}_2]eq \quad (28)$$

Na escala de tempo do processo da oxidação de combustível, NO (óxido nítrico) é formado mais lentamente no mecanismo térmico; então, o NO térmico é geralmente considerado como sendo formado nos gases de pós-chama.

Mecanismo intermediário de N_2O

Mecanismo intermediário de NO_2 (dióxido de nitrogênio) é importante no caso de misturas pobres ($\phi < 0,8$) e de baixas temperaturas, sendo de grande valia para os processos que exploram combustão pobre da pré-mistura. Os três passos para a sua realização estão descritos nas equações:

Mecanismo Fenimore ou rápido

Está intimamente ligado à química da combustão do hc (hidrocarbonetos). Algumas moléculas de NO (óxido nítrico) são produzidas, rapidamente, na zona de chama da pré-mistura, muito antes do tempo da formação de NO pelo mecanismo térmico. Neste, os radicais do hidrocarboneto reagem com o nitrogênio e formam compostos de amina e ciano, que são convertidos em compostos intermediários, os quais, em último instante, formam o NO (óxido nítrico). Temos assim as seguintes equações:

Sendo (32) o primeiro caminho e o passo de limitação da razão de equivalência menor do que 1,2. A conversão de HCN para formar NO (óxido nítrico) segue nas equações:

Para razão de equivalência mais rica do que 1,2, ocorrem outras equações mais complexas, porém, elas não serão apresentadas neste trabalho, uma vez que são muito extensas e numerosas. Entretanto, muitos processos de combustão emitem frações significativas do óxido de nitrogênio na forma de dióxido de nitrogênio, lembrando que estão centrados na equação $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$.

3.3 Material particulado

Shi, Ge e Reitz (2011) explicam que o modelamento da fuligem é um grande desafio para a simulação de motores, primeiramente devido a sua estrutura, composição e mecanismos de formação complexos, afirmando, inclusive, que a predição quantitativa não seria possível para o intuito de otimização do processo de combustão.

O modo mais utilizado em modelamentos é o *Hiroyasu's two steps*, quando era considerado apenas um precursor para formação da fuligem e na oxidação pelo oxigênio. A produção líquida de fuligem é dada pela diferença das duas equações empíricas (38) a (40).

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = A_{sf} \cdot \rho_{prec} \cdot p^n \cdot \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad (38)$$

Sendo:

ρ_{prec}	densidade parcial do precursor da fuligem
p	pressão
T	temperatura
E_{sf}	energia de ativação com valor igual a 12500 cal/mol
A_{sf}	constante de Arrhenius, normalmente com valor 40
n	fator exponencial para pressão, utilizado com valor 0,5
R	constantes universais dos gases

Já no caso da oxidação da fuligem, utiliza-se a equação do modelo de Nagle e Strickland-Constable de 1962, conforme segue abaixo.

$$\frac{dM_{SO}}{dt} = \frac{6WC}{\rho_s D_s} M_s R_{ox} \equiv A_{SO} M_s \quad (39)$$

Sendo:

M_s	massa de fuligem
A_{SO}	constante de Arrhenius
ρ_s	densidade da fuligem

D_s	diâmetro da fuligem
W_c	peso molecular do carbono
R_{ox}	parcela equivalente à constante de Arrhenius de diversas etapas da reação de formação de fuligem

Sendo a produção líquida igual à equação.

$$\frac{dM_S}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (40)$$

Outros modelos mais recentes não utilizam o vapor do combustível como único precursor de formação da fuligem. Kong *et al.*, citado por Shi, Ge e Reitz (2011), usaram o acetileno como precursor. Há, também, modelos mais complexos, como o de Tao *et al.*, citado por Shi, Ge e Reitz (2011), de múltiplas fases e que consideram crescimento da superfície, absorção, coagulação e oxidação pelo oxigênio e OH.

Heywood (1988) expõe que o material particulado (PM) consiste principalmente, em material gerado na combustão do carbono que absorveu uma parcela de compostos orgânicos. A maior parte do material particulado vem da queima incompleta dos hidrocarbonetos do combustível, e uma parcela do óleo lubrificante do motor. Este é formado em regiões ricas que contêm combustível não queimado no centro do spray, dentro da região da chama, em que há o combustível aquecido pela mistura com gases quentes queimados. A fuligem, então, é oxidada na região da chama quando entra em contato com o oxigênio não queimado, dando o aparecimento da luz amarelada, característica da chama.

Acima da temperatura de 500 °C na combustão, o material particulado é formado, principalmente, por pequenas esferas de carbono e uma pequena quantidade de hidrogênio e diâmetro de 15 a 30 µm. Quando a temperatura é reduzida abaixo dos 500 °C, a molécula de material particulado fica revestida pela absorção e condensamento de compostos de alto peso molecular, entre eles: hidrocarbonetos não queimados, hidrocarbonetos oxigenados e hidrocarbonetos aromáticos polinucleares. Este material condensado inclui, entre outras, espécies não orgânicas como dióxido de enxofre, dióxido de nitrogênio e sulfatos.

Lakshminarayanan e Aghav (2010) acrescentam que a formação do material particulado ocorre na combustão em uma atmosfera diferenciada, que é típica da combustão heterogênea. A sua formação ocorre pela quebra térmica das moléculas de combustível sob uma deficiência de quantidade de oxigênio, e consequente polimerização dessas moléculas menores resultando em macromoléculas ricas em carbono, que se aglomeram no material particulado final.

Entretanto, o material particulado é uma mistura complexa de componentes orgânicos e inorgânicos em fases sólida e líquida, como já descrito por Heywood. Uma parte, chamada de fração orgânica insolúvel (IOF), contém carbono sólido e sulfatos que não podem ser diluídos em uma solução orgânica. A outra fração pode ser diluída em uma solução orgânica e é chamada de fração solúvel orgânica (SOF), a qual pode ser absorvida pela fuligem ou mesmo condensada em um filtro, sendo composta de combustível e óleo não queimados e seus componentes sintetizados termicamente.

A Figura 13 mostra a contribuição de cada componente do material particulado.

Fonte: Lakshminarayanan e Aghav (2010).

Figura 13- Composição do material particulado em motores industriais. Composição dividida em fração solúvel (SOF) e não solúvel (IOF)

Alguns modelos foram feitos empiricamente para prever o PM e dependem da condição do motor, necessitando da fumaça em FSN (*Fuel Smoke Number*, unidade dada pela empresa AVL), e da vazão de escape, que é expressa na equação:

$$PM = \frac{4,95 \text{ fumaça}^{(0,38 \text{ fumaça})}}{405} \cdot \text{Vazão de escape} \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (41)$$

Lembrando que este valor é relativo aos seguintes compostos de PM, dado por IOF (fração insolúvel do óleo, ou seja, fumaça e sulfatos) e SOF (fração solúvel do óleo e combustível).

No fim do atraso de ignição, as concentrações dos produtos da combustão atingem níveis críticos, e é iniciada a combustão de pré-mistura não controlada. Subsequentemente, tem início a combustão difusiva controlada. A taxa da combustão, nesse período, é exatamente igual à qual o ar se mistura com o combustível. Nas regiões, onde a ignição começa, o ar e o combustível se misturam na proporção estequiométrica (14,5:1 de massa de ar para combustível). Se o período de atraso para formar a concentração crítica é zero, então o combustível não poderia se misturar de forma mais pobre do que a queima estequiométrica. Mas, como isto não ocorre e há o atraso, existem bolsões diluídos por ar em proporção menor do que o limite de flamabilidade, antes da autoignição ocorrer em muitos bolsões. Assim, o combustível não queimado contribui para as emissões de material particulado.

Deve ser considerado que a atomização do combustível é muito importante para a fase difusiva da combustão, no qual ocorre grande parte da formação do material particulado.

Durante o atraso da ignição, o combustível está muito pobre ou muito rico, permanecendo fora da faixa de 0,5 até 3 da razão de equivalência, não permitindo o início da combustão, e gerando diferenças no hc e consumo de combustível.

O descolamento do jato ocorre no final da injeção, quando o jato se descola do bico injetor. Esta zona de descolamento contém traços de combustível e se mistura com o

ar de forma muito pobre para ter uma queima efetiva que contribui para a formação do material particulado.

Nas condições de operação de um motor em plena carga (condição de torque máximo do motor), o maior contribuinte da fumaça formada é o combustível que atinge a parede, com isso, a velocidade do jato cai, com a adição de geometria do injetor e da câmara. O injetor, o fator k (orifício cônico), hidroerosão (arredondamento na entrada do orifício) e Mini-sac (fechamento total do orifício sem um volume morto) afetam, fortemente, a formação de fumaça, fazendo com que a menor velocidade das partículas de combustível seja responsável pela menor formação da fumaça.

Portanto, a câmara de combustão e os parâmetros do injetor possuem um papel importante na fumaça, uma vez que a cinética química é muito rápida, quando comparada ao fenômeno da mistura do spray entrando com o ar ao redor.

Vale lembrar que existem dois tipos de fumaça: a branca e preta. A primeira é mistura de combustível e óleo lubrificante em estado não queimado ou parcialmente queimado. Já a segunda é constituída de partículas sólidas de carbono, resultantes de uma combustão incompleta.

Nos laboratórios de emissões, o PM (material particulado) é medido em uma balança de alta precisão, após ser coletado por um equipamento de amostra dos gases de escape. É utilizado um filtro de papel que absorve tanto a parte solúvel quanto a parte insolúvel do material particulado.

3.3.1 Fenômeno da formação da fuligem

Park, Kim e Choi (2009) realizaram estudos de emissões gasosas e de material particulado em um motor, operando com mistura de biodiesel 20%, que mostraram que o torque é degradado, e a fumaça reduzida em 20% em todos os modos de teste do ESC (ciclo europeu em regime constante), além disso, houve um aumento do NO_x (óxidos de nitrogênio) em 3,7%. Utilizou-se um contador de partículas de material particulado para concluir que as partículas entre 10,6 nm e 385 nm foram reduzidas em 10% e 25%, respectivamente.

Em um esboço conceitual de uma chama turbulenta aberta, todo combustível injetado passa pelo processo de vaporização durante o período de atraso de ignição, e é, então, convertido em fumaça, como demonstra a Figura 14.

Fonte: Lakshminarayanan e Aghav (2010)

Figura 14 - Seção de corte conceitual da chama turbulenta, indicando o caminho da fuligem que escapa pelos vãos das pequenas chamas

Na Figura 14, tem-se a descrição mais simples de um spray em queima. É o modelo em que os produtos da combustão passam para o lado externo de um fino manto de chama, e a mistura rica permanece não queimada dentro desse manto. Muitas pequenas chamas são formadas na periferia do manto do spray em combustão e, a maior parte dessa fuligem será oxidada na superfície do manto da chama, dependendo do nível de turbulência.

O tamanho médio das pequenas chamas pode ser igualado à microescala de Taylor, l_k , que define o tamanho do campo de mistura; entretanto, parte da fuligem escapa pelos espaços que são "escamados" pela viscosidade e pela alta frequência dos

componentes da turbulência entre estes redemoinhos. A escala de comprimento de Kolmogorov l_m descreve os espaços entre as pequenas chamas adjacentes.

Essa descrição vale, também, para o spray do jato de diesel em um motor; entretanto, a colisão de gotas com as paredes precisa ser considerada, visto que resulta em perda de energia cinética, alteração da turbulência, e assim, temperatura, necessária para a oxidação.

A fuligem que escapa pode ser estimada pelo cálculo do fluxo nos “buracos” escalonados da escala de Kolmogorov, durante um tempo específico, conforme demonstra a equação:

$$\text{Fuligem} = \left(\frac{\mu_{inj} \cdot A_h \cdot n_h \cdot A_s \cdot t_{int} \cdot \rho_s}{V_{air}} \right) \quad (42)$$

Sendo:

Fuligem em mg/m^3

μ_{inj}	velocidade média do spray
A_h	área dos orifícios para a saída da fuligem, função da escala de Kolmogorov
n_h	número de buracos de fuligem por superfície de área
A_s	superfície de área do spray
t_{int}	escala de tempo para integração da passagem da fumaça pelos orifícios em tamanho existente
V_{air}	volume de ar admitido por ciclo
ρ_s	densidade da fuligem: 2.000 kg/m^3

Os modelamentos consideram a formação instantânea da fumaça dentro do spray, uma vez que as reações químicas dentro da chama são muito rápidas, comparadas com a superfície do manto da chama, o qual é uma difusão física da fumaça. Assim, os modelos fenomenológicos negligenciam as reações químicas e enfatizam os fenômenos físicos.

Os parâmetros principais que afetam a fumaça são a pressão de injeção, vazão de ar, geometria do spray e geométrica da cavidade do pistão.

Vários estudos com diversos motores mostram que a fumaça se torna parabólica à medida que há colisão do combustível nas paredes, causada pela diminuição da taxa de combustão, devido à perda de energia turbulenta, como visto na Figura 15. Valores positivos do grau de colisão indicam interferência do spray com as paredes do pistão, valores negativos indicam o quão afastado está da parede.

Fonte: Lakshminarayanan e Aghav (2010)

Figura 15 - Relação do grau de colisão nas paredes por fumaça em motores diesel

Composição e estrutura

A fumaça; composta por fuligem seca, representada pela fórmula $C_{24}H_{30}O_{2,6}N_{0,18}$, e por uma variação de parte solúvel (porção orgânica), $CH_{0,21}O_{0,15}N_{0,01}$, de 16 a 80 % - porcentagens mais altas são verificadas em motores de rotação mais elevada (3000 rpm); é gerada pela combustão incompleta do hidrocarboneto do combustível e por 2 a 25 %, em massa, do óleo do motor.

Distribuição do material particulado no cilindro

Medições da distribuição do particulado, dentro do cilindro, são de grande valor para o entendimento de como a formação e oxidação estão relacionadas à distribuição do

combustível e ao desenvolvimento da taxa da liberação de calor na câmara de combustão. As maiores concentrações de particulado são achadas no centro do cone do spray, local em que a razão de equivalência é alta e onde ele se forma. O material particulado cresce rapidamente ao ser iniciada a combustão. Na região central, perto da injeção no orifício, a concentração de fuligem é extremamente alta e cai rapidamente, uma vez que a injeção cessa e o centro do jato rico se mistura, atingindo uma razão de equivalência mais pobre.

Longe do centro do spray, a concentração de fuligem cai rapidamente com o aumento da distância central do cone de injeção. Aproximadamente 90% da fumaça é oxidada ao passar de dentro para fora do cone de injeção, indo assim para o escape.

No livro de Heywood (1988), o material particulado aparece rapidamente no início da combustão, mais ou menos entre 4 a 5 graus após o seu início, aumentando rapidamente por mais 15° e caindo drasticamente como resultado da coagulação do material particulado e possível oxidação. É importante ressaltar que o material particulado no escape apresenta o valor de 1/10 (um décimo) do valor de pico.

O material particulado é gerado primeiramente do carbono do combustível: que se forma em um processo iniciado com moléculas de combustível de 12 a 22 átomos de carbono; e razão de hidrogênio para cada carbono próximo de dois. Termina formando partículas contendo 10^5 átomos de carbono, tipicamente compostas de esférulas de 20 a 30 nm de diâmetro. A produção do carbono preto necessita de uma alta produção de fuligem proveniente da pirólise do hidrocarboneto. Entretanto, as características da combustão do diesel se tornam inadequadas para estudos mais aprofundados, apresentadas a seguir:

- Alta temperatura e pressão dos gases de escape;
- Composição complexa do combustível;
- Dominância da mistura por turbulência;
- Processo de natureza instável;
- Geometria tridimensional.

Essas características dificultam a interpretação das ideias fundamentais sobre a formação da fuligem no contexto do diesel, tornando os materiais disponíveis pobres

e de entendimento incompleto. Porém, sabe-se que a formação da fuligem acontece em uma temperatura de 1000 a 2800 K, pressão de 50 a 100 atm e com ar suficiente para queimar todo o combustível.

Os estágios da formação do material particulado podem ser resumidos da seguinte forma:

- Formação da partícula: a primeira formação de fuligem surge, pela oxidação e/ou pela pirólise, das moléculas de combustível condensadas. Os produtos gerados possuem diâmetro menor do que 2 nm e a formação de quantidades gera grande acúmulo de fuligem;
- Crescimento da partícula: Inclui o crescimento, por coagulação e agregação, de uma massa de material sólido, o qual é agregado juntamente a espécies na fase gasosa.

Oxidação da fuligem

Uma grande fração de fuligem, durante sua formação, é oxidada dentro do cilindro antes do processo de exaustão. Após a formação da fumaça em nuvens, observa-se que uma chama difusiva envolve ao seu redor. À medida que o ar entra e se mistura nesta região, ocorre a queima e a redução da quantidade de fuligem.

Em geral, a taxa das reações heterogêneas, como a oxidação da fuligem, depende da difusão dos reagentes para produtos vindos de sua superfície e, por fim, da energia cinética das reações.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Materiais

Os testes para este trabalho foram realizados no Centro Técnico da Cummins Brasil Ltda., em Guarulhos - São Paulo. As salas dinamométricas utilizadas foram as de desenvolvimentos e pesquisa de motores, sendo estas capazes de avaliar a curva de torque do motor, nível de emissões gasosas e de material particulado.

Os três combustíveis estudados foram o Diesel S50-B, Biodiesel B20 e Biodiesel Amyris, e serão chamados assim no decorrer do trabalho, sendo o Diesel S50-B utilizado como referência durante os testes dos outros dois. O Diesel S50-B carrega a sigla B para indicar a presença 5% de biodiesel na sua composição, conforme o mercado brasileiro.

O Diesel S50-B e o Biodiesel B20 são misturas adquiridas nos distribuidores. Já o combustível produzido pela Amyris é uma farneseno pura de cana-de-açúcar, e produzido pela Amyris.

O “diesel” de cana-de-açúcar da Amyris é sintetizado por uma linhagem geneticamente modificada da levedura *Saccharomyces cerevisiae*, sendo a sacarose usada como matéria prima. A levedura é transformada pela inserção de um gene que codifica a farneseno sintase, que é uma enzima de uma planta medicinal, proveniente da *Artemisia annua*. Com o uso de processos de fermentação industrial, o produto final é secretado pela célula da levedura na forma de um diesel derivado de farneseno.

A Tabela 2 exibe a composição de cada diesel e o nome do certificado dado para cada parcela da mistura. Na compra da mistura Diesel S50-B e Biodiesel B20, foram adquiridos os certificados das análises das suas partes e não das misturas finais. Esses documentos podem ser vistos no apêndice, Tabela 17, 18, 19, 20 e 21.

Tabela 2 - Composição das amostras utilizadas nos ensaios em sala de teste

Estudo	Combustível utilizado	Proporção	Diesel utilizado	Data	Certificado combustível
Biodiesel B20	Diesel S50-B (para referência do teste)	95%	S50-A	06/05/2011	349TQ8415
		5%	B100	13/10/2011	Oleoplan #270 ^(A)
	Biodiesel B20	76%	S50-A	06/05/2011	349TQ8415
		24%	B100	13/10/2011	Oleoplan #270
Biodiesel Amyris	Diesel S50-B (para referência do teste)	95%	S50-A	06/05/2011	349TQ8415
		5%	B100	13/10/2011	Oleoplan #270 ^(A)
	Biodiesel Amyris	100%	Biodiesel Amyris	01/11/2010	Não disponível. Utilizada análise de lote anterior. ^(B)

Obs.: ^(A) assume-se como mesma composição do Oleoplan 5% do diesel contido no S50-B.

^(B) Tabelas 17 e 18 apresentam as análises consideradas representativas pelo fabricante.

Na Tabela 3 abaixo, é apresentado o cálculo final, base volume 100, para o Biodiesel B20 utilizado nos testes.

Tabela 3 - Composição do Biodiesel B20 utilizado nos testes

Percentual da mistura	Diesel de petróleo	Biodiesel Oleoplan (B100)	
		70% biodiesel de soja	30% biodiesel animal
80% de diesel de mercado S50-B	76%	2,8%	1,2%
20% de Biodiesel B20	-	14%	6%
Composição final	76%	16,8%	7,2%

Obs.: assume-se como mesma composição do Oleoplan 5% do diesel contido no S50-B.

Encontra-se na Tabela 4 um sumário das principais características que afetam o desempenho, emissões e material particulado do motor. A densidade do diesel de cana-de-açúcar Amyris é menor que as do Diesel S50-B e do B20, fazendo com que a injeção mássica de diesel seja menor, alterando assim o funcionamento do motor. Para o Biodiesel Amyris a viscosidade cinemática é, da mesma forma, a menor de

todos, alterando assim a estrutura do spray de diesel dentro do cilindro de combustão. Quanto ao enxofre no combustível de cana-de-açúcar, o seu valor é bem reduzido, auxiliando a diminuição de fumaça e, assim, de material particulado. O poder calorífico inferior maior para o diesel de cana-de-açúcar faz com que o motor tenha um rendimento mais elevado e, finalmente, um maior número de cetano faz com que o atraso da ignição do motor seja reduzido, isso é, adiantando o ponto do início da combustão. O diesel de cana-de-açúcar é conhecido, também, como 2,6,10-Trimethyldodeca-2,6,9,11-tetraene.

Tabela 4 - Características físico-químicas dos combustíveis Diesel S50-B, Biodiesel B20 e Biodiesel Amyris

Característica	Diesel S50-B	Biodiesel B20	Biodiesel Amyris
Fórmula Principal	5% $C_{19}H_{35}O_2^{(d)}$ 95% $C_{12}H_{26}^{(c)}$	24% $C_{19}H_{35}O_2^{(d)}$ 76% $C_{12}H_{26}^{(c)}$	100% $C_{15}H_{24}^{(e)}$ (pureza=91,7%)
Densidade a 15 °C	832,8 kg/m ³ (a)	840,5 kg/m ³ (a)	768,7 kg/m ³ (a)
Viscosidade Cinemática a 40 °C	2,860 cSt (a)	3,007 cSt (a)	2,325 cSt (a)
Enxofre	19,1 mg/kg (b)	16,4 mg/kg (b)	2,6 mg/kg ^(a)
Poder calorífico inferior	42,5 MJ/kg (b)	41,9 MJ/kg (b)	43,4 MJ/kg ^(a)
Número de cetano	53,7 ^(b)	53,4 ^(b)	58,4 ^(a)

(a) Valor medido em análise pela Simatest. (b) Média ponderada: Diesel S50-A e Biodiesel B100. Certificados apresentados no Apêndice. Diesel padrão A é o diesel sem biodiesel. (c) Fórmula exemplo de diesel de petróleo.

(d) Fórmula utilizada para diesel de soja na literatura. (e) Fórmula fornecida pelo fabricante Amyris.

No estudo dos dois combustíveis, diesel de cana-de-açúcar e Biodiesel B20, foram utilizados motores de famílias diferentes; uma vez que a disponibilidade de Biodiesel Amyris é limitada e para reduzir o gasto de combustível, foi assim utilizado um motor de cilindrada menor. A Tabela 5 mostra as principais diferenças entre os dois motores utilizados, e a Figura 16 apresenta a curva de torque dos dois motores utilizados nos testes (Biodiesel B20 e Biodiesel Amyris).

Tabela 5 - Características dos motores utilizados nos testes comparativos entre Biodiesel Amyris e Biodiesel B20

Família do motor (nome Cummins)	ISL	ISF
Cilindros	6	4
Válvulas por cilindro	4	4
Sistema de injeção	Common Rail	Common Rail
Marcha lenta (rpm)	700	750
Rotação de potência máxima (rpm)	2100	2600
Máxima livre sem torque (rpm)	2400	2850
Pico de potência (kW)	298	119
Rotação de torque (rpm)	1500	1500
Pico de torque (N.m)	1600	600
Cilindrada (L)	8,9	3,8
Taxa de compressão (-)	17,1	17,2

Figura 16 - Curva de torque dos motores ISF e ISL utilizados nos testes

4.2 Métodos

Os combustíveis foram testados em duas salas do laboratório da Cummins Brasil Ltda.: diesel de cana-de-açúcar da fabricante Amyris em uma compatível com emissões Euro III (Diretiva 1999/96/EC)⁷; o Biodiesel B20 em uma com o nível Euro V

⁷ Diretiva 1999/96/EC é a norma da comunidade europeia que introduz os procedimentos da Euro III e os procedimentos das Euro IV/V.

(Diretiva 2005/55/CE⁸, Norma NBR ISO 1585⁹ e ABNT NBR 15634¹⁰) e o Diesel S50-B em ambas. Na Tabela 6, são exibidos os principais equipamentos utilizados em cada bancada de teste de motores assim como os modelos dos equipamentos.

As salas de testes incluem diversos equipamentos, que têm como objetivo manter as condições de contorno do motor - pressão, temperatura e umidade ambiente, assim como temperatura da água de resfriamento do motor, temperatura do diesel, restrição de admissão de ar, restrição de escapamento do motor, restrição e capacidade térmica do trocador de calor da saída da compressora do turbo alimentador, entre outras - em valores padronizado, garantindo que motores medidos em laboratórios distintos tenham a mesma curva de torque e emissões.

As normas dos fatores de correção utilizadas nos laboratórios de combustão garantem a normalização dos resultados obtidos, são elas: Diretiva 2005/55/CE, Norma NBR ISO 1585 e ABNT NBR 15634.

---

⁸ Directiva 2005/55/EC é a norma que introduziu a durabilidade do *on-board diagnose* (OBD).

⁹ NBR ISO 1585 é a norma: Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva.

¹⁰ ABNT NBR 15634 é a norma: Veículos rodoviários automotores - Análise e determinação do gás de exaustão segundo os ciclos ETC, ESC e ELR.

Tabela 6 - Equipamentos utilizados nas bancadas de teste em laboratório

	Banco de Prova #2 (Euro III)	Banco de Prova #7 (Euro V)
Condicionamento de ar de admissão do motor	Ambiente [sem controle]	AVL ACS 2400
Dinamômetro	Schenck W700	AVL APA404/6
Analizador de Gases de escape	Horiba MEXA 2000	Horiba MEXA 7000
Medidor de fumaça	AVL 415S	AVL 415S
Medidor de vazão de combustível	AVL 735 / 753	AVL 735 / 753
Medidor de material particulado	AVL Mini túnel SPC472	AVL Mini túnel SPC472
Aquisição de combustão em alta velocidade	AVL Indimodul 621	AVL Indimodul 621

Obs.: Não foram anexadas descrições dos equipamentos, pois, pelas siglas de cada um deles, seus catálogos podem ser localizados na internet.

A sala de teste utilizada durante o experimento segue o desenho esquemático da Figura 17, onde é possível visualizar todos os equipamentos instalados e o grau de complexidade em ter um sistema único de aquisição de dados e controle que gerencia a todos os equipamentos.

Figura 17 - Esquema da instalação dos equipamentos do laboratório de testes

4.2.1 Conceitos de funcionamento dos principais equipamentos

Condicionamento de ar de admissão do motor

O AVL ACS 2400, condicionamento de ar, é importante para que o ar de admissão do motor seja sempre utilizado o mais próximo da CNPT, independentemente da condição ambiental externa da sala de teste. As salas mais modernas conseguem controlar a temperatura, umidade relativa e a pressão barométrica, como no caso da utilizada nas avaliações do Biodiesel B20. Já a sala utilizada nos testes do Biodiesel Amyris, por ser mais simples, apenas possui o controle da temperatura do ar de admissão.

O controle da pressão barométrica tem como objetivo garantir que a vazão de ar na admissão do motor seja igual em qualquer condição atmosférica e qualquer altitude do laboratório. Deve-se lembrar que os motores diesel são sensíveis à quantidade de

ar admitido, e mudanças nesse parâmetro interferem no rendimento, emissões e limites mecânicos da operação desta máquina térmica.

Esse equipamento é projetado para operação com demandas constantes do motor em funcionamento, permitindo ajustes do ar de admissão. A comunicação é feita com o painel de operação da sala dinamométrica, via conector padrão RS232. Válvulas de controle são gerenciadas por *softwares* na bancada de controle da sala de teste, com PID (Proporcional Integral e Derivativa) e lógicas em controle fechado (*closed loop*). Dessa forma, é possível equilibrar a demanda e o fornecimento de ar ao motor.

O equipamento ACS controla a temperatura por meio de um trocador de calor, de ar e água, e um aquecedor elétrico ligado em série.

O controle da pressão de admissão é realizado por um ventilador radial de alta pressão, uma borboleta de restrição, que faz ajustes rápidos, e uma válvula de ajuste fino.

A umidade é controlada pelo sistema de refrigeração do ar, no trocador de calor, e possui umidificação com vapor de água de uma caldeira.

Devido ao princípio de funcionamento do sistema de ar de admissão, este ar é seco no sistema do trocador de calor. Portanto, a menor umidade absoluta alcançável depende da menor temperatura que se atinge no trocador. Se a temperatura do ponto de orvalho do ar ambiente for menor que a menor temperatura possível no trocador de calor, não ocorrerá a condensação de água. Nesse caso, a umidade absoluta no sistema será a mesma do ar ambiente. A partir dos valores da carta psicométrica, as faixas de operação deste equipamento estão apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Faixa de controle da operação do condicionador de ar AVL ACS 2400

Parâmetro	Faixa de controle
Temperatura	10 a 35 [°C]
Umidade	3 a 30 [g H ₂ O/Kg de ar seco]
Pressão	920 a 1020 [mbar]

Dinamômetro

O dinamômetro AVL APA404/6 da sala de teste Euro V é elétrico e ativo (ou seja, ele que impõe a velocidade ao eixo do motor ao invés de apenas freá-lo), podendo até acioná-lo em condição de torque ativo, mais conhecida como *motoring*. Já na sala de teste Euro III, o dinamômetro Schenck W700 (passivo) atua como freio simples, para medição do torque.

O dinamômetro Schenck W700 passivo, tem capacidade para operar até 700 KW de potência (939 CV), como conceito de funcionamento a utilização da corrente de Foucault. Isto é, um disco roda imerso em um campo magnético, cuja intensidade é controlada por uma bobina de corrente contínua, que funciona como um imã, podendo assim variar o torque aplicado no disco. Para o seu funcionamento, é necessário um sistema de refrigeração a água dissipando o calor gerado pelas cargas parasitas. Finalmente, o esforço que tende a ser transmitido para a carcaça do dinamômetro é medido por uma célula de carga de alta precisão. Uma vez que se conhece o braço desta, pode-se obter o torque no eixo do motor utilizando o conceito pendular.

O conceito de funcionamento do dinamômetro ativo APA 404, da AVL, é diferente, pois trata-se basicamente de um motor gerador elétrico de corrente alternada que gera energia elétrica quando o equipamento freia o eixo do motor. Quando está em

operação, impondo rotação para o motor, utiliza energia elétrica da rede, convertida em pulsos senoidais, com uma frequência variável para controlar a rotação.

Analizador de gases de escape

Tanto o Horiba MEXA 2000 quanto o MEXA 7000 são analisadores de gás de escape, e permitem que a quantidade de NO_x seja medida em um volume padronizado de amostra. As duas salas de teste têm equipamentos de versões diferentes (2000 e 7000), porém ambos possuem o mesmo conceito de funcionamento, exceto apenas pelo grau de eletrônica agregada. Ambos são fabricados pela mesma empresa, diferenciando-se somente por sua automação, e calibrados com os mesmos gases padrão.

Estes equipamentos têm analisadores e controladores que permitem a medição dos gases de escape do motor. No caso deste trabalho, foi realizada medição de NO (óxido nítrico) e NO_x (óxidos de nitrogênio), com faixas dinâmicas de ajuste automático, por amostragem contínua do escapamento do motor. O analisador é baseado no método de detecção por quimioluminescência (CLD), no qual se tem diodo receptor de luz adjacente a uma câmara de reação química. Uma vez que o dióxido de nitrogênio é dissociado na forma de óxido de nitrogênio, este é misturado com ozônio (O_3), resultando, então, na emissão de luz, proporcional à concentração de NO (óxido nítrico) e NO_2 (dióxido de nitrogênio).

Este analisador é amplamente utilizado por vários fabricantes de motor pelo fato de a medição não sofrer interferência de outros componentes presentes no gás de escape, e, ao mesmo tempo, tem uma grande sensibilidade ao NO e NO_x .

O princípio da quimioluminescência pode ser entendido pela mistura do NO com o gás O_3 em um reator, todo o NO (óxido nítrico) é então oxidado e transformado em NO_2 (dióxido de nitrogênio), seguindo a equação.

Uma parte do NO₂ (dióxido de nitrogênio) formado está em um modo excitado e instável, ou seja, com a sua energia interna maior que o normal, estas moléculas excitadas emitem energia na forma de luz ao retornar ao modo fundamental. Este fenômeno é chamado de quimioluminescência e a quantidade de luz emitida é proporcional a quantidade de moléculas de NO (óxido nítrico) antes da reação.

Uma vez que este processo descrito não mede NO₂ (dióxido de nitrogênio), deve-se transformar todo o NO₂ presente em NO (óxido nítrico), para assim obter a medida final de NO_x (óxidos de nitrogênio). As fórmulas das reações são apresentadas nas equações (44) e (45), sendo utilizado o carbono para que esta conversão ocorra.

Medidor de fumaça

O AVL 415S, medidor de fumaça, é utilizado para obter um valor de opacidade, em um papel filtro padrão, que é medido em FSN (*filter smoke number*), sendo esta unidade do próprio fabricante AVL. A medição da fumaça é importante para saber se a combustão está expelindo grande quantidade de material orgânico insolúvel (IOF), fundamental para entender o comportamento da combustão no motor.

AVL 415S é o modelo do equipamento padrão para medição de fumaça. Esta versão tem uma linha aquecida que garante a baixa condensação de água na linha de entrada, permitindo assim medições com menor desvio padrão.

O equipamento tem como conceito de funcionamento medir a quantidade de fumaça visual negra, ou seja, a quantificação da ausência da reflexão da opacidade no filtro de papel. Nos cálculos do equipamento, utiliza-se o ΔP em uma placa de orifício e a temperatura da amostra. Controla-se o equipamento para operar em $\Delta P=1$ bar e 25°C, com uma coluna de 405 mm de comprimento. Coleta-se um volume padrão de gás de escape que é utilizado no cálculo, e não apenas o quanto o filtro de papel se enegrece. Para saber o quanto se tem de enegrecimento, há um emissor de luz e um sensor que

detecta a quantidade de luz refletida. Com estes dados, é possível calcular a quantidade de fumaça presente na amostra, seguindo a equação:

$$R_R = \frac{R_S}{R_F} 100\% \quad (46)$$

Sendo:

R_R fumaça relativa da amostra
 R_S valor refletido da amostra
 R_F valor refletido com filtro limpo

A fumaça do motor é gravada na variável 'Smoke' da Tabela 9.

Medidor de material particulado

O AVL SPC472 é um equipamento utilizado para medir o material particulado no teste ciclo europeu em regime constante, chamado de ESC, e tem uma bancada de controle que, em função da vazão de gás de escape de cada um dos modos do ciclo, permite que seja feita uma diluição, com ar limpo e filtrado, específica para cada um deles, desde que a amostra não exceda 52 °C.

Conceitualmente, este equipamento opera com a pesagem inicial e final de um filtro de papel de alta densidade, ou seja, amostras diluídas controladas são absorvidas pelo filtro, ficando retido nele a parte solúvel e insolúvel, contendo assim, genericamente, carbono elementar, hidrocarbonetos, sulfatos, água associada e partículas metálicas. Com a pesagem realizada após um ciclo de teste ESC, pode-se assim calcular o BSPM (*brake specific particulate matter*) nas equações (47) e (48). O resultado é material particulado específico BSPM diferente do material particulado seco específico (BSDPM - *brake specific dry particulate matter*) calculado por meio da fumaça obtida no AVL415S. Este último consegue medir apenas a opacidade do filtro coletado, indicando somente quantidade de carbono elementar.

$$BSPM = \frac{PT_{mass}}{\sum_{i=1}^{i=n} P_i . WF_i} \quad [g/kW.h] \quad (47)$$

Sendo:

PT_{mass}	massa medida em balança de alta precisão
P_i	potência observada
i	modo do teste ($i = 1, \dots, n$) e $n=13$
WF	ponderação do modo

Temos ainda a equação:

$$PT_{mass} = \frac{m_f}{m_{sep}} \times \frac{q_{medf}}{1000} \quad [\text{mg}] \quad (48)$$

Sendo:

m_f	massa de amostra de material particulado coletado
m_{sep}	massa de amostra de gás de exaustão diluído, que passa através dos filtros de coleta de material particulado
q_{medf}	fluxo mássico equivalente do gás de exaustão diluído em base úmida

Medidor de vazão de combustível

AVL 735 / 753, medidor de vazão de combustível, é de extrema importância, tanto para conhecer a eficiência do motor quanto para poder quantificar seu grau de emissões, pois este pode ser calculado em valor específico da quantidade de combustível injetado.

O AVL *Fuel Mass Meter* é baseado em um sensor de fluxo de massa Coriolis, que permite, assim, uma medição contínua. O pequeno diâmetro do tubo utilizado no projeto permite uma grande precisão da medição. O equipamento ainda tem capacidade para regular a temperatura do diesel de 10°C a 80°C.

A vazão de combustível utilizada pelo sistema de injeção do motor é gravada na variável 'fuel_rate' da Tabela 9.

Aquisição de dados de combustão

O Indimodul 621, equipamento de aquisição de dados em alta velocidade, que trabalha com taxa de aquisição de 48 kHz, consegue obter o valor da pressão de cilindro, em função do ângulo do virabrequim com uma precisão de até $0,1^\circ$ da árvore de manivela. Além dessa leitura, com uma ponta de prova de corrente, obtém-se o pulso elétrico enviado para o injetor, conseguindo, assim, saber quando é iniciada e quando termina a injeção de combustível (pela corrente elétrica na solenóide do injetor). Dessa forma, sabe-se o ponto real de injeção.

O Indimodul, da AVL, utiliza uma ponta de prova, com precisão de 50 mA a 100 A de pico, montada no fio de alimentação da bobina do injetor de combustível, com a utilização do efeito Hall para medição do início da corrente no injetor do motor. O sensor de pressão de cilindro, localizado na face de fogo do cabeçote do motor, faz a leitura da pressão de combustão em tempo real.

Com a utilização da aquisição em alta velocidade de pressão de cilindro e início de sinal elétrico de injeção de combustível é possível calcular a liberação de calor e o atraso da ignição (ID).

A taxa da liberação de calor representa a energia turbulenta adicionada aos gases do cilindro na saída do injetor, em função da velocidade de injeção, decorrente da combustão, considerando a dissipação de energia no ar e nas paredes. Quanto maior o seu valor maior é a energia cinética turbulenta, normalmente utilizada para localizar o início da combustão e, assim, calcular o atraso da ignição. É chamada de aparente, pois deriva da medição de pressão interna do cilindro do motor. É afetada pela transferência de calor para o cabeçote, cilindro, pistão e qualquer vazamento de gás, como o que vai para o sopro cárter do motor.

O valor do pico de pressão na combustão, no cilindro do motor, é gravado na variável 'peak_cyl_p' e a posição, em graus do virabrequim, em que ocorre o pico de pressão de cilindro, na 'peak_cyl_ca', expostas na Tabela 9.

4.2.2 Principais termos, definições e cálculos

A sala de teste é instrumentada com uma série de transdutores de pressão, sensores de temperatura e outros equipamentos de aquisições de dados do motor, do ambiente e das condições de contorno. Também recebe os cálculos gerados pelos equipamentos anexos à célula de testes. Várias destas leituras são utilizadas para comparar a condição de funcionamento do motor e a qualidade da combustão, outras são fatores de entrada para os cálculos de correção ou, mesmo, de parâmetros do funcionamento do motor. Os parâmetros utilizados para comparação dos resultados desta Dissertação serão expostos a seguir. Outras inúmeras variáveis são lidas pela aquisição de dados da sala de teste e não terão seus cálculos detalhados nem expostos aqui.

Rotação

A rotação é um dos parâmetros mais importantes, pois possibilita saber quantos ciclos ocorrem em 1 minuto, o que implica na quantidade de combustível injetado em cada período de tempo (lb/h). Entende-se que quanto mais ciclos, mais combustível é injetado, e maior a energia inserida no sistema. O número de rotações é utilizado no cálculo da potência do motor, entre outros parâmetros de comparação da curva de torque do motor, que é lido diretamente pelo dinamômetro e não tem fator de correção. Suas leituras são feitas em rpm (rotação por minuto). É gravada na variável 'speed' da Tabela 9.

Graus de virabrequim

Expressa o ângulo em graus do virabrequim que se encontra o pistão em um específico momento, a partir da referência ou ângulo zero, que se dá quando o pistão se encontra no ponto mais alto do seu curso (*top dead center* - TDC).

O ângulo pode ser antes ou após o TDC, sendo nomeados BTDC (*before top dead center*) ou ATDC (*after top dead center*), respectivamente. A Figura 18 permite entender melhor quais são estes pontos, bem como o BDC (*bottom dead center*).

Fonte: próprio autor

Figura 18 - Esquema do motor quanto ao TDC e BDC

Ponto de injeção

É o tempo do ciclo de combustão, medido em graus do virabrequim, no qual se dá o início da injeção de combustível na câmara de combustão.

Atraso da ignição (ID)

É o período de tempo, expresso em graus do virabrequim, entre o início da injeção de combustível e o da combustão.

Taxa de compressão (CR)

A taxa de compressão (CR) é a razão do volume da câmara de combustão do pistão na sua posição de ponto morto inferior (BDC) e o volume do pistão na sua posição de ponto morto superior (TDC).

Torque corrigido

O torque é uma saída do dinamômetro utilizado para saber o quanto de trabalho útil está sendo gerado no eixo do motor. Também é conhecido como carga, e usado no cálculo da potência e nos parâmetros calculados na base da potência específica, tal como os de emissões (nesse caso, usa-se potência observada). A leitura foi realizada em unidade lb.ft. É comum realizar a correção do torque para uma condição atmosférica padrão CNPT, para assim, normalizar a leitura entre diferentes dias de teste, ou mesmo, entre distintas altitudes de laboratórios e condições atmosféricas. As equações abaixo representam o cálculo do fator de correção do torque corrigido, conforme norma NBR1585/1996.

$$\alpha_c = (f_a)^{f_m} \quad (49)$$

$$f_a = \left(\frac{99}{p_d}\right)^{0,7} \left(\frac{T}{298}\right)^{1,2} \quad (50)$$

$$f_m = 0,036 \frac{q}{r} - 1,14 \quad (51)$$

$$q = \frac{120000.V}{L.rpm} \quad (52)$$

$$r = \frac{P_3}{P_{Sref}} \quad (53)$$

Sendo:

α_c	fator de correção [-]
f_a	fator atmosférico [-]
f_m	fator característico ao motor [-]
p_d	pressão atmosférica relativa do ar de admissão [kPa]
T	temperatura absoluta do ar de admissão [K]
V	vazão de combustível [g/s]
L	cilindrada total do motor [litros]
rpm	rotação da árvore de manivela [min^{-1}]
P_3	pressão relativa na saída da compressora [kPa]

O cálculo do fator de correção é gravado na variável '*correction factor*', e o torque corrigido na '*corrected torque*' ambos exibidos na Tabela 9.

Potência

A potência máxima obtida em um banco de dinamômetro na saída do virabrequim do motor, pode ser vista na Figura 20, na seção 4.2.3 como P_{max} . A potência do motor é gravada na variável '*power*' da Tabela 9.

BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico)

A variável utilizada para verificar a emissão de NO_x (óxidos de nitrogênio) do motor é formada pela composição da vazão mássica de NO_x em g/h, dividido pela potência de operação do motor, resultando na unidade [g/kW.h]. Esta forma específica do NO_x permite que se compare a grandeza da emissão gasosa em diferentes condições do motor, sendo uma maneira de normalizar a taxa de emissão. Nesse caso, a potência utilizada é a observada, pois, conceitualmente, a emissão é se refere à potência útil no eixo.

A conversão da concentração de NO_x da base seca para a úmida, conforme a NBR 15634, é apresentada na equação (54). A correção é necessária, pois o equipamento lê em base seca e a norma o padroniza em base úmida.

$$C_{wet}^{NOx} = \left(1 - \frac{1,2442 \cdot H_a + 111,19 \cdot W_{ALF} \cdot \frac{q_{mf}}{q_{mad}}}{773,4 + 1244 \cdot H_a + \frac{q_{mf}}{q_{mad}} \cdot k_f \cdot 1000} \right) \cdot 1,008 \cdot C_{dry}^{NOx} \quad (54)$$

Sendo:

H_a	umidade absoluta do ar de admissão, expressa em gramas de água por quilograma de ar seco [g.H ₂ O/kg]
K_f	$0,055584 \cdot W_{ALF} - 0,0001083 \cdot W_{BET} - 0,0001562 \cdot W_{GAM} + 0,0079936 \cdot W_{DEL} + 0,0069978 \cdot W_{EPS}$
Q_{mf}	fluxo mássico de combustível [kg/h]
Q_{mad}	fluxo mássico de admissão de ar seco [kg/h]
W_{ALF}	teor de hidrogênio do combustível [%]
W_{BET}	teor de carbono do combustível [%]
W_{GAM}	teor de enxofre do combustível [%]
W_{DEL}	teor de nitrogênio do combustível [%]
W_{EPS}	teor de oxigênio do combustível [%]

Existe um fator para correção do ar de admissão do motor, conforme apresentado na equação abaixo:

$$K_{W2} = \frac{1,608 \cdot H_a}{1000 + (1,608 \cdot H_a)} \quad (55)$$

Sendo:

H_a	umidade absoluta do ar de admissão

Temos também um fator de correção para a umidade e temperatura do NO_x (óxidos de nitrogênio), como pode ser visto nas equações:

$$k_{h,D} = \frac{1}{1 - 0,0182 \cdot (H_a - 10,71) + 0,0045 \cdot (T_a - 298)} \quad (56)$$

$$H_a = \frac{6,220 \cdot R_a \cdot \rho_a}{\rho_b - \rho_a \cdot R_a \cdot 10^{-2}} \quad (57)$$

Sendo:

Ta	temperatura do ar de admissão [K]
Ha	umidade do ar de admissão [gH ₂ O/kg]
Ra	umidade relativa do ar de admissão [%]
Pa	pressão de vapor saturado do ar de admissão [kPa]
pb	pressão barométrica total [kPa]

Para o cálculo do fluxo mássico, após utilizar os fatores já apresentados, deve-se seguir a equação:

$$m_{NO_x} = U_{NO_x} \cdot C_{NO_x} \cdot q_{mew} \quad [\text{g/h}] \quad (58)$$

Sendo:

U_{NO_x}	relação entre a densidade do NO _x de exaustão e do gás de exaustão (0,001587/1,293 kg/m ³)
C_{NO_x}	concentração do NO _x [ppm]
q_{mew}	vazão de gás de escape [kg/h]

O valor final de BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) é obtido a partir do valor do m_{NO_x} dividido pela potência observada em kW, e no caso do ciclo europeu em regime constante (ESC), cada modo tem a sua ponderação conforme a Tabela 8 e a equação (59).

Tabela 8 - Sequência de ensaio do ciclo europeu em regime constante (ESC)

Modos do ciclo	Rotação	Torque %	Fator de ponderação WF	Tempo min
1	Marcha lenta	—	0,15	4
2	A	100	0,08	2
3	B	50	0,10	2
4	B	75	0,10	2
5	A	50	0,05	2
6	A	75	0,05	2
7	A	25	0,05	2
8	B	100	0,09	2
9	B	25	0,10	2
10	C	100	0,08	2
11	C	25	0,05	2
12	C	75	0,05	2
13	C	50	0,05	2

Fonte: ABNT NBR15634

$$BSNO_x = \frac{\sum_{i=1}^{i=13} (mNOx_i \cdot WF_i)}{\sum_{i=1}^{i=13} (P(n)_i \cdot WF_i)} \quad [\text{g/kW.h}] \quad (59)$$

Sendo:

$P(n)$ potência útil observada [kW]

i modo do ciclo

O valor de óxidos de nitrogênio específico é gravado na variável 'BSNOx_cor', apresentada na Tabela 9.

Consumo específico

Para verificar a eficiência da combustão, um cálculo simples pode ser realizado. Divide-se a quantidade de combustível instantâneo utilizado pela potência útil, gerada no eixo do motor; esta relação é utilizada aqui na unidade lb/hp.h, sendo seus cálculos apresentados nas equações:

$$BSFC = \frac{Q_{mf}}{P_c} [\text{lb/hp.h}] \quad (60)$$

$$P_c = \frac{T \cdot \alpha_c \cdot rpm}{5252} [\text{hp}] \quad (61)$$

Sendo:

Q_{mf} fluxo mássico de combustível [lb/h]

P_c potência corrigida [hp]

T torque observado [lb.ft]

α_c fator de correção [-], referente às fórmulas (49) a (53)

O mesmo cálculo pode ser estendido para o torque corrigido, gerando assim, consumo específico corrigido, que é gravado na variável 'cor-BSFC', exposta na Tabela 9.

BSDPM (material particulado seco específico)

No caso do material particulado seco, um método da Cummins Brasil Ltda. converte a leitura de fumaça de unidade FSN para vazão g/h. Com este valor, utiliza-se a mesma equação (59), gravada na 'BSDPM', conforme a Tabela 9.

Início da ignição

O início da ignição é visualizado pelo equipamento Indimodul 621, que consegue registrar o momento em que a taxa da liberação de calor chega a 5% do seu pico máximo, este momento do virabrequim é considerado o início da ignição. Tem como unidade graus antes do ponto morto superior (BTDC), e é gravado em sala de teste na variável 'final_timing', apresentada na Tabela 9.

Taxa da liberação de calor

A liberação de calor, conhecida como *Heat Release*, é calculada com a leitura contínua da pressão de cilindro, com ela é possível caracterizar a taxa em que a

combustão ocorre (em termos de energia). Com a utilização da curva de pressão de cilindro (pressão dentro da câmara de combustão) e do volume da câmara de combustão para cada 0,1 grau do virabrequim, calcula-se a taxa da liberação de calor instantânea em BTU por segundo, de acordo com as equações:

$$HR_i = \frac{(\lambda \cdot P_i (V_i - V_{i-0,1})) + (V_i (P_i - P_{i-0,1}))}{\lambda - 1} [\text{BTU}] \quad (62)$$

$$ROHR_i = \frac{dHR}{dt} [\text{BTU/s}] \quad (63)$$

O expoente politrópico (λ) pode ser entendido conforme a equação abaixo:

$$\lambda = 1,4 - 7,18e - 5 \cdot BulkTemp \quad (64)$$

$$BulkTemp = \frac{P_i V_i}{mR \cdot 1,8} \quad (65)$$

$$mR = \frac{P_{ivc} \cdot V_{ivc}}{T_{int_{ivc}} + 60} \quad (66)$$

Sendo:

- λ expoente politrópico em uma posição do virabrequim i [-]
- P_i pressão de cilindro em uma posição do virabrequim i [Pa]
- V_i volume calculado instantaneamente em uma posição do virabrequim i [m³]
- P_{ivc} pressão de cilindro no momento do fechamento da válvula de admissão
- V_{ivc} volume calculado instantaneamente na posição do fechamento da válvula de admissão
- $T_{int_{ivc}}$ temperatura no coletor de admissão no momento do fechamento da válvula de admissão

Outras variáveis medidas em sala de teste

Na sala de teste, é utilizado um sistema de aquisição de dados que faz as leituras de todos os canais de instrumentação do motor e as dos outros equipamentos acoplados, bancadas de gases e condições atmosféricas. Todos os dados são armazenados e utilizados em cálculos realizados pelo próprio sistema de aquisição de dados. Alguns equipamentos também executam os seus próprios cálculos que são enviados para este sistema. Caso o motor tenha um módulo de injeção eletrônica; que, por sua vez, tem os seus sensores reais e virtuais; estes dados são também enviados para a sala de teste da mesma forma que os outros equipamentos o fazem.

Na Tabela 9, são apresentadas, de forma simplificada, todas as variáveis de entrada e cálculos relacionados aos componentes e sistemas do motor: respiro da admissão e escape, turbo-compressor, eficiência volumétrica, emissões e sistema de injeção de combustível. Os principais cálculos relacionados neste trabalho foram explicitados no começo desta seção. Outras variáveis da lista não terão os seus cálculos descritos, pois são de conhecimento geral no desenvolvimento de motores ou mesmo porque são simples e de conceito comum à engenharia. Na última coluna desta tabela, é mostrado em qual equipamento o cálculo ou leitura foi realizado.

Tabela 9 - Variáveis de sala de teste, tipo de aquisição e equipamento responsável pela extração do valor

Nome da variável	Unidade	Definição	Tipo	Equipamento
Speed	rpm	rotação do motor	leitura	sensor
TORQUE	ft-lbs	torque observado no eixo do motor	leitura	dinamômetro
Power	hp	potência observada no eixo do motor	cálculo	automação de sala
BMEP	psi	pressão média efetiva	cálculo	automação de sala
BSFC	lb/hp-hr	consumo específico observado	cálculo	automação de sala
Cor-BSFC	lb/hp-hr	consumo específico corrigido	cálculo	automação de sala
BSNOx cor	g/hp-hr	NOx específico por potência corrigido	cálculo	automação de sala
NOx	ppm	NOx observado	leitura	Horiba
FSNOx	g/kg	NOx específico por massa de combustível observado	cálculo	automação de sala
PEAK_CYL_P	psi	pico de pressão do cilindro do motor	leitura	AVL Indimodul 621
SMOKE	FSN	fumaça	leitura	AVL 415S
A/F FRESH	none	relação ar por combustível	cálculo	automação de sala
VOL EFF MNF	%	eficiência volumétrica do coletor de admissão	cálculo	automação de sala
OILPAN_T	°C	temperatura do óleo do motor no carter	leitura	sensor
OILRFL_P	psi	pressão do óleo do motor no carter	leitura	sensor
CLNT_IN_RTD	°C	temperatura da água na entrada do motor	leitura	sensor
Engine clt in prs	°hg	pressão da água na entrada do motor	leitura	sensor
CLNT_OT_RTD	°C	temperatura da água na saída do motor	leitura	sensor
BLOW_BY	°h2o	pressão do sopro do carter	leitura	sensor
BAROMETER	°hg	pressão barométrica	leitura	sensor
VAP_PA	°hg	pressão de vapor ambiente	cálculo	automação de sala
Humidity	%	umidade ambiente	leitura	sensor
CMP_IN_T	°C	temperatura na entrada da admissão da compressora do turbo	leitura	automação de sala
CMP_IN_P	°hg	pressão na entrada da admissão da compressora do turbo	leitura	automação de sala
COMP PR	none	relação entre pressão na entrada e saída da compressora do turbo	cálculo	automação de sala
COMP EFF	%	eficiência volumétrica na compressora do turbo	cálculo	automação de sala
Comp out temp	°C	temperatura na saída da admissão da compressora do turbo	leitura	automação de sala
Comp out prs	°hg	pressão na saída da admissão da compressora do turbo	leitura	automação de sala
Aftclr in temp rtd	°C	temperatura na entrada do trocador de calor do ar de admissão	leitura	automação de sala
Aftclr out temp rtd	°C	temperatura na saída do trocador de calor do ar de admissão	leitura	automação de sala
Aftclr out prs	inHg	pressão na saída do trocador de calor do ar de admissão	leitura	automação de sala
DELTA_AC	inHg	diferença de pressão na entrada e saída do trocador de calor do ar de admissão	cálculo	automação de sala
Diesel Density	kg/m3	densidade do diesel	externa	Ipiranga distribuidor
Diesel Viscosity	cst	viscosidade do diesel	externa	Ipiranga distribuidor
INT_MNF_T	°C	temperatura do ar no coletor de admissão	leitura	automação de sala
INT_MNF_P	°hg	pressão do ar no coletor de admissão	leitura	automação de sala
FRESH AIR MF	Kg/hr	vazão de ar na admissão	leitura	automação de sala
Exhaust Mass Flow	lbs/hr	vazão de gases de escape	cálculo	automação de sala
TUR_IN_P	°hg	pressão dos gases de escape no coletor de admissão	leitura	automação de sala
TUR_FL_T	°C	temperatura dos gases de escape no duto frontal do coletor de escape	leitura	automação de sala
TUR_RI_T	°C	temperatura dos gases de escape no duto traseiro do coletor de escape	leitura	automação de sala
TUR_IN_T	°C	temperatura média dos gases de escape do coletor de escape	leitura	automação de sala
TURBINE PR	none	relação de pressão entre a entrada e saída dos gases de escape na turbina	cálculo	automação de sala
TUR_OT_T	°F	temperatura de saída da turbina	leitura	automação de sala
TUR_OT_P	°hg	pressão de saída da turbina	leitura	automação de sala
NOx Corrected	ppm	NOx corrigido	cálculo	automação de sala
Correction Factor	-	fator de correção do NOx	cálculo	automação de sala
peak_cyl_ca	psi	graus onde ocorre o pico de pressão de cilindro	leitura	AVL Indimodul 621
GIMEP		pressão média efetiva bruta indicada	cálculo	AVL Indimodul 621
H_EOI_CA@1	°atdc	graus onde ocorre o fim da primeira injeção	leitura	AVL Indimodul 621
H_EOI_CA@2	°atdc	graus onde ocorre o fim da segunda injeção	leitura	AVL Indimodul 621
H_SOI_CA@1	°atdc	graus onde ocorre o início fim da primeira injeção	leitura	AVL Indimodul 621
H_SOI_CA@2	°atdc	graus onde ocorre o início da segunda injeção	leitura	AVL Indimodul 621
noise	db	ruído de combustão	cálculo	AVL Indimodul 621
Speed Variation	rpm	desvio padrão da variação da rotação	cálculo	automação de sala
Torque Variation	ft-lbs	desvio padrão da variação do torque observado	cálculo	automação de sala
CMS STD	mm3/st	débito comandado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
FUEL_IN_T	°C	temperatura de entrada do combustível	leitura	automação de sala
FUEL_RTN_T	°C	temperatura de saída do combustível	leitura	automação de sala
FUEL_RATE	lb/hr	vazão de combustível	leitura	AVL735 / 753
g1hp		potência observada indicada bruta	cálculo	automação de sala
GISFC	lbm/hp/hr	massa de combustível específica por potência observada indicada bruta	cálculo	automação de sala
Total_Fueling	mg/stroke	débito comandado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Final_Timing	deg_btdc	ponto de injeção comandada pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
APC_hp_Cmd	bar	pressão de injeção comandada pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Pilot_Fueling	mg/stroke	quantidade de combustível na pré-injeção comandado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Pilot_to_Main_Time	usec	ponto da pré-injeção comandado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Boost_Pressure	kPa	pressão do coletor de admissão aquisitado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Net_Engine_Torque	N_m	torque por sensor virtual aquisitado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Boost_Pressure	bar	pressão do coletor de admissão aquisitado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Fresh_Air_Flow	kg/min	vazão de ar por sensor virtual aquisitado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Ambient_Air_Press		pressão ambiente aquisitado pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Charge_Press	kPa	pressão do ar na admissão pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Charge_Flow	kg/min	vazão de ar na admissão pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Charge_Tmpt	deg_c	temperatura do ar na admissão pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
_Turbocharger_speed	krpm	sensor virtual da rotação do eixo turbo pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
CBP_Air_Fuel_Ratio	none	relação ar combustível virtual calculada pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
H_Total_O2_In_Cylinder	mg/st	sensor virtual da quantidade de combustível presente no cilindro calculada pelo módulo do motor	leitura	automação de sala
Smoke	Pier	fumaça	cálculo	automação de sala
exh conc dpm	mg/m³	concentração de material particulado	cálculo	automação de sala
dpm	g/hr	vazão do material particulado	cálculo	automação de sala
SCE fsDPM	g/kg	massa de material particulado específico por massa de combustível consumida	cálculo	automação de sala
BSDPM	g/hp-hr	massa de material particulado específico por potência no eixo do motor	cálculo	automação de sala
Test Cell Fueling	MM³/3/ST	débito injetado	cálculo	automação de sala
Correct Torque	lbf.ft	torque corrigido	cálculo	automação de sala
Test cell Fueling	mg/st	débito injetado	cálculo	automação de sala

Um exemplo da aquisição de dados pode ser visualizado nas Tabela 10, Tabela 11 e Tabela 12, que contêm algumas leituras dos testes comparativos do Diesel S50-B e Biodiesel B20.

Tabela 10 - Primeira parte da tabela do exemplo de aquisição de dados em sala dinamométrica

Power	BMP	BSFC	BSFC	BSNOx	BSNOx	NOx	FSNOx	PEAK_CY	SMOKE	AIF	VOL EFF	OILPAN_T	OILRFL_P	CLNT_IN_RT	CLNT_OT_RT	BLOW_Y	BAROME	VAP PA	Humidity	OMP_IN_T	OMP_IN_P	COMP PR	COMP EFF	Comp out temp	Comp out prs	°Hg
hp	psl	lb/hp-hr	lb/hp-hr	g/hp-hr	g/hp-hr	ppm	g/kg	psl	FSN	none	%	°C	psl	°C	°C	°C	°Hg	°Hg	%	°C	°C	none	%	°C	°Hg	
376.592	261.510	0.377	0.374	3.630	3.630	710.640	21.227	2061.100	0.470	20.557	80.712	113.760	49.397	87.372	45.004	93.630	7.979	693.210	0.406	50.035	22.579	-18.717	66.312	202.980	58.318	
376.716	261.596	0.376	0.373	3.663	3.663	723.120	21.455	2053.600	0.460	20.552	80.444	117.340	47.824	90.658	48.417	97.150	7.714	690.440	0.388	48.461	22.388	-18.670	66.004	203.390	58.477	
377.012	261.827	0.379	0.375	3.827	3.827	729.150	22.278	2070.200	0.480	20.408	80.492	119.550	47.190	92.613	48.445	99.301	7.091	690.510	0.408	49.932	22.722	-18.676	65.969	204.250	58.609	
377.146	261.896	0.383	0.380	4.355	4.355	866.640	26.481	2030.100	0.270	21.084	80.204	119.840	47.543	92.709	48.703	98.501	7.882	690.650	0.386	47.391	23.059	-18.326	66.687	200.850	57.720	
377.166	261.896	0.383	0.380	4.354	4.354	870.520	26.633	2025.300	0.270	21.073	80.220	119.810	47.734	92.405	48.703	98.501	7.882	690.650	0.386	48.022	23.039	-18.325	66.731	200.850	57.717	
375.781	260.947	0.365	0.362	4.462	4.462	883.240	26.952	2033.400	0.270	21.046	80.161	119.700	47.660	92.475	47.214	98.695	8.395	690.740	0.397	47.793	22.980	-18.366	66.658	201.100	57.866	
376.904	261.752	0.365	0.362	5.138	5.138	1022.400	31.939	2020.800	0.130	21.491	79.985	119.190	48.087	91.711	46.719	97.762	9.010	690.750	0.401	48.437	22.928	-18.222	67.004	199.460	57.597	
376.746	261.610	0.355	0.352	5.161	5.161	1025.600	32.058	2026.000	0.130	21.482	79.938	118.720	48.223	91.274	45.576	97.277	8.753	690.700	0.404	48.003	23.100	-18.221	67.035	199.560	57.621	
376.846	261.689	0.357	0.354	5.161	5.161	1033.900	31.881	2028.000	0.130	21.428	79.820	118.650	48.176	91.178	45.243	97.241	8.136	690.810	0.388	48.003	23.051	-18.211	67.035	199.560	57.621	
374.875	260.330	0.376	0.373	3.610	3.610	691.380	21.169	2053.700	0.450	20.778	80.817	117.900	48.186	90.357	47.855	96.556	7.277	693.100	0.443	61.177	20.741	-18.530	66.025	200.000	58.737	
374.953	260.372	0.376	0.374	3.619	3.619	696.470	21.197	2048.000	0.450	20.728	80.730	118.100	47.977	90.933	47.810	97.143	7.490	693.170	0.434	58.925	21.009	-18.521	65.999	201.190	58.781	
377.772	262.329	0.378	0.375	3.726	3.726	724.350	21.722	2072.700	0.450	20.463	80.611	118.880	47.690	91.573	47.817	97.801	7.435	693.180	0.431	57.597	21.280	-18.536	65.952	201.970	58.895	
375.833	261.008	0.382	0.380	4.272	4.272	832.660	26.016	2030.600	0.250	21.319	80.591	118.010	48.043	90.602	48.003	96.497	6.721	693.220	0.425	56.733	21.305	-18.246	66.568	198.500	58.039	
375.209	260.550	0.382	0.380	4.261	4.261	828.500	25.954	2032.200	0.260	21.350	80.598	117.050	48.509	89.711	39.804	95.541	7.163	693.180	0.428	56.849	21.378	-18.236	66.665	198.190	57.956	
375.661	260.863	0.384	0.382	4.323	4.323	840.820	26.153	2037.100	0.260	21.207	80.498	116.790	48.656	89.405	39.407	95.319	7.561	693.100	0.428	56.538	21.452	-18.329	66.564	199.110	58.190	
377.436	262.063	0.354	0.352	4.975	4.975	978.140	30.945	2027.600	0.130	21.955	80.446	116.300	48.957	88.654	38.876	94.420	7.871	693.200	0.427	56.400	21.441	-18.096	66.968	196.510	57.542	
376.694	261.599	0.358	0.354	4.991	4.991	978.580	30.863	2032.400	0.130	21.975	80.422	115.800	48.912	88.200	38.721	93.928	7.892	693.150	0.432	57.442	21.332	-18.095	67.059	196.250	57.573	
375.367	260.661	0.362	0.358	4.439	4.439	862.390	27.051	2193.700	0.800	21.251	80.638	116.140	48.934	88.232	38.851	94.005	7.665	693.130	0.432	57.242	21.386	-18.278	66.741	198.010	57.944	
377.195	261.877	0.363	0.360	4.407	4.407	865.660	26.782	2223.500	0.810	21.234	80.544	116.670	48.677	88.583	38.962	94.128	8.187	693.150	0.441	57.782	21.595	-18.369	66.960	199.170	58.106	
376.684	261.590	0.351	0.348	5.308	5.308	1038.000	33.308	2273.000	0.550	21.730	80.211	116.430	48.961	87.996	38.626	93.620	7.331	693.130	0.441	57.450	21.688	-18.075	67.167	195.860	57.244	
376.373	261.358	0.352	0.349	5.394	5.394	1053.400	33.805	2269.800	0.610	21.728	80.255	116.020	49.262	87.518	38.468	93.114	8.163	693.090	0.443	56.754	21.970	-18.050	67.271	195.900	57.189	
376.189	261.230	0.352	0.350	5.301	5.301	1037.300	33.160	2279.400	0.560	21.665	80.155	115.900	49.275	87.288	38.468	93.920	7.968	693.100	0.441	56.009	22.105	-18.013	67.339	195.980	57.020	
376.558	261.499	0.347	0.344	6.269	6.269	1226.500	39.847	2338.000	0.510	21.637	80.020	116.070	49.232	87.045	38.513	92.639	7.906	693.070	0.449	56.916	22.144	-17.966	67.568	194.970	56.842	
376.255	261.288	0.347	0.344	6.219	6.219	1215.800	39.518	2352.400	0.470	21.933	79.976	115.950	49.288	86.866	38.594	92.410	7.339	693.090	0.451	56.745	22.252	-17.895	67.581	194.590	56.749	
375.999	261.065	0.344	0.341	5.891	5.891	1177.300	37.804	2362.400	0.460	21.659	78.366	112.190	50.710	82.029	48.660	89.365	8.784	693.100	0.454	59.155	21.671	-17.206	67.505	189.360	56.165	
376.305	262.363	0.351	0.348	5.574	5.574	1102.700	34.981	2362.400	1.630	21.367	78.629	113.320	50.354	83.478	49.068	89.653	8.163	693.310	0.459	59.025	21.906	-17.631	68.015	194.080	57.409	
376.335	261.335	0.345	0.343	5.850	5.850	1164.800	37.342	2367.700	0.470	21.964	78.311	115.060	49.701	85.724	45.893	91.183	8.333	693.310	0.461	57.811	22.326	-17.331	68.235	192.730	56.758	
376.824	261.671	0.352	0.350	5.512	5.512	1085.600	34.496	2505.800	1.670	21.334	78.638	115.160	49.570	85.900	45.365	91.431	8.242	693.230	0.468	57.660	22.589	-17.723	67.936	195.500	57.452	
376.700	261.560	0.352	0.350	5.493	5.493	1079.000	34.367	2504.800	1.740	21.298	78.558	115.310	49.574	86.036	44.842	91.539	8.446	693.270	0.478	57.628	23.081	-17.855	67.948	196.630	57.450	
378.486	262.837	0.352	0.348	5.496	5.496	1077.400	34.204	2515.400	1.530	21.245	78.614	115.490	49.512	86.219	44.827	91.757	8.487	693.280	0.477	56.228	23.320	-17.852	67.962	197.948	57.450	
375.133	260.497	0.346	0.343	6.914	6.914	1362.100	44.019	2620.300	1.280	21.554	78.213	116.620	49.187	86.613	43.926	92.015	7.648	693.280	0.484	55.673	23.720	-17.574	68.386	195.100	56.997	
374.655	260.178	0.346	0.343	6.896	6.896	1355.200	43.881	2620.000	1.340	21.572	78.166	116.620	49.201	86.631	43.613	92.055	7.880	693.250	0.486	54.916	24.039	-17.571	68.382	195.830	57.109	
375.853	260.972	0.346	0.343	6.834	6.834	1346.000	43.597	2625.700	1.160	21.673	78.197	116.730	49.159	86.753	43.384	92.193	7.751	693.310	0.487	54.000	24.163	-17.571	68.361	196.140	57.146	
377.602	262.199	0.344	0.341	8.049	8.049	1600.000	51.563	2725.900	0.790	21.471	77.877	117.990	49.408	87.057	43.308	92.574	7.953	693.260	0.486	54.607	24.294	-17.457	68.467	195.980	57.128	
377.332	262.024	0.344	0.341	8.049	8.049	1600.000	51.563	2725.900	0.790	21.471	77.877	117.990	49.408	87.057	43.308	92.574	7.953	693.260	0.486	54.607	24.294	-17.457	68.467	195.980	57.128	
376.640	261.544	0.344	0.341	7.371	7.371	1468.000	47.294	2729.600	0.770	21.654	77.858	118.250	48.748	87.759	43.158	93.202	7.874	693.100	0.473	52.840	24.207	-17.459	68.402	196.210	57.212	
376.182	261.213	0.347	0.344	7.346	7.346	1462.640	20.154	2072.100	0.430	20.419	79.084	117.850	47.804	87.768	44.562	98.816	6.984	693.220	0.473	52.840	24.320	-18.639	68.402	207.270	59.732	
377.246	261.996	0.377	0.374	3.458	3.458	697.150	20.226	2074.100	0.430	20.359	79.982	119.110	47.421	92.325	45.266	98.430	7.912	693.140	0.470	51.719	24.489	-18.622	68.361	207.880	59.840	
376.642	261.557	0.376	0.373	3.565	3.565	695.430	20.603	2098.800	0.430	20.334	78.874	120.250	47.007	92.264	45.500	98.359	7.673	693.060	0.469	50.429	24.155	-18.558	68.240	207.600	59.933	
377.644	262.358	0.362	0.359	4.134	4.134	803.980	25.165	2060.300	0.240	21.062	78.974	119.490	47.372	92.358	44.580	98.130	7.445	692.920	0.465	51.960	24.197	-18.402	68.682	206.040	59.623	
377.106	261.880	0.362	0.359	4.042	4.042	784.510	24.599	2055.900	0.250	21.105	7															

Tabela 11 - Segunda parte da tabela do exemplo de dados em sala dinamométrica

Atrc in rd	DELTA C	Diesel Density	Diesel Viscosity	INT_MNF _T	INT_MNF _P	FRESH AIR MF	Exhaust Mass Flow	TUR IN P	TUR F	TUR R	TUR IN T	TURBINE PR	TUR_OT _T	TUR_OT _P	Nox Corrected	Correcto n Factor	peak_vo ca	GIMPE	BDI_CAGH	BDI_CA	H_SQ_L Ag1	H_SQ_C Ag2	noise	Speed Variation	Torque Variation	
°C	inHg	kg/m3	cSt	°C	°Hg	kg/hr	lb/hr	°Hg	°C	°C	°C	none	°F	°Hg	ppm	-	psi		%ide	%ide	%ide	%ide	db	rpm	ft.lbs	
202.690	54.762	3.556	0.840	54.808	54.762	1329.800	3060.449	3.826	763.700	763.700	762.305	0.963	569.770	8.168	694.062	1.015	-14.300	284.300	-10.695	-21.335	-25.618	-6.163	65.200	22.089	8.602	
203.390	54.844	3.533	0.840	2.860	55.243	54.944	1321.700	3065.629	3.826	766.580	168.760	0.935	567.550	8.275	701.160	1.015	-14.000	281.740	-10.704	-21.388	-26.630	-6.162	65.020	26.420	14.284	
204.250	55.102	3.507	0.840	2.860	55.532	55.102	1321.600	3066.399	3.827	772.540	172.630	0.934	573.710	8.327	734.112	1.016	-16.470	281.130	-24.528	-21.374	-30.460	-6.153	65.703	31.794	13.033	
200.690	54.276	3.442	0.840	2.860	54.898	54.276	1307.800	3019.955	3.840	742.600	171.670	0.944	546.060	7.865	842.785	1.015	-14.120	283.050	-19.404	-17.528	-24.910	-6.061	65.091	21.676	9.941	
200.680	54.290	3.427	0.840	2.860	54.886	54.290	1308.300	3021.177	3.842	741.460	169.910	0.945	544.000	7.840	848.236	1.015	-14.210	283.050	-19.412	-17.540	-24.916	-6.074	65.077	22.055	10.613	
201.100	54.438	3.428	0.840	2.860	55.023	54.438	1309.200	3023.431	3.842	742.530	167.470	0.944	545.500	7.886	859.430	1.015	-17.130	280.900	-24.240	-17.596	-29.769	-6.003	66.088	24.308	12.347	
199.460	54.196	3.388	0.840	2.860	54.776	54.199	1303.300	3006.984	3.872	720.510	165.800	0.951	545.980	7.584	996.528	1.015	-12.350	282.920	-19.096	-14.870	-24.288	-5.955	66.530	28.762	10.203	
199.850	54.234	3.387	0.840	2.860	54.827	54.234	1303.000	3006.343	3.866	720.270	163.710	0.951	523.530	7.572	1000.780	1.015	-13.760	283.420	-19.116	-14.887	-24.306	-5.956	66.484	32.170	15.263	
199.720	54.224	3.379	0.840	2.860	54.813	54.224	1301.200	3003.154	3.861	724.470	169.250	0.950	527.640	7.613	1002.111	1.015	-17.430	283.060	-23.922	-15.128	-29.132	-5.943	67.78	29.892	14.721	
102.920	54.261	1.693	0.840	2.860	26.420	24.261	122.370	1628.065	2.132	342.710	340.560	1.047	560.130	7.715	685.944	1.013	6.440	107.600	-27.458	1.832	-30.337	-5.149	66.833	31.953	12.553	
200.600	54.831	3.906	0.840	2.860	54.862	54.831	1328.300	3069.340	3.103	759.620	756.980	0.957	560.300	7.715	685.944	1.013	6.440	107.600	-27.458	1.832	-30.337	-5.149	66.833	31.953	12.553	
201.970	54.877	3.894	0.840	2.860	54.917	54.877	1328.300	3066.443	3.105	760.690	757.250	0.956	561.730	7.727	687.865	1.014	-14.410	279.910	-19.679	-21.205	-25.598	-6.167	65.058	22.816	12.530	
201.970	55.001	3.894	0.840	2.860	55.143	55.001	1326.100	3066.419	3.055	767.990	767.410	0.954	569.360	7.705	714.366	1.015	-16.260	280.600	-24.493	-21.353	-30.424	-6.158	66.069	35.068	11.388	
198.500	54.221	3.817	0.840	2.860	54.405	54.221	1315.700	3036.681	3.106	733.890	725.440	0.962	537.740	7.308	816.263	1.014	-14.300	280.760	-19.394	-17.362	-24.928	-6.071	65.007	22.708	10.339	
198.110	54.375	3.815	0.840	2.860	54.521	54.375	1318.700	3039.708	3.108	734.970	728.840	0.962	538.440	7.371	828.383	1.014	-17.310	280.530	-24.214	-17.675	-29.739	-6.036	66.666	28.978	14.792	
198.510	53.792	3.790	0.840	2.860	54.025	53.792	1308.500	3018.518	3.106	715.610	488.860	0.958	521.350	7.096	963.018	1.014	-11.870	283.060	-18.081	-14.880	-24.292	-5.956	66.030	37.753	15.543	
196.250	53.622	3.751	0.840	2.860	54.018	53.622	1308.500	3018.458	3.105	714.660	492.070	0.958	519.970	7.062	968.566	1.014	-11.500	283.430	-18.086	-14.885	-24.276	-5.954	66.031	24.625	10.363	
196.280	53.840	3.741	0.840	2.860	54.061	53.840	1308.800	3015.290	3.106	716.680	491.520	0.958	523.360	7.080	965.950	1.014	-17.470	282.720	-23.968	-15.060	-28.113	-5.945	67.220	20.468	9.716	
198.010	54.151	3.793	0.840	2.860	54.540	54.151	1315.300	3035.549	3.106	730.270	498.690	0.955	533.360	7.284	860.688	1.014	-16.620	282.140	-24.640	-15.241	-30.572	-11.145	66.571	24.288	10.433	
198.050	54.190	3.786	0.840	2.860	54.753	54.190	1314.700	3034.257	3.105	731.210	504.080	0.955	534.350	7.271	851.718	1.014	-17.030	281.970	-24.636	-15.260	-30.564	-11.147	66.551	24.470	9.486	
199.170	54.328	3.778	0.840	2.860	54.216	54.328	1317.800	3042.071	3.106	734.200	510.010	0.955	537.160	7.312	867.850	1.014	-16.660	282.340	-29.501	-15.437	-35.463	-11.130	66.884	22.291	10.982	
195.860	53.531	3.713	0.840	2.860	52.963	53.531	1304.400	3008.049	3.104	707.610	494.360	0.960	512.060	6.936	1028.983	1.014	-17.440	283.850	-24.336	-11.710	-29.849	-10.977	66.943	26.520	9.992	
195.900	53.466	3.723	0.840	2.860	52.742	53.466	1304.500	3009.211	3.103	706.790	495.040	0.962	512.660	6.936	1044.520	1.014	-17.440	283.840	-24.334	-11.713	-29.849	-10.975	66.959	26.257	11.545	
195.580	53.267	3.733	0.840	2.860	52.147	53.267	1302.800	3004.752	3.105	707.460	504.430	0.955	513.960	6.928	1027.599	1.014	-19.300	283.100	-29.175	-11.811	-34.712	-10.966	66.903	29.694	14.613	
194.670	53.43	3.699	0.840	2.860	51.762	53.43	1299.600	2995.737	3.105	691.690	495.480	0.954	498.440	6.795	1219.274	1.014	-17.340	285.900	-24.038	-9.342	-29.217	-10.937	67.593	25.394	8.246	
194.590	53.059	3.690	0.840	2.860	51.488	53.059	1298.600	2993.452	3.103	690.920	476.730	0.965	497.460	6.743	1209.466	1.014	-17.400	285.540	-24.049	-9.360	-29.240	-10.937	67.552	22.941	9.534	
199.360	52.933	3.832	0.840	2.860	49.398	52.933	1269.100	2927.066	2.962	679.190	677.300	0.966	495.740	6.739	1172.523	1.014	-18.630	283.650	-28.891	-9.079	-34.096	-10.896	67.527	22.967	10.912	
194.080	53.518	3.891	0.840	2.860	50.901	53.518	1266.400	2968.756	3.014	702.930	702.970	0.961	514.150	7.091	1100.772	1.014	-18.630	283.650	-28.891	-9.079	-34.096	-10.896	67.527	23.622	11.933	
192.730	52.988	3.768	0.840	2.860	51.271	52.988	1271.200	2932.478	3.015	694.410	693.900	0.964	502.860	6.860	1163.972	1.014	-18.750	285.160	-28.898	-9.304	-34.102	-10.920	67.517	24.644	9.912	
195.500	53.865	3.798	0.840	2.860	51.811	53.865	1284.500	2984.808	3.020	705.080	704.650	0.961	516.960	7.098	1087.670	1.014	-18.750	286.420	-28.431	-10.273	-35.379	-15.935	66.929	22.423	8.369	
196.090	53.671	3.777	0.840	2.860	52.043	53.671	1282.400	2959.948	3.021	706.360	696.670	0.961	518.170	7.096	1065.968	1.015	-17.570	286.000	-28.432	-10.234	-35.371	-15.933	66.922	22.966	10.499	
196.630	53.671	3.777	0.840	2.860	52.320	53.673	1282.600	2960.748	3.071	707.180	691.010	0.968	519.070	7.104	1083.624	1.015	-17.830	287.400	-28.889	-10.234	-35.371	-15.933	66.922	22.966	10.499	
195.100	53.271	3.726	0.840	2.860	52.296	53.271	1270.000	2929.770	3.088	684.670	612.460	0.965	501.140	6.825	1373.991	1.015	-15.990	285.860	-29.121	-6.591	-34.658	-15.766	67.121	37.298	18.297	
195.830	53.412	3.697	0.840	2.860	52.525	53.412	1270.200	2930.121	3.106	684.180	683.670	0.963	499.360	6.806	1368.629	1.015	-16.720	285.100	-29.119	-6.579	-34.649	-15.765	68.049	26.727	10.978	
195.140	53.664	3.682	0.840	2.860	52.737	53.464	1270.900	2931.734	3.107	684.570	683.410	0.968	499.170	6.799	1359.754	1.015	-7.800	286.510	-33.969	-6.760	-39.507	-15.795	66.229	19.905	10.091	
195.980	53.692	3.636	0.840	2.860	52.086	53.462	1265.500	2919.889	3.108	677.860	677.750	0.970	493.850	6.689	1616.155	1.015	-16.230	287.470	-28.813	-4.493	-34.032	-15.686	67.766	35.711	16.724	
196.210	53.855	3.619	0.840	2.860	53.062	53.855	1265.400	2919.619	3.121	678.160	676.920	0.971	493.010	6.690	34.978	1.015	-15.920	287.030	-28.823	-4.484	-34.017	-15.685	67.740	24.379	12.635	
196.210	53.801	3.611	0.840	2.860	53.171	53.801	1265.900	2920.251	3.144	674.930	675.120	0.972	491.300	6.679	1474.760	1.015	-5.810	287.000	-33.670	-4.954	-38.900	-15.635	66.951	27.342	11.987	
207.270	55.844	3.768	0.840	2.860	55.436	55.844	1314.000	3038.743	3.166	755.330	192.960	0.971	561.220	7.819	665.943	1.015	-14.100	282.160	-27.562	-19.617	-21.516	-25.592	-6.165	65.036	27.410	12.760
207.880	56.072	3.769	0.840	2.860	55.754	56.072	1313.000	3036.849	3.166	759.020	191.970	0.929	566.160	7.803	669.543	1.015	-14.320	283.950	-19.673	-21.580	-25.592	-6.168	64.948	20.457	8.467	
207.860	56.182	3.751	0.840	2.860	55.905	56.182	1312.600	3036.097	3.166	759.430	191.970															

Tabela 12 - Terceira parte da tabela do exemplo de medidas em sala dinamométrica

g/hp	lbm/hp-hr	G/SFC	Total_Fu celling	Final_Tu mining	APC_Ip Cnd	Pilot_Fu celing	Pilot_Fu Main_T me	Net_Elec Pr	Net_Elec Pr_Torq e	N_m bar	m bar	kg/min	Fresh_Air r_Flow	Ambient Air_Press	Charge_Press	Charge_Flow	Charge_Tmpt	Turbocharger_Speed	Cap_Air_Flow	H_Totall O2_in_Oy linder	Smoke	exh conc dpm	g/hr	g/k	SCE fedPM	BSPDM	Test_Cell Fueling
6.709	21.161	170.500	4.188	1100.000	13.188	794.000	177.720	177.720	1383.100	177.720	177.720	22.582	22.582	91.947	269.120	22.582	97.307	111.790	21.165	837.280	0.279	9.580	11.056	0.172	0.029	204.450	170.500
6.649	21.325	170.500	4.188	1100.000	13.188	794.000	177.720	177.720	1383.200	177.720	177.720	22.601	22.601	91.947	269.120	22.601	97.307	112.900	21.165	837.280	0.279	9.580	11.056	0.172	0.029	204.450	170.500
6.634	21.522	170.500	4.188	1100.000	13.188	794.000	177.720	177.720	1383.300	177.720	177.720	22.620	22.620	91.947	269.120	22.620	97.307	114.000	21.165	837.280	0.279	9.580	11.056	0.172	0.029	204.450	170.500
6.680	21.473	167.000	4.188	1350.000	13.188	500.000	175.360	1382.000	175.360	1382.000	175.360	22.596	22.596	91.947	267.510	22.596	97.307	113.000	21.165	837.280	0.286	9.105	10.539	0.168	0.028	203.241	167.000
6.681	20.488	167.000	4.188	1350.000	13.188	794.000	175.360	1382.000	175.360	1382.000	175.360	22.441	22.441	91.975	267.530	22.441	97.608	112.210	21.469	830.560	0.155	5.115	5.625	0.084	0.015	197.086	167.000
6.680	20.488	167.000	4.188	1350.000	13.188	794.000	175.360	1382.000	175.360	1382.000	175.360	22.445	22.445	91.976	268.070	22.445	97.688	112.210	21.469	830.560	0.155	5.115	5.625	0.084	0.015	197.086	167.000
6.676	20.027	164.000	4.188	1600.000	13.188	500.000	175.320	1339.000	175.320	1339.000	175.320	22.491	22.491	91.993	267.370	22.491	97.688	111.990	21.819	829.840	0.072	2.340	2.664	0.040	0.006	192.559	164.000
6.688	19.993	164.000	4.188	1600.000	13.188	794.000	175.320	1339.000	175.320	1339.000	175.320	22.491	22.491	91.972	267.300	22.491	97.680	112.000	21.819	829.840	0.072	2.340	2.663	0.044	0.007	192.570	164.000
6.679	20.135	165.000	4.188	1600.000	13.188	794.000	175.310	1351.000	175.310	1351.000	175.310	22.391	22.391	91.972	267.300	22.391	97.261	112.000	21.620	830.050	0.087	1.874	2.437	0.040	0.006	193.702	165.000
1.935	18.355	159.000	4.188	1350.000	13.188	794.000	175.310	1351.000	175.310	1351.000	175.310	22.391	22.391	91.972	267.300	22.391	97.261	112.000	21.620	830.050	0.087	1.874	2.437	0.040	0.006	193.702	165.000
6.632	21.576	170.500	4.188	1100.000	13.188	1190.000	178.710	1381.000	178.710	1381.000	178.710	22.659	22.659	92.162	270.920	22.659	97.974	112.070	21.259	840.880	0.260	9.105	10.539	0.168	0.028	203.241	170.500
6.644	20.479	168.000	4.188	1350.000	13.188	500.000	175.760	1385.000	175.760	1385.000	175.760	22.468	22.468	92.162	268.230	22.468	97.513	111.240	21.654	834.000	0.143	4.701	5.384	0.094	0.014	198.584	168.000
6.626	20.498	165.800	4.188	1350.000	13.188	794.000	175.760	1385.000	175.760	1385.000	175.760	22.468	22.468	92.162	268.230	22.468	97.513	111.240	21.654	834.000	0.143	4.701	5.384	0.094	0.014	198.584	165.800
6.620	20.676	164.000	4.188	1350.000	13.188	1190.000	176.670	1382.000	176.670	1382.000	176.670	22.530	22.530	92.167	268.680	22.530	97.369	111.900	21.827	835.400	0.149	4.907	5.625	0.081	0.015	197.120	164.000
6.680	20.026	164.000	4.188	1600.000	13.188	500.000	174.520	1339.600	174.520	1339.600	174.520	22.390	22.390	92.197	266.690	22.390	97.016	110.760	21.670	830.360	0.072	2.340	2.664	0.044	0.007	192.642	164.000
6.689	19.991	164.000	4.188	1600.000	13.188	794.000	174.520	1339.600	174.520	1339.600	174.520	22.391	22.391	92.196	266.830	22.391	97.014	110.770	21.836	830.500	0.087	2.152	2.450	0.040	0.006	192.955	164.000
6.672	20.127	165.000	4.188	1600.000	13.188	1190.000	174.720	1347.000	174.720	1347.000	174.720	22.395	22.395	92.190	266.870	22.395	97.010	110.770	21.831	831.220	0.087	2.152	2.447	0.040	0.006	193.381	165.000
6.658	20.397	165.300	4.188	1100.000	13.188	500.000	175.810	1350.200	175.810	1350.200	175.810	22.644	22.644	92.169	268.020	22.644	97.527	111.120	21.718	833.030	0.934	18.413	21.077	0.342	0.056	196.516	165.300
6.654	20.145	164.800	4.188	1100.000	13.188	794.000	175.830	1351.000	175.830	1351.000	175.830	22.470	22.470	92.165	268.020	22.470	97.402	111.170	21.718	833.030	0.934	18.413	21.077	0.342	0.056	196.516	164.800
6.663	20.533	166.000	4.188	1100.000	13.188	1190.000	176.360	1356.000	176.360	1356.000	176.360	22.539	22.539	92.201	268.590	22.539	97.028	111.290	21.711	836.090	0.911	18.712	21.466	0.346	0.057	197.015	166.000
6.696	19.797	162.500	4.188	1350.000	13.188	500.000	173.710	1327.000	173.710	1327.000	173.710	22.369	22.369	92.205	265.930	22.369	95.959	110.450	22.042	830.920	0.332	13.545	13.066	0.218	0.035	190.582	162.500
6.696	19.707	162.500	4.188	1350.000	13.188	794.000	173.400	1327.000	173.400	1327.000	173.400	22.466	22.466	92.203	265.640	22.466	95.959	110.430	22.072	830.550	0.372	13.090	14.854	0.247	0.039	190.913	162.500
6.681	19.844	163.000	4.188	1350.000	13.188	1190.000	173.890	1331.000	173.890	1331.000	173.890	22.398	22.398	92.205	265.400	22.398	95.515	110.220	21.972	830.640	0.334	13.798	13.868	0.222	0.035	190.913	163.000
6.748	19.300	161.000	4.188	1600.000	13.188	500.000	172.460	1314.900	172.460	1314.900	172.460	22.378	22.378	92.208	264.590	22.378	94.723	110.090	22.224	830.850	0.375	10.549	11.917	0.211	0.031	188.100	161.000
6.738	19.372	161.000	4.188	1600.000	13.188	794.000	172.460	1314.900	172.460	1314.900	172.460	22.378	22.378	92.208	264.590	22.378	94.723	110.090	22.224	830.850	0.375	10.549	11.917	0.211	0.031	188.100	161.000
6.684	19.296	159.200	4.188	1600.000	13.188	1190.000	170.940	1300.600	170.940	1300.600	170.940	22.400	22.400	92.213	262.270	22.400	92.151	109.550	22.595	831.070	0.273	9.342	10.311	0.176	0.027	186.823	159.200
6.684	19.829	164.500	4.188	1100.000	13.188	500.000	173.870	1346.000	173.870	1346.000	173.870	22.600	22.600	92.268	268.020	22.600	93.668	110.550	22.433	838.590	1.172	5.019	5.789	0.050	0.160	191.444	164.500
6.729	19.214	160.500	4.188	1600.000	13.188	1190.000	172.070	1311.000	172.070	1311.000	172.070	22.405	22.405	92.166	264.320	22.405	94.544	110.610	22.311	830.780	0.279	9.580	10.894	0.180	0.028	187.743	160.500
6.750	19.646	164.800	4.188	1100.000	13.188	794.000	174.180	1346.000	174.180	1346.000	174.180	22.595	22.595	92.204	266.330	22.595	94.567	111.470	21.860	838.370	1.278	53.127	56.397	0.887	0.157	191.173	164.800
6.759	19.666	164.830	4.188	1100.000	13.188	794.000	174.080	1346.000	174.080	1346.000	174.080	22.529	22.529	92.168	266.200	22.529	94.561	111.450	21.860	838.370	1.272	58.625	63.428	0.904	0.167	191.140	164.830
6.742	19.626	164.000	4.188	1100.000	13.188	1190.000	174.180	1347.000	174.180	1347.000	174.180	22.559	22.559	92.238	266.390	22.559	95.233	111.500	21.800	834.790	1.044	48.169	51.570	0.854	0.135	191.686	164.000
6.746	19.296	161.000	4.188	1350.000	13.188	500.000	172.840	1315.500	172.840	1315.500	172.840	22.394	22.394	92.166	265.000	22.394	95.268	111.090	22.320	830.760	0.487	35.201	38.891	0.680	0.103	187.688	161.000
6.728	19.295	161.000	4.188	1350.000	13.188	794.000	173.280	1316.000	173.280	1316.000	173.280	22.395	22.395	92.162	265.470	22.395	95.697	111.180	22.245	830.890	0.972	37.684	41.639	0.710	0.110	188.948	161.000
6.762	19.208	162.000	4.188	1350.000	13.188	1190.000	173.430	1323.000	173.430	1323.000	173.430	22.385	22.385	92.160	265.600	22.385	95.697	111.280	22.245	830.900	0.776	30.588	33.728	0.773	0.089	187.402	162.000
6.784	19.153	161.000	4.188	1600.000	13.188	500.000	173.450	1315.000	173.450	1315.000	173.450	22.396	22.396	92.162	265.600	22.396	95.021	111.280	22.245	830.430	0.497	18.115	19.947	0.338	0.052	187.117	161.000
6.773	19.176	161.000	4.188	1600.000	13.188	794.000	173.710	1315.000	173.710	1315.000	173.710	22.396	22.396	92.162	265.900	22.396	96.127	111.370	22.249	830.400	0.952	20.662	22.668	0.390	0.060	187.054	161.000
6.773	19.109	161.500	4.188	1600.000	13.188	1190.000	173.830	1319.200	173.830	1319.200	173.830	22.401	22.401	92.160	266.010	22.401	96.201	111.370	22.269	830.560	0.482	17.527	19.901	0.329	0.051	186.377	161.500
6.659	21.001	174.000	4.188	1100.000	13.188	500.000	181.360	1391.000	181.360	1391.000	181.360	22.699	22.699														

4.2.3 Ciclo de ensaios realizados em sala dinamométrica

Para as avaliações do combustível de referência (Diesel S50-B) e de dois biocombustíveis no motor de combustão interna, uma série de ciclo de ensaios foi realizada com o intuito de averiguar a curva de torque e as emissões do motor:

- Ciclo europeu em regime constante (ESC);
- Estudo em torque e rotação estáticos;
- Curva de torque do motor.

Uma vez que os ensaios comparativos do Biodiesel B20 com o S50-B e do Biodiesel Amyris com o Diesel S50-B foram realizados em datas, salas dinamométricas e plataformas de motores distintas, a única forma de confrontar as tendências entre os testes foi realizar medições absolutas, porém, verificando as respostas em valores relativos à referência Diesel S50-B, comum para ambos estudos.

Ciclo europeu em regime constante (ESC)

Para este estudo, foi utilizado o ciclo europeu em regime constante (ESC), conforme a Norma Brasileira ABNT NBR 15634. Utilizado principalmente na Europa e América do Sul, tendo como objetivo simular a principal região em que o motor de um veículo de carga opera na sua vida, o ESC é uma forma padronizada de medir emissões e certificar os motores, de acordo com as regulamentações das autoridades competentes de cada país.

Esse ciclo contém treze modos com pares de rotação e torque medidos no eixo do motor para fazer as medições gasosas e de material particulado. A Figura 19 mostra os treze modos compreendidos no ciclo em função do percentual de rotação e torque. Na Tabela 8, da seção 4.2.2, há a ordem em que o teste foi realizado, rotação, torque [%], fator de ponderação e tempo de aquisição de dados. Três rotações foram definidas e chamadas de A, B e C, além disso, há o percentual de torque, em quatro níveis: 25%, 50%, 75% e 100%. Assim, os modos são nomeados pela combinação desses [rpm, % de torque], por exemplo, A100 e C25.

Figura 19 - Ciclo ESC, valores de rotação do motor e torque em percentual

Conforme a regulamentação ABNT NBR 15634:2012, o cálculo das rotações A, B e C estão explicitados nas equações (67), (68) e (69), sendo que o n_{high} é a rotação do motor acima da rotação de potência máxima declarada (P_{max}), na curva de potência, onde se atinge 70% da potência máxima declarada do motor; e o n_{low} , onde se alcança 50% da potência máxima declarada do motor, abaixo da rotação de potência declarada. A Figura 20 expõe a região de controle de emissões do teste ESC assim como os pontos utilizados no cálculo das rotações A, B e C.

Fonte: ABNT- NBR 15634

Figura 20 - Representação das rotações de ensaio A, B e C do ciclo ESC

$$A = n_{low} + \frac{25}{100} (n_{high} - n_{low}) \quad (67)$$

$$B = n_{low} + \frac{50}{100} (n_{high} - n_{low}) \quad (68)$$

$$C = n_{low} + \frac{75}{100} (n_{high} - n_{low}) \quad (69)$$

Para este teste, gráficos com os resultados dos treze modos (de 1 a 13), na abscissa, são utilizados. No eixo da ordenada, é plotado o valor da fumaça, NO_x (óxidos de nitrogênio) e BSDPM (material particulado seco específico).

O resultado ponderado, chamado de composto, é calculado conforme as equações (47), para o material particulado, e (59) para o BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico).

Estudo em torque e rotação estáticos

Chamado simplesmente de **estudo**, permite que o motor tenha alguns modos do teste ESC escolhidos. Para cada um dos modos selecionados, várias averiguações são realizadas e gravadas com as leituras da sala dinamométrica, conforme as Figura 21-a (Biodiesel B20) e Figura 21-b (Biodiesel Amyris). Este **estudo** permite avaliar a capacidade de resposta do motor durante a mudança dos parâmetros de injeção de combustível e de admissão de ar, para assim entender a real resposta do motor aos combustíveis estudados.

O estudo com o Biodiesel B20 foi realizado em quatro modos escolhidos (pares de rotação e torque): potência máxima do motor e outros três relativos às emissões do motor (ciclo ESC), chamados B100, B50 e A100. No estudo do Biodiesel Amyris, assim como no do Biodiesel B20, foram utilizados dois modos específicos, A100 e B50 (do ciclo ESC), conforme apresentado por círculos hachurados nas Figura 21-a (Biodiesel B20) e Figura 21-b (Biodiesel Amyris).

Figura (a) Biodiesel B20

Figura (b) Biodiesel Amyris

Figura 21 - Modos escolhidos (círculos hachurados) para o estudo nos ciclos de emissões ESC

No caso do Biodiesel B20, os parâmetros foram: ponto de injeção, separação entre o fim e o início da injeção principal, pressão de injeção do combustível e quantidade de ar admitido. As variáveis foram alteradas em três níveis e todas as suas combinações

foram testadas (ver Tabela 13). Vale lembrar que o Modo Potência Máxima não pertence ao ESC, mas foi adicionado ao estudo pela sua importância. No caso do Biodiesel Amyris, os parâmetros foram: ponto e pressão de injeção do combustível (ver Tabela 14).

Os parâmetros de injeção são combinados, a fim de obter todas as possibilidades de interação entre eles, comandos de injeção, realizados no módulo de injeção eletrônica do motor, ponto de injeção em graus antes do ponto morto superior, pressão de injeção em bar e separação da pré-injeção em microssegundos.

A partir das leituras iniciais dos testes realizadas com o diesel de referência (Diesel S50-B), o estudo foi repetido utilizando-se os combustíveis Biodiesel B20 e Biodiesel Amyris. Para este estudo, mesmo que torque não atingisse o valor desejado, o técnico operador de dinamômetro foi instruído a aumentar a quantidade de combustível, para chegar ao mesmo torque solicitado pela matriz (Tabela 13), que foi mantida para ambos combustíveis. Esta forma de trabalho permite avaliar, para um binário desejado de rotação e torque, de que modo as diferentes condições de injeção de combustível e ar afetam o funcionamento do motor em ambos combustíveis. Um gráfico, com as principais respostas do motor para cada uma das 81 combinações de testes, foi criado para poder, assim, comparar teste a teste a diferença entre os combustíveis. Chamado simplesmente de **estudo**, o gráfico é apresentado como a relação (divisão pura) dos valores dos combustíveis nos modos de trabalho do motor escolhidos previamente (Figura 21).

Os gráficos gerados são compostos da relação (divisão pura) entre os resultados lidos do combustível estudado (Biodiesel B20 ou Biodiesel Amyris) e o de referência (Diesel S50-B). No eixo da abscissa, é traçada a relação do $BSNO_x$ (óxidos de nitrogênio específico), e na coordenada teremos BSFC ou BSDPM (material particulado seco específico).

No caso do teste para Biodiesel Amyris, em função da reduzida quantidade de combustível, apenas o ponto e a pressão de injeção foram alterados, gerando uma sequência de 12 testes (para cada modo escolhido), que foram realizados da mesma forma, com diesel de referência (Diesel S50-B) e Biodiesel Amyris.

O teste do motor é realizado seguindo os parâmetros de injeção, comandados eletronicamente no módulo de injeção (Tabela 13). O ponto de injeção está em graus antes do ponto morto superior, a pressão de injeção em bar, separação da injeção principal para a pré-injeção em microssegundos e vazão de ar em quilogramas por segundo. Na Figura 15, tem-se os parâmetros (início de injeção em graus e pressão de injeção em bar) utilizados para o estudo do Biodiesel Amyris em relação ao Diesel S50-B.

Tabela 13 - Exemplo da matriz de teste utilizada para estudo em torque estático (tabela parcial)

Rotação	Torque	Ponto de injeção	Pressão de injeção	Separação da pré-injeção	Vazão de ar comandada
2100	943	4.2	1100	397	22.4
2100	943	4.2	1100	794	22.4
2100	943	4.2	1100	1190	22.4
2100	943	4.2	1350	397	22.4
2100	943	4.2	1350	794	22.4
2100	943	4.2	1350	1190	22.4
2100	943	4.2	1600	397	22.4
2100	943	4.2	1600	794	22.4
2100	943	4.2	1600	1190	22.4
2100	943	9.2	1100	397	22.4
2100	943	9.2	1100	794	22.4
2100	943	9.2	1100	1190	22.4
2100	943	9.2	1350	397	22.4
2100	943	9.2	1350	794	22.4
2100	943	9.2	1350	1190	22.4
2100	943	9.2	1600	397	22.4
2100	943	9.2	1600	794	22.4
2100	943	9.2	1600	1190	22.4
2100	943	14.2	1100	397	22.4
2100	943	14.2	1100	794	22.4
2100	943	14.2	1100	1190	22.4
2100	943	14.2	1350	397	22.4
2100	943	14.2	1350	794	22.4
2100	943	14.2	1350	1190	22.4
2100	943	14.2	1600	397	22.4
2100	943	14.2	1600	794	22.4
2100	943	14.2	1600	1190	22.4
2100	943	4.2	1100	397	24
2100	943	4.2	1100	794	24
2100	943	4.2	1100	1190	24
2100	943	4.2	1350	397	24
2100	943	4.2	1350	794	24
2100	943	4.2	1350	1190	24
2100	943	4.2	1600	397	24
2100	943	4.2	1600	794	24
2100	943	4.2	1600	1190	24
2100	943	9.2	1100	397	24
2100	943	9.2	1100	794	24
2100	943	9.2	1100	1190	24
2100	943	9.2	1350	397	24
2100	943	9.2	1350	794	24

Todas as leituras realizadas contêm dados da taxa da liberação de calor e tempo de abertura do injetor. Para exemplificar a diferença dos testes realizados, apenas uma das leituras será apresentada nos resultados de liberação de calor.

Tabela 14 - Matriz combinatória dos parâmetros de injeção para os Modos B50 e A100 no estudo do Biodiesel Amyris

Ponto de injeção	Pressão de injeção
0	1000
0	1300
0	1600
3	1000
3	1300
3	1600
6	1000
6	1300
6	1600
9	1000
9	1300
9	1600

A Tabela 15 mostra os pares de carga (Modos) utilizados nos testes com o Biodiesel B20 (motor ISL), e a Tabela 16 os modos de testes com o Biodiesel Amyris (motor ISF).

Tabela 15 - Modos do ciclo ESC para o teste do Biodiesel B20

Modo		25 %	50 %	75 %	100 %
	Rotação [rpm]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]
A	1285	293	586	879	1173 Modo A100
B	1550	292 Modo B25	584	876	1168 Modo B100
C	1850	252	504	756	1008
Potência					954 Modo Potência Máxima

Obs.: Cada modo teve 81 testes realizados.

Tabela 16 - Modos do ciclo ESC para o teste do Biodiesel Amyris

Modo		25 %	50 %	75 %	100 %
	Rotação [rpm]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]	Torque [lb.ft]
A	1515	102	205	307	409 Modo A100
B	1911	94	189 Modo B50	283	378
C	2293	85	170	255	340
Potência					325

Obs.: Cada modo teve 12 testes realizados.

Curva de torque do motor

Este teste é independente do estudo em torque e rotação estáticos. O teste de curva de torque do motor em plena carga (acelerador em 100%), no qual o motor é acelerado com a máxima quantidade de combustível, mantendo o acelerador desta forma durante todo o teste. Com a rotação do motor fixa na rotação de potência máxima, faz-se sua estabilização por 5 minutos, e a leitura dos parâmetros por 1 minuto. Em seguida, reduz-se a rotação do motor de 100 em 100 rpm até atingir a marcha lenta. Este gráfico é analisado aqui com a rotação do motor na abscissa, e com a fumaça, o consumo específico e o torque corrigidos nas ordenadas.

Esta curva de torque permite que se obtenha a curva de operação máxima do motor, sendo assim a condição mais críticas para a grande maioria dos parâmetros de um motor a diesel. As curvas de torque de ambos testes (Biodiesel Amyris e Biodiesel B20) podem ser vistas na Figura 16 da seção 4.1.

5. RESULTADOS

5.1 Biodiesel B20

Os testes foram realizados, primeiramente, com os combustíveis Petrobras S50-B, usual do mercado brasileiro, foi utilizado como referência para o ensaio, contendo 5% de biodiesel de fonte vegetal e animal, com fração incerta entre os dois, uma vez que é um diesel de mercado. Porém, sua composição será considerada como sendo diesel de soja (70%) e gordura animal (30%), adotando a caracterização da Oleoplan S.A. (Tabela 19).

O segundo combustível testado Biodiesel B20, uma mistura da Petrobras S50-B com adição de 20% de Biodiesel B100 (Oleoplan S.A., com 70% de soja e 30% de gordura animal, ver Tabela 19), torna esta uma mistura composta por 76% de diesel S50-A (petrodiesel) e 24% de biocombustível.

Geralmente, o biodiesel se distingue pela presença de menos moléculas de carbono e mais de oxigênio, o que causa alterações nas suas características físicas e química e define como estas se comportam em diferentes pressões e temperaturas. No caso deste ensaio, exposto aqui, os efeitos dessas alterações são menos evidentes, uma vez que se utiliza uma mistura com 24% de biodiesel.

O combustível é capaz de afetar a ignição durante a combustão, principalmente, em função do número de cetano e viscosidade. O primeiro modifica o atraso da ignição, e o segundo modifica a formação física do jato e a turbulência e, assim, o grau de mistura com o ar dentro da câmara. Entende-se que esses efeitos podem ser reduzidos ou ampliados em função da temperatura e pressão dentro da câmara de combustão, ou seja, em função do torque ou quantidade de combustível utilizada. Além disso, cada combustível tem uma curva própria das suas propriedades em função da temperatura e pressão da combustão.

É sabido que, com o aumento do número de cetano, tem-se, reciprocamente, uma menor energia de ativação para iniciar a combustão e um menor atraso da ignição (ID).

O biodiesel brasileiro é composto de matéria prima vegetal e animal e vem apresentando um número de cetano igual ou pouco menor do que o Diesel S50-A (sem biodiesel).

A nomenclatura “A” indica diesel sem biodiesel, e a “B” diesel com biodiesel. É possível comprar, no varejo, Diesel S50-B e Diesel S10-B com 5% de biodiesel. Uma vez que a fração do biodiesel é pequena, não há alteração significativa no número de cetano do diesel em maior proporção (S50, com 95%).

O teste em bancada dinamométrica foi realizado em um motor da marca *Cummins*, designação ISL, com 8,9 litros de cilindrada, resfriador de ar na admissão, após passar pela compressora de ar do turbo, com 400hp de potência, sistema de injeção *Common Rail* da Robert Bosch.

5.1.1 Estudo no Modo Potência Máxima utilizando Biodiesel B20

O primeiro modo estudado foi o da Potência máxima do motor, com o intuito de entender uma tendência de alteração do NO_x (óxidos de nitrogênio), do PM (material particulado) e do BSFC (consumo específico) ao realizar alterações dos parâmetros de injeção do motor. Na Figura 22, é exposta a relação (adimensional) entre os resultados coletados com o Biodiesel B20, com a referência Diesel S50-B, sendo cada ponto uma relação dos resultados entre a mesma condição de funcionamento exposta na tabela 13.

Figura 22 - Relação da emissão de BSNO_x por BSDPM no Modo Potência Máxima do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

A alteração do BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) ocorre tanto para mais quanto para menos de 8% e possui uma média exata de um. No caso do BSDPM (material particulado seco específico), a grande maioria dos testes encontra-se abaixo de 1,0, possui média de 83% do valor do Diesel S50-B e chega a uma redução de até 30% no valor de material particulado seco específico (BSDPM) do Diesel S50-B de referência.

Quanto ao BSFC (consumo de combustível específico), na Figura 23, a totalidade dos testes está acima de um, mostrando que existe uma piora do consumo específico, na média em 1%. Entretanto, levando-se em conta que o poder calorífico inferior do Diesel S50-B é 42,5 MJ/kg e da mistura de teste Biodiesel B20 é 41,9 MJ/kg, conforme a Tabela 4, a sua relação é 0,986. Se na Figura 23 utilizarmos a relação de energia total aplicada pelo combustível Biodiesel B20 por Diesel S50-B de referência em lugar de BSFC na ordenada, estes pontos serão alinhados próximos a 1,0.

Figura 23 - Relação da emissão de BSNO_x por BSFC no Modo Potência Máxima do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

O teste indicado nas Figura 22 e Figura 23 por uma flecha é o que apresentou maior diferença para efeito de análise ilustrativa. Trata-se do Modo da Potência (Tabela 13) no teste experimental com ponto de injeção em 11,7°, pressão de injeção em 1600 bar, separação da pré-injeção em 1190 μ s e vazão de ar em 22,36 kg/s. Terá a análise nas Figura 24 e Figura 25, nas quais são exibidos a taxa da liberação de calor e sinal elétrico da abertura do injetor.

Figura 24 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo da Potência para Biodiesel B20 e referência S50-B

Figura 25 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo da Potência para Biodiesel B20 e referência S50-B

No teste do Modo da Potência (indicado por flecha nas Figura 22 e Figura 23), houve uma grande diferença nos resultados de $BSNO_x$ (óxidos de nitrogênio específico), BSDPM (material particulado seco específico) e moderadamente no BSFC. Foi possível verificar que a injeção principal teve uma duração maior no caso do Biodiesel B20, o que evidencia o pior consumo mássico de combustível, uma vez que ambas as leituras em bancada tiveram o mesmo torque em dinamômetro, porém, na Figura 24, é imperceptível.

Outro fato que pode ser observado é a redução do atraso da ignição em $0,5^\circ$, fazendo com o que o ponto de início de combustão seja avançado, esquentando a combustão. Uma vez que esta ocorre por menos tempo na expansão, fase fria, e existe uma redução da fase de pré-mistura, que reduz a queima de pré-mistura e assim a temperatura, consequentemente, o $BSNO_x$ (óxidos de nitrogênio específico) aumenta. A redução de atraso de ignição entre os combustíveis é pequena visto que a diferença do seus números de cetano é pequena.

5.1.2 Estudo no Modo A100 utilizando Biodiesel B20

O mesmo tipo de pesquisa foi realizado no Modo A100 de emissões, rotação A e torque 100% (ver Tabela 15), os resultados obtidos a partir da relação do Biodiesel B20 com o Diesel S50-B são apresentados nas Figura 26 e Figura 27. Sendo cada ponto uma relação dos resultados entre mesma condição de funcionamento exposta na tabela 13.

Figura 26 - Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo A100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Figura 27 - Relação da emissão de BSNO_x por BSFC no Modo A100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Nesse modo pertencente ao ciclo ESC de emissões, nas Figura 26 e Figura 27, observa-se uma resposta diferente do motor, principalmente pelo fato de ser uma condição de menos quantidade de combustível, menor pressão de combustão e temperatura. Observa-se o BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) em média 4% menor e o BSDPM em média 14% menor, alcançando em algumas leituras até 40% de redução. O BSFC (consumo de combustível específico) e o modo de potência máxima subiu 1%, apresentado na Figura 28, constatado pelo aumento da duração da injeção principal. Nessa figura valem as mesmas considerações de que a relação de consumo energético no caso do Biodiesel B20 por Diesel S50-B será próximo de 1,0.

O teste destacado com uma flecha nas Figura 26 e Figura 27, o Modo da A100 (Tabela 13) - no teste experimental com ponto de injeção em $-3,1^{\circ}$, pressão de injeção em 1600 bar, separação da pré-injeção em 794 μ s e vazão de ar em 15,35 kg/s -. Trata-se do teste selecionado de maior diferença para efeito de análise ilustrativa. Na Figura 28 é ilustrada a injeção de combustível e a taxa de liberação de calor, as quais se

mostram muito similares os dois combustíveis, não permitindo conclusões a respeito do início da combustão, nem ao formato geral da curva.

Figura 28 - Taxa da liberação de calor e injeção de combustível do teste selecionado do Modo A100 para Biodiesel B20 e referência S50-B

5.1.3 Estudo no Modo B50 utilizando Biodiesel B20

Analisando o B50, rotação B e torque 50% (ver Tabela 15), obteve-se o $BSNO_x$ (óxidos de nitrogênio específico) variando em até 9% e valor médio de 1,0. O BSFC registrou valores médios abaixo do diesel convencional, com variação em torno de 1%, já o BSDPM (material particulado seco específico) obteve uma redução média de 8%, além de algumas leituras que chegaram a 50% de queda. Nas Figura 29 e Figura 30, tem-se a relação (adimensional) entre os resultados do Biodiesel B20 por Diesel S50-B, sendo cada ponto uma relação dos resultados entre a mesma condição de funcionamento exposta na tabela 13. Diferentemente das considerações anteriores, nota-se que, na Figura 30, se BSFC adimensionalizada é menor que 1,0, agora a relação de consumo energético será 0,986, o que significa que tanto em termos de

consumo mássico quanto energético, o do Biodiesel B20 é menor do que do Diesel S50.

Figura 29- Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo B50 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Figura 30 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo B50 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

O teste indicado com uma flecha, o Modo B50 (Tabela 13); com ponto de injeção em $3,6^\circ$, pressão de injeção em 1350 bar, separação da pré-injeção em $397 \mu\text{s}$ e vazão de ar em $17,04 \text{ kg/s}$; é o selecionado de maior diferença para efeito de análise ilustrativa. Terá os seus valores de taxa da liberação de calor e sinal elétrico do injetor ilustrados na Figura 31.

Figura 31 - Taxa da liberação de calor e injeção de combustível do teste selecionado do Modo B50 para Biodiesel B20 e referência S50-B

A utilização da taxa da liberação de calor para compreender a combustão não se mostrou muito eficaz nesse Modo de B50, rotação B e torque 50% (ver Tabela 15), sendo os resultados finais nos gráficos muito similares.

5.1.4 Estudo no Modo B100 utilizando Biodiesel B20

O último modo analisado foi o B100 rotação B e torque 100% (ver Tabela 15), que teve uma redução média do NO_x de 1%, e oscilando para mais e menos em 8%; BSFC médio de 1% maior e atingindo até 2% e; finalmente, o BSDPM médio de 1,0 e várias leituras com reduções até de 55%, conforme as Figura 32 e Figura 33, sendo cada ponto uma relação dos resultados entre a mesma condição de funcionamento exposta na tabela 13. As considerações da Figura 33 quanto a BSFC é similar às mesmas do Modo Potência Máxima.

Figura 32 - Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo B100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Figura 33 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo B100 do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

A flecha da Figura 34 refere-se ao teste Modo B100 (Tabela 13); com ponto de injeção em 3,3°, pressão de injeção em 1100 bar, separação da pré-injeção em 1190 μ s e vazão de ar em 21,30 kg/s; selecionado de maior diferença para efeito de análise ilustrativa. A taxa da liberação de calor não apresenta diferença significativa, não constatando mudança no atraso da ignição, porém, novamente, é possível observar um aumento do tempo de abertura do injetor, evidenciando a maior quantidade de combustível injetada e, por sua vez, maior consumo de combustível.

Figura 34 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo B100 para Biodiesel B20 e referência S50-B

É importante destacar que os quatro modos analisados conseguiram obter otimizações muito factíveis para um futuro desenvolvimento de motor, visto que foram encontradas várias soluções de grande redução de material particulado e de NO_x (óxidos de nitrogênio), simultaneamente, com uma pequena penalidade em consumo específico.

5.1.5 Curva de torque utilizando Biodiesel B20

Na Figura 35, a curva de torque foi medida em banco de prova dinamométrica. Ao utilizar o Biodiesel B20 observa-se uma queda do torque 2,9% em relação ao torque disponível no eixo do motor que utilizou o Diesel S50-B. Essa redução também é visualizada pela curva de consumo específico mássico, que é representada pela linha tracejada e pelo valor em consumo específico energético na linha contínua da Figura 36. O consumo energético é similar entre os combustíveis, evidenciando a pequena

piora de aproveitamento energético e a diferença de poder calorífico, que é responsável por uma parcela da divergência encontrada. Na Figura 36 o consumo específico significa a relação consumo do Biodiesel B20 em frente ao Diesel S50-B de referência, expressa em percentual.

Figura 35 - Torque disponível no eixo do motor na curva de torque para Biodiesel B20 e referência S50-B

Figura 36 - Curva da relação do consumo mássico e energético do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

A curva de fumaça exposta na Figura 37 mostra uma significativa queda dos valores em rotações acima de 1300 rpm com a utilização do Biodiesel B20.

Figura 37 - Fumaça do escapamento do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

5.1.6 Teste de emissões ESC utilizando Biodiesel B20

Aqui faz-se o teste ESC normalizado em todos os pontos para examinar as emissões do motor. É independente dos estudos realizados e apresentados nos itens de 5.1.1 a 5.1.4, e obviamente, do teste de Curva de torque, apesar de percorrer alguns dos mesmos pontos. Neste ensaio, pode-se verificar os resultados pontuais de cada um dos modos (conforme

Tabela 8) e o resultado ponderado para todo o ciclo. Na Figura 38, constata-se que o NO_x (ppm) caiu em quase todos modos do teste (média de redução de 0,8%).

Figura 38 - Valores de NO_x no teste ESC utilizando o Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Quanto ao material particulado, explicitado aqui como fumaça, foram obtidas quedas significativas (média de redução de 13%), que são apresentadas na Figura 39. Apenas no modo de emissões #2, houve um aumento de fumaça (o modo #1 não é considerado nas análises, uma vez que o motor, na condição de marcha lenta, tem temperaturas muito baixas e não permite uma análise segura).

Figura 39 - Valores de fumaça no teste ESC utilizando o Biodiesel B20, normalizado em relação à referência Diesel S50-B

O consumo de combustível foi degradado em 4,1%, com a perda de torque, a potência total gerada no ciclo é menor. Esta mudança é usada no cálculo do resultado ponderado do ciclo (presente no denominador da equação de valor específico, em g/kW.h), ou seja, influencia inversamente os resultados compostos de BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) e BSPM (material particulado específico), que são apresentados na Figura 40. Neste teste específico não se obteve o BSPM do ciclo, que foi substituído pelo BSDPM para resultado composto do ciclo ESC.

Figura 40 - Resultado do ciclo ESC do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência Diesel S50-B

No ciclo final de emissões (resultado específico), o valor de BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) foi de 2% maior do que o da referência com Diesel S50-B, e o BSDPM (material particulado seco específico) 14% menor, ou seja, ambos resultados já incluem “déficit” de 4% de potência do ciclo. Assim, pode-se concluir que o NO_x absoluto (gramas por hora) é 2% menor, e o material particulado mássico 18% menor.

5.2 Biodiesel Amyris

Assim como o teste do Biodiesel B20, o “Biodiesel” Amyris foi testado no Centro Técnico da Cummins Brasil Ltda. Nesses testes, utilizou-se a amostra de Biodiesel Amyris pura (100%), e Diesel S50-B como referência. Assim, os gráficos de relação são adimensionais.

Testes de curva de torque do motor, emissões no ESC (ciclo europeu em regime constante) e estudo de dois modos com alteração dos parâmetros de injeção foram realizados e executados em um motor Cummins ISF de 3,8 litros de cilindrada, homologado de acordo com a regulamentação CONAMA P7 em emissões. Leituras com o equipamento Indimodul 621 da AVL, contendo traço elétrico de injeção e de

pressão de cilindro, foram realizadas para gerar os gráficos de taxa da liberação de calor aparente (HR).

5.2.1 Estudo no Modo A100 utilizando Biodiesel Amyris

O Modo A100, rotação A e torque 100% (ver Tabela 16), foi realizado com os mesmos comandos de injeção do Modo B50 (Tabela 14), sendo cada linha uma condição de funcionamento de injeção. Nas Figura 41 e Figura 42, observa-se a melhora, em média, de 2,5% no BSFC mássico, redução média de 12,5% no BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) e o material particulado 38% menor, em média. Entretanto, na Figura 42, levando-se em conta que o poder calorífico inferior do Diesel S50-B é 42,5 MJ/kg, e do Biodiesel Amyris 43,4 MJ/kg, conforme a Tabela 4, a sua relação é 1,021. Se na Figura 42 utilizarmos a relação de energia total aplicada pelo combustível Amyris por Diesel S50-B de referência em lugar de BSFC na ordenada, estes pontos serão alinhados próximos a 1,0.

Figura 41 - Relação da emissão de BSNO_x por BSDPM no Modo A100 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

Figura 42 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo A100 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

O teste assinalado nas Figura 41 e Figura 42 com uma flecha, Modo A100 (Tabela 14); com teste experimental com ponto de injeção em 9° e pressão de injeção em 1600 bar; é o seleccionado de maior diferença para efeito de análise ilustrativa, e foi estudado quanto à taxa da liberação de calor e ponto de injeção, observando-se que o início da ignição avançou 0,3° em relação do virabrequim. O tempo em que o injetor se encontrou aberto foi maior no caso do Biodiesel Amyris em relação ao Diesel S50-B, conforme se verifica na Figura 43. A taxa da liberação de calor foi muito similar nos testes não permitindo conclusões.

Figura 43 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo A100 para Biodiesel Amyris e referência S50-B

5.2.2 Estudo no Modo B50 utilizando Biodiesel Amyris

As doze combinações de parâmetros de injeção investigadas (Tabela 14) foram realizadas com os combustíveis, e são apresentadas em uma relação (adimensional) entre o Biodiesel Amyris e o diesel de referência (S50-B). Cada ponto é uma relação dos resultados entre a mesma condição de funcionamento exposta na Tabela 14. Essa relação do Modo B50, rotação B e torque 50% (ver Tabela 16), é apresentada nas Figura 44 e Figura 45. Observa-se que o NO_x (óxidos de nitrogênio) é reduzido em média 1%, porém, chega pontualmente em até 6% de redução; já no caso do BSDPM (material particulado seco específico), é visível uma queda em média de 44% da fumaça, chegando quase a 79% de redução.

No BSFC, obteve-se uma redução média de 3,2% nas leituras realizadas de consumo mássico, e pelo fato do Biodiesel Amyris ter uma menor densidade (7,7% menor), o consumo volumétrico torna-se 4,7% pior. Nessa figura, valem as mesmas

considerações da diferença de poder calorífico inferior a 1,021, na relação de consumo energético, para o qual a razão Biodiesel Amyris por Diesel S50-B será próxima de 1,0.

Figura 44 - Relação da emissão de BSNOx por BSDPM no Modo B50 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

Figura 45 - Relação da emissão de BSNOx por BSFC no Modo B50 do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

Os dados da taxa da liberação de calor e sinal elétrico de injeção do teste apresentados nas Figura 44 e Figura 45 com flechas, Modo B50 (Tabela 14), com teste experimental com ponto de injeção em 0° e pressão de injeção em 1100 bar, são apresentados na Figura 46. Nota-se que o injetor ficou mais tempo aberto para compensar a queda de torque do motor. Na liberação de calor, observa-se que o ponto de ignição avançou $0,5^\circ$ no caso do Biodiesel Amyris. A taxa da liberação de calor no ponto 5° ATDC tem um valor menor do que o Diesel S50-B, o que evidencia uma possível menor temperatura na câmara de combustão.

Figura 46 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível do teste selecionado do Modo B50 para Biodiesel Amyris e referência S50-B

5.2.3 Curva de torque utilizando Biodiesel Amyris

Na Figura 47, observa-se que o torque do motor é reduzido em uma média de 1,5% em toda a curva do motor, uma vez que nesse ensaio o módulo de injeção eletrônica mantém o mesmo tempo de abertura do injetor para qualquer combustível utilizado.

Figura 47 - Torque disponível no eixo do motor na curva de torque para Biodiesel Amyris e Diesel S50-B

A Figura 49 sugere, na linha tracejada, que o consumo específico mássico do Biodiesel Amyris é de 1 a 4% melhor do que o original S50-B, o que contraria a conclusão da Figura 47. Ou seja, como o consumo seria menor com praticamente o mesmo torque? Isto é entendido pela diferença de densidade entre os combustíveis, podendo ser verificado na Figura 48 o consumo volumétrico mais elevado para o Biodiesel Amyris.

Figura 48 - Curva da relação do consumo volumétrico do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

Ao verificar o consumo energético (linha contínua da Figura 49), conclui-se que grande parte dos pontos estão próximos a 100%, ou seja, os combustíveis têm eficiência energética similares na maioria dos testes realizados na curva de torque do motor, conforme já visto em 5.2.1 e 5.2.2.

Figura 49 - Curva da relação do consumo mássico e energético do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

O menor torque produzido pelo Biodiesel Amyris pode ser compreendido por sua menor densidade mássica (7,7%), ou seja, com o tempo de abertura do injetor menos massa de combustível é entregue. O consumo de combustível volumétrico é mais elevado (na mesma proporção da densidade), alcançando valor mais elevado, de até 7%. Este fato não é levado em conta por vários autores, porque as medições de combustível em banco de teste são mássicas, porém, no dia-a-dia, o abastecimento dos veículos é em volume e não em massa. Na Figura 48, é possível ver a diferença do consumo volumétrico entre os combustíveis.

A diminuição da fumaça em pleno torque pode ser visualizada na Figura 50, na qual há reduções de até 40% acima da rotação de 1500rpm do motor.

Figura 50 - Curva de relação da fumaça do motor no ensaio de curva de torque do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

Para melhor estudar o comportamento da curva de torque, são apresentadas nas Figura 51, Figura 53 e Figura 55 a taxa da liberação de calor de três testes da curva: 2600 rpm, 1600 rpm e 1100 rpm, e as respectivas ampliações das escalas, para melhor visualizar o início de combustão de cada modo estudado em pleno torque, estão ilustradas nas Figura 52, Figura 54 e Figura 56.

Figura 51 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 2600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Figura 52 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 2600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Figura 53 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Figura 54 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1600 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Figura 55 - Taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1100 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Figura 56 - Ampliação da taxa da liberação de calor e Injeção de combustível da rotação 1100 rpm para Biodiesel Amyris e referência S50-B

Nos três testes, observou-se uma energização similar do injetor usando tanto o diesel S50-B como o Biodiesel Amyris, ocorrendo um tempo igual na rotação de 2600 rpm (Figura 51) e 1600 rpm (Figura 53). A 1100 rpm (Figura 55), houve um aumento do tempo, que se trata de uma pequena imprecisão no tempo final do sinal do injetor, uma vez que a vazão é efetivamente medida pelo medidor de fluxo de massa Coriolis e não pelo tempo de abertura do injetor. Portanto, as análises de atraso de ignição e a fases I e II de combustão; ou seja, a fase inicial da curva de liberação de calor; continuam válidas. Por outro lado, as análises das emissões se baseiam em variações das diferenças entre os combustíveis que ultrapassam essa imprecisão da abertura do sinal do injetor.

A alteração na taxa da liberação de calor e seu início é pequena, mas visível, variando de $0,3^{\circ}$ a $0,5^{\circ}$ para menos, conforme o esperado para um diesel de maior cetano, ou seja, existe a redução do atraso de ignição.

5.2.4 Teste de emissões ESC utilizando Biodiesel Amyris

O teste utilizando o ciclo europeu em regime constante (ESC) foi realizado com ambos combustíveis e observou-se uma redução média de 52% da fumaça em todos modos, como apresentado na Figura 57.

Figura 57 - Valores de fumaça, no teste ESC utilizando Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência Diesel S50-B

Quanto ao NO_x (óxidos de nitrogênio), observou-se um aumento médio de 6% nos valores de concentração em partes por milhão (ppm), apresentados na Figura 58.

Figura 58 - Valores de NO_x, no teste ESC utilizando o Biodiesel Amyris, normalizado em relação a referência Diesel S50-B

Quanto aos resultados de emissões, corrigidos e ponderados de todos os 13 modos, observa-se que o Biodiesel Amyris possui uma grande contribuição na redução do material particulado e uma pequena penalidade no resultado de NO_x (óxidos de nitrogênio). Essas diferenças são expostas na Figura 59.

Figura 59 – Resultado do ciclo ESC do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência Diesel S50-B

6. DISCUSSÃO

As análises que seguem levam em conta os combustíveis utilizados nos testes, que estão disponíveis no mercado de varejo brasileiro, no caso do S50-B e do Biodiesel B20, e fornecido pela Amyris do Brasil, fabricado como amostra em uma planta piloto no Brasil. Suas características físico-químicas são diferentes das de combustíveis utilizados por outros autores na revisão bibliográfica desta Dissertação, mesmo quando são intitulados com o mesmo nome. Isto ocorre devido às diversas origens das matérias-primas e do processo de fabricação dos combustíveis, e assim as conclusões podem variar para uma mesma alteração de tipo de combustível, por exemplo de S50-B para Biodiesel B20 ou para Biodiesel Amyris.

Outro fato que precisa ponderado é que a concentração de biodiesel no S50-B pode variar, uma vez que o diesel utilizado é do mercado e não um combustível padrão. Este diesel é usado como referência e como base para a mistura do Biodiesel B20. Deve ser levado em consideração que o biodiesel fornecido pela Oleoplan S.A. tem uma composição de 30% de óleo de gordura animal e 70% de óleo de soja, o que varia de acordo com a sazonalidade e com o preço de mercado no Brasil. Além disso, pode ter diferente composição em relação aos outros países.

As análises são feitas, em sua maioria, em percentual, para assim permitir comparar os resultados entre diferentes tipos de testes, combustíveis, motores de cilindradas distintas e mesmo entre outros estudos realizados na literatura (com as devidas ressalvas explanadas acima).

Devido à limitação da instrumentação utilizada, tal como não existir uma janela para observar a combustão, a discussão que se segue agrupa conceitos, dados lidos a partir da taxa da liberação de calor aparente (HR) e da sala dinamométrica, a fim de conjecturar as mudanças relativas entre os combustíveis e suas referências.

Três tipos de ensaios foram realizados para estudar as reações do motor, dois testes padrão para certificação governamental, o ESC e a curva de torque, que simulam uma nova certificação do motor para uma eventual modificação do diesel de mercado. O último, chamado aqui de **estudo**, tem como objetivo entender as respostas do motor em inúmeras condições distintas de funcionamento das variáveis de injeção e

admissão de ar (início de injeção, pressão de injeção, quantidade de ar na admissão e quantidade de pré-injeção), que podem ser interpretadas como oportunidades para um futuro desenvolvimento do assunto, no qual seria possível obter o maior proveito das novas características dos combustíveis testados.

6.1 Biodiesel B20

Os três estudos que compararam o Biodiesel B20 com o diesel de referência S50-B serão apresentados a seguir. No **estudo dos quatro modos**, nos gráficos de liberação de calor, observa-se um ligeiro avanço no início da combustão apenas no Modo Potência Máxima, mantendo a mesma forma da curva. Nota-se que o injetor se manteve aberto por mais tempo nos Modos Potência e B100.

O aumento do tempo de injeção de combustível, nos Modos Potência e B100, para compensar a degradação do consumo específico, pode ser explicado, pelo menor poder calorífico inferior do Biodiesel B20 em relação ao Diesel S50-B, e visto no gráfico de consumo energético de combustível na Figura 36, na qual se verifica que existe uma pequena piora real no aproveitamento energético no uso do Biodiesel B20 em relação ao diesel S50-B.

O aumento da quantidade de combustível injetada dos modos de Potência Máxima e B100 favorece o aumento da penetração dos jatos, que perdem a velocidade proveniente da energia cinética ao atingir paredes (pistão e cilindro). Com isto, a atomização, vaporização e mistura são prejudicadas; possivelmente por este motivo estes dois modos tiveram menor redução de fumaça.

No modo Potência Máxima, o ponto de início da combustão mais avançado, com o mesmo começo de injeção de combustível, é descrito como evidência da redução do atraso da ignição, sendo esperadas mudanças da temperatura e pressão na câmara de combustão decorrente da modificação das características do jato nas etapas da combustão: a) físicas - atomização do jato, vaporização e mistura com ar (fase da pré-mistura e de difusão); b) químicas - reações de pré-combustão que geram a autoignição. A redução do início da combustão é uma tendência oposta à esperada para um combustível de menor número de cetano, mas é compreensível, visto que os

valores de cetano são similares e que existem outros fatores que modificam a combustão. Entretanto, nota-se que número de cetano 53,7 para o Diesel S50-B e 53,4 para o Biodiesel B20 são valores muito próximos perante as diferenças de composição destes combustíveis.

Ainda no Modo da Potência Máxima, o menor atraso de ignição do Biodiesel B20 em relação ao Diesel S50-B, faz com que a combustão ocorra em menos tempo na fase de expansão, ou seja, em temperatura maior a cada grau de virabrequim, podendo até reduzir a fumaça. Com uma pressão na câmara de combustão maior, que impacta no jato, aumenta o ângulo de spray e reduz sua penetração, assim tem-se uma queda na razão de equivalência “local” com o encontro de mais moléculas de oxigênio na câmara de combustão.

Porém, os fatores comuns a todos os quatro modos desta análise, e, possivelmente, o mais provável de ser responsável pela alteração na redução da fumaça, é a presença de O_2 na própria molécula do combustível, uma vez que reduz a razão de equivalência dentro do spray, região muito rica em combustível, e responsável pela formação da fuligem.

Neste **estudo** de quatro modos, é possível observar que o NO_x varia próximo ao valor do diesel de referência S50-B dentro da faixa de 10% (Figura 60), mostrando que os vários fenômenos envolvidos na combustão são sensíveis às condições de contorno da combustão (parâmetros de injeção modificados e quantidade de ar) impostas. No estudo de Modos, não há uma conclusão única sobre aumento ou redução do $BSNO_x$, mas pelo teste de emissões ESC pode-se concluir que a mudança é pequena e que impacta pouco no projeto de um motor quando este tem os seus parâmetros de contorno fixos, podendo facilmente recuperar estes valores de $BSNO_x$ com a modificação dos parâmetros de injeção e quantidade de ar dos motores modernos.

No teste de Curva de Torque, o torque lido foi 2,9% menor com o Diesel B20 em relação com o Diesel S50-B, o que demonstra que nos modos de pleno torque o consumo mássico foi de 1,5 a 2,0% mais elevado. Com isso, houve a queda do torque lido no eixo do motor em sala dinamométrica. Uma análise do consumo energético demonstrou que este impacto está relacionado à redução do poder calorífico dos

combustíveis, uma vez que para a mesma energia entregue ao sistema, se há o mesmo trabalho gerado no eixo do motor, conforme Figura 36, podendo ser relacionado a uma alteração do processo na combustão em função da alteração do spray do jato. Observou-se que a fumaça se manteve igual nas rotações de operação menores que 1300 rpm do motor, e a redução da fuligem foi perceptível apenas acima de 1300rpm, registrando uma redução média de 40%, sendo que nesta faixa há razão menor que estequiométrica, tornando a combustão sensível à alteração do combustível, provavelmente pela melhor mistura na fase de difusão com a presença do O_2 na molécula.

Para o Biodiesel B20, no teste de emissões ESC (ciclo europeu em regime constante) composto por 13 modos (o primeiro, marcha lenta, não é analisado aqui, por causa da sua grande dispersão das leituras em modo de carga nula), em seis deles, houve redução do NO_x (óxidos de nitrogênio); em outros três, o mesmo valor de $BSNO_x$ e, em três, houve um aumento do valor deste gás, o qual gerou um valor ponderado no ciclo 2% maior (para o Biodiesel B20 em relação ao teste de referência do Diesel S50-B). Deve-se atentar que na mudança de combustível em uma frota pré-existente haveria este aumento de $BSNO_x$ no ciclo padrão com unidade específica (g/kW.h). Porém, ao levar em conta que há 4% de degradação da potência, na realidade, tem-se uma redução do NO_x na faixa de 2% em vazão mássica (g/h) do poluente.

Ainda no teste ESC de emissões, o material particulado em um modo obteve valor maior de fumaça, quatro tiveram o mesmo resultado e sete obtiveram redução nos resultados de fumaça; isso gerou uma queda no ciclo de 14% no resultado final de material particulado. Entende-se que a presença de oxigênio é a responsável por esta mudança na maioria dos modos, tanto para a fuligem quanto para o $BSNO_x$. No caso da redução do NO_x em ppm, isto pode ser explicado pela redução da queima da fase de pré-mistura o que gera uma menor temperatura inicial para o processo de combustão.

O aumento da quantidade de biodiesel de 5% para 24%, no caso do Biodiesel B20, faz com que exista menos hidrocarbonetos aromáticos, o que reduz o atraso da ignição, e com a presença de mais moléculas de *metil-éster*, que, na condição de menor número de cetano do Biodiesel B20, faz com que haja uma redução da

temperatura, principalmente, em eventos nos quais predominem a combustão difusiva (plena ou de grande vazão de combustível e torque), reduzindo o NO_x . Já em condições de combustão por pré-mistura (torque parcial ou baixa vazão de combustível), observa-se um aumento da temperatura da combustão aumentando o BSNO_x (Modo B50). Essas mudanças de temperatura foram coerentes com as alterações do NO_x (óxidos de nitrogênio) verificadas no estudo dos quatro modos, mas não admitidas no teste ESC.

Na Figura 60, observa-se a faixa das relações de BSNO_x para todos os testes medidos em cada um dos quatro modos estudados, resumizando assim os gráficos de relação (adimensional) de BSNO_x por BSDPM e BSNO_x por BSFC.

Figura 60 - Faixas de redução de BSNO_x dos quatro modos estudados do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Relacionar as saídas desse processo de combustão com as modificações sofridas no combustível é uma análise complexa, uma vez que as tecnologias de medição e as teorias de formação do NO_x e material particulado são bastante restritas e, muitas vezes, incapazes de compreender os fenômenos por completo e as interações com o ambiente heterogêneo da combustão diesel.

Em virtude de haver uma redução do número de cetano, o atraso da ignição deveria, em tese, aumentar, levando a combustão a ocorrer por mais tempo no período de expansão (mais predominante no torque parcial), e a temperatura a ser menor, o que reduz o NO_x (óxidos de nitrogênio). Ao mesmo tempo, verifica-se um aumento da fase da pré-mistura e, assim um aumento da queima da pré-mistura (predominantemente, em modos que operam em queima difusiva). Isso eleva a temperatura da combustão e, dessa forma, temos dois eventos antagônicos que podem ser mais predominantes de acordo com a condição da combustão. Por isso, verificam-se faixas de resposta distintas do comportamento do motor, não havendo uma consequência única com a mudança do diesel. Entretanto, reforça-se aqui que considera-se $\text{CN}=53,7$ e $\text{CN}=53,6$ como o mesmo número de cetano para dois combustíveis.

O aumento da viscosidade no Biodiesel B20 aumenta o diâmetro da gota e, por sua vez, a penetração do jato. Outra característica alterada com a presença do biodiesel B20 é a redução da volatilidade, a qual diminui a evaporação do jato, reduzindo a mistura com o ar e deixando a mistura mais heterogênea, podendo contribuir para o aumento da fumaça em alguns testes do estudo de modos.

Em contrapartida, a menor presença de enxofre no Biodiesel B20 do que no Diesel S50-B faz com que as moléculas de material particulado absorvam menos moléculas orgânicas de SO_x e, assim, reduza o material particulado final do teste de emissões ESC (ciclo europeu em regime constante). Os resultados do estudo de quatro modos podem ser verificados na Figura 61, assim como as faixas de fuligem da curva de torque do motor (quinta barra do gráfico). Já nos pontos do ESC, observou-se um equilíbrio havendo modos com queda e outros com aumento do material particulado seco (fumaça). A redução de SO_x pode ser considerada até desprezível em maioria das condições de operação do motor, visto que a redução da presença de enxofre é pequena, de 19,1 mg/kg para 16,4 mg/kg; motivo pelo qual o presente trabalho não apresenta o resultado de SO_x .

Figura 61 - Faixas de redução de BSDPM nos testes estudados do Biodiesel B20, normalizado em relação à referência S50-B

Conclui-se que a característica responsável, mais provável, pela visível redução da fuligem em todos os Modos testados, curva de torque e teste ESC é a presença de oxigênio nas moléculas do Biodiesel B20.

6.2 Biodiesel Amyris

Nos testes realizados com Biodiesel Amyris (100%), diferentemente dos realizados com Biodiesel B20, temos o **estudo** em apenas dois Modos do ciclo de emissões, A100 e B50 (um de torque total e outro em parcial), teste de curva de torque e de emissões ESC.

Nos Modos de teste A100 e B50, do estudo de dois Modos, observou-se uma queda mássica de injeção de combustível, o que foi compensado com o aumento do tempo de abertura do injetor. Dessa forma, unicamente para este teste, o procedimento foi aumentar o débito comandado no sistema de combustível para atingir o mesmo nível de torque. Então, observa-se nos gráficos da abertura de injetor que este se manteve aberto por mais tempo até atingir o mesmo torque de motor.

No teste de curva de torque, uma vez que se manteve a abertura do injetor no seu valor original (nenhuma compensação foi realizada), a redução do torque ocorre pela redução de massa de combustível. Conclui-se que, mesmo com o poder calorífico inferior (PCI) do Biodiesel Amyris sendo 2,1% maior, a redução de massa advinda da densidade 7,7% menor introduz menos energia ao sistema. Vale lembrar que o sistema de combustível é calibrado para entregar uma massa de combustível para uma densidade padrão do diesel, ou seja, a medição de consumo é mássico, mas a injeção é comandada pela válvula sem correção.

Ao realizar a análise do trabalho gerado no eixo do motor, na curva de torque, em relação à energia injetada (Figura 49), conclui-se que existe uma pequena melhora real no aproveitamento da energia. O menor torque observado é relacionado em grande parte à menor massa injetada do combustível Amyris em relação ao Diesel S50-B.

A redução no consumo de combustível mássico (média de 3,5%) deixa de ser representativa no uso do Biodiesel Amyris ao verificar que o consumo volumétrico, que muito importa para os usuários finais de veículos movidos a diesel, atinge o valor próximo de 5% pior (mais elevado).

Nos Modos A100 e B50, nas três rotações da curva de torque do motor (2600, 1600 e 1100 rpm), nos gráficos da liberação de calor, é possível observar a redução do atraso da ignição ao utilizar o Biodiesel Amyris, o que pode ser justificado, também, pelo maior valor do número de cetano e, assim, a necessidade de menos energia de ativação para iniciar a autoignição do combustível. Não se pode relacionar esta mudança de ponto de ignição ao maior poder calorífico inferior, uma vez que somente após o início da combustão haverá o seu efeito no motor. A menor densidade do Biodiesel Amyris reduz o diâmetro das gotas que entram na câmara de combustão, e com isto o ângulo do cone do spray aumenta, e reduz a razão de equivalência “local”, o que auxilia a redução do tempo para a autoignição.

A redução da fuligem pode ser entendida pela redução do atraso da ignição, visualizada nos gráficos de liberação de calor nos Modos A100 e B50 e três rotações da curva de torque do motor. Com isto, ocorre o aumento do tempo da combustão

difusiva que, por consequência, permite que haja mais tempo para a mistura ar-combustível ocorrer.

Além disso, o fato da combustão ter início em um ponto mais avançado, em um momento de maior pressão na combustão e de maior densidade do ar da câmara, tem como consequências: A) aumento do ângulo do cone do jato que reduz a razão de equivalência “local” no spray diminuindo a fuligem e aumentando o BSNO_x no teste de emissões ESC; B) reduz a penetração do jato, que garante a conservação da energia cinética (gotas deixam de atingir as paredes), utilizada para o processo de atomização, vaporização e finalmente mistura com o ar. Uma vez que a combustão ocorre por mais tempo; incluindo a fase de compressão (volume menor da câmara de combustão); por estar ocorrendo em um ponto adiantado, o que aumenta a densidade dos gases na câmara de combustão e assim reduz o diâmetro da gota o que retorna aos efeitos A e B citados.

Uma vez que a viscosidade e densidade (massa específica) do Biodiesel Aramys são menores que no Diesel S50-B, o impacto conjunto destas duas propriedades em spray ainda é um estudo que falta na área.

Outros fatos determinantes são a menor densidade do Biodiesel Amyris em relação ao Diesel S50-B, o que gera a redução do diâmetro da gota que, por sua vez, provoca uma penetração menor do jato e ângulo maior do spray. A menor viscosidade do Biodiesel Amyris aumenta igualmente o ângulo do jato, e todos reduzem do mesmo modo a razão equivalência no spray, auxiliando a redução da fumaça.

A fumaça nos dois modos de **estudo** e no ESC (ciclo europeu em regime constante) mostram um grande potencial de redução, chegando a 80% em alguns testes do estudo, o que pode ser validado no resultado final do ciclo completo de emissões com um total de 67% de material particulado menor. Isso pode ser também compreendido pelo fato de ser quase nula a presença do enxofre no Biodiesel Amyris, que reduz a formação de partes solúveis que se aglomeram e se condensam na parte insolúvel do material particulado. As faixas de alteração do BSDPM (material particulado seco específico) podem ser observadas na Figura 62.

Figura 62 - Faixas de redução de BSDPM dos testes estudados do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

No teste de emissões ESC (ciclo europeu em regime constante), exposto na Figura 62, é proeminente a redução de fumaça, que ocorreu em todos os modos de emissões, variando de 45% a 65% do valor de referência e resultando em um valor final ponderado no ciclo de 67% de redução de material particulado na utilização do Biodiesel Amyris em relação ao Diesel S50-B, contra os 14% do Biodiesel B20 em relação ao Diesel S50-B. O BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) obteve um modo com o mesmo valor, e os outros 11 modos com valores mais altos que o teste com o diesel referência S50-B, chegando a 11% de elevação pontual, conforme a Figura 63. No ciclo composto, obtivemos 2% de aumento de BSNO_x, assim como no Biodiesel B20 em relação do Diesel S50-B.

A menor fumaça da combustão, observada no uso do Biodiesel Amyris faz com que menos calor seja irradiado junto às partículas de carbono, o que aumenta a concentração de temperatura da câmara em pontos próximos ao spray. Em contrapartida, o aumento do ângulo do cone do jato (por causa da menor densidade, menor viscosidade e maior pressão na combustão, em razão do atraso da ignição no caso do Biodiesel Amyris) leva uma maior temperatura às regiões antes frias; cada um desses fenômenos pode prevalecer em certas condições de operação do motor e reduzir ou aumentar o NO_x.

Com a redução do atraso de ignição, há menos acúmulo de combustível durante a fase da pré-mistura, e, assim, quando a queima tem início, menos combustível entra em ignição, reduzindo a liberação abrupta de calor. Pode-se ver, nitidamente, esta menor taxa da liberação de calor na Figura 46 da seção 5.2.2, na qual entre 5 e 7 graus do virabrequim é de magnitude menor. Esta alteração com a consequente redução da temperatura inicial, e assim da temperatura em todas fases da combustão, diminuem o NO_x . Deve-se entender que, em contrapartida, o aumento da fase de combustão difusiva, fornecendo assim mais tempo para que o combustível se misture ao oxigênio, elevando a temperatura. Normalmente, prevalece o fenômeno de redução da fase da pré-mistura, em vista da grande diferença do valor do número de cetano entre o Biodiesel Amyris e o Diesel S50-B. No resultado final do ciclo de emissões ESC, o BSNO_x (óxidos de nitrogênio específico) aumentou 2%. Observa-se a faixa de mudança de NO_x (óxidos de nitrogênio) nos diferentes experimentos realizados na Figura 63.

Figura 63 - Faixas de redução de BSNO_x dos testes realizados do Biodiesel Amyris, normalizado em relação à referência S50-B

7. CONCLUSÃO

Em função dos combustíveis serem de misturas de graduações diferentes: biodiesel em 20% e diesel de cana-de-açúcar em 100%, a comparação deles em relação ao Diesel S50-B não se torna justa entre as amostras. Motores de cilindradas muito diferentes foram utilizados, em função da disponibilidade de motor e de Biodiesel Amyris para teste. Dessa forma, toda a comparação deve ser realizada em percentual para buscar normalizar os resultados.

Uma análise comparativa entre motores ISL e ISF, utilizando em ambos o mesmo combustível S50-B é feita à parte, mas não é apresentada aqui por não pertencer ao escopo da Dissertação.

A conclusão mais importante é: a combustão de um motor de nível de emissões CONAMA P7 (similar ao Euro V) que usa o sistema de injeção *common rail*, é influenciada pelo combustível injetado. Mesmo que a energia cinética proveniente deste sistema de injeção seja enorme, ainda existe a modificação na mistura de ar-combustível, afetada pelas características físicas dos combustíveis que interferem no processo da combustão, além das diferentes cadeias moleculares que alteram o processo químico durante a combustão.

Métodos indiretos de análise de combustão e taxa da liberação de calor não se mostram tão eficazes para compreender e interpretar os fenômenos da combustão, mesmo quando utilizamos um combustível tão distinto e na proporção de até 100%. Outras ferramentas ainda são disponíveis em grandes centros técnicos de desenvolvimento, tal como: visualização da combustão por infravermelho através de uma janela de quartzo ou mesmo simulações CFD para melhor compreensão dos fenômenos que ocorrem durante o ciclo 4 tempos do motor.

A grande vantagem dos dois combustíveis é clara, principalmente na redução de material particulado, além de ser uma alternativa ao fóssil. Evidencia-se que novas tecnologias são capazes de ainda melhorar significativamente as emissões dos motores de combustão interna no ciclo diesel.

É perceptível a grande oportunidade de otimizar a combustão no motor tanto quando se utiliza o Biodiesel B20 quanto o diesel de cana-de-açúcar da Amyris, o que pode ser realizado com os ajustes nos parâmetros de injeção de combustível e de admissão de ar do motor que afetam diretamente o processo de combustão, podendo assim serem definidos a fim de melhorar cada condição de operação, na formação de material particulado, BSNOx e consumo específico. Isto permitiria um desenvolvimento específico do motor para cada combustível.

Um futuro trabalho poderia ser realizado com a utilização de outros recursos de “visualização” da combustão para assim compreender melhor as diferentes condições e respostas na combustão, o que poderia ser amparado com simulação CFD.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGARWAL, A. K.; GUPTA, T.; KOTHARI, A. Particulate emissions from biodiesel vs diesel fuelled compression ignition engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 6, p. 3278-3300, 2011.

ANDRE, M.; WALTER, B. Optimizing Early Injection Strategy for Diesel PCCI Combustion. **SAE International**, 01-2731, 2009.

BUNCE, M.; SNYDER, D.; ADI, G.; HALL, C.; KOEHLER, J.; DAVILA, B.; KUMAR, S.; GARIMELLA, P.; STANTON, D.; SHAVER, G. Optimization of soy-biodiesel combustion in a modern diesel engine. **Fuel**, v. 90, n. 8, p. 2560-2570, 2011.

CARAPINHA, D.; BARBIERI, F.; KONIKOSITA, R.; NISHI, E.; VRETOS, G.; BATTISTELLA, G.; LIEBSCH, A. Sugar cane diesel as a booster to Biodiesel blends in Brazil - a study of the benefits and impacts on engine performance and emission levels. In: Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 20., 2011. Aachen, **Proceedings**. Aachen, VKA/IKA, 2011. p. 1-17.

DENG, J.; LI, C.; HU, Z.; WU, Z.; LI, L. Spray Characteristics of Biodiesel and Diesel Fuels under High Injection Pressure with a Common Rail System. **SAE International**, 01-2268, 2010.

ECKERLE, W. A.; LYFORD-PIKE, E. J.; STANTON, D. W.; LAPOINTE, L. A.; WHITACRE, S. D.; WALL J. C. Effects of Methyl Éster Biodiesel Blends on NOx Emissions. **SAE International**, 01-0078, 2008.

FANG, T.; LIN, Y.; FOONG, T. M.; LEE, C. F. Spray and Combustion Visualization in an Optical HSDI Diesel Engine Operated in Low-Temperature Combustion Mode with Bio - diesel and Diesel Fuels. **SAE International**, 01-1390, 2008.

HARALDSSON, G.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.; HYVONEN, J. HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio. **SAE International**, 01-2858, 2002.

HENEIN, N. A.; SCHIPPER, J.; KASTURY, A.; BRYZIK, W. Effect of Injection Pressure and Swirl Motion on Diesel Engine-out Emissions in Conventional and Advanced Combustion Regimes. **SAE International**, 01-0076, 2006.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

JHA, S. K.; FERNANDO, S.; TO, S. D. F. Flame temperature analysis of biodiesel blends and components. **Fuel**, v. 87, n. 10-11, p. 1982-1988, 2008.

JUNG, Y.; BAE, C.; JANG, J.; KIM, D. Improvement of Premixed Compression Ignition Combustion using Various Injector Configurations. **SAE International**, 01-1357, 2011.

LAKSHMINARAYANAN, P. A.; AGHAV, Y. V. **Modelling diesel combustion**. London, Springer, 2010.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; RODRÍGUEZ-FERNANDEZ, J. Effect of the degree of unsaturation of biodiesel fuels on NO_x and particulate emissions. **SAE International**, 01-1676, 2008.

LENG, X.; FENG, L.; TIAN, J.; DU, B.; LONG, W.; TIAN, H. A study of the mixture formation process for a third-generation conical spray applied in HCCI diesel combustion. **Fuel**, v.89, n.2, p.392-398, 2010.

MAIBOOM, A.; TAUZIA, X.; HÉTET, J.-F. Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. **Energy**, v. 33, n. 1, p. 22-34, 2008.

MASSA, C. V. C.; DIAZ, M. B.; SILVA, R. M. C. F.; FERREIRA, A S.; FONTES, S. A. M. Influence of cetane number on Euro III engine emissions. **SAE International**, 01-2000, 2007.

MCALLISTER, S.; CHEN, J.; FERNANDEZ-PELLO, A. C. **Fundamentals of combustion processes**. New York: Springer, 2011.

OJEDA, W. DE; BULICZ, T. Impact of Fuel Properties on Diesel Low Temperature Combustion. **SAE International**, 01-0329, 2011.

PARK, S.; KIM, H.; CHOI, B. Emission characteristics of exhaust gases and nanoparticles from a diesel engine with biodiesel-diesel blended fuel (BD20). **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 23, n. 9, p. 2555-2564, 2009.

PINZI, S.; ROUNCE, P.; HERREROS, J. M.; TSOLAKIS, A.; PILAR DORADO, M. The effect of biodiesel fatty acid composition on combustion and diesel engine exhaust emissions. **Fuel**, v. 104, Feb., p. 170-182, 2013.

PULLEN, J.; SAEED, K. Factors affecting biodiesel engine performance and exhaust emissions e Part II : Experimental study. **Energy**, v. 72, Aug., p. 17-34, 2014.

SHI, Y.; GE, H.; REITZ, R. D. **Computational optimization of internal combustion engines**. London: Springer, 2011.

SHUAI, S.; ABANI, N.; YOSHIKAWA, T. Evaluation of the effects of injection timing and rate-shape on diesel low temperature combustion using advanced CFD modeling. **Fuel**, v. 88, n. 7, p. 1235-1244, 2009.

SONG, J.; LEE, K. O. Fuel Property Impacts on Diesel Particulate Morphology, Nanostructures, and NOx Emissions. **SAE International**, 01-0129, 2007.

URNS, S.R. **An introduction to combustion**. 2. ed. Boston: WCB/McGraw-Hill, 2000.

YUAN, W.; HANSEN, A. C.; TAT, M. E.; GERPEN, J. H. V.; TAN, Z. Spray, Ignition and Combustion Modeling of Biodiesel Fuel for Investigating NOx Emissions. **American Society of Agricultural Engineers**, v. 48, n. 3, p. 933-939, 2005.

ZHENG, M; REARDER, G. T.; HAWLEY, J. G. Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts. **Energy Conversion and Management**, v. 45, n. 6, p. 883-900, 2004.

APÊNDICE

Tabela 17 - Propriedades do Biodiesel Amyris

Property	ASTM Test Method	Units	Amyris
Derived Cetane Number	D6890		58
Cetane Number	D613		--
Copper Strip Corrosion	D130		1a
Aromatics	D1319	%	<0.1
Olefins	D1319	%	0.7
Saturates	D1319	%	99.3
Cloud Point	D2500	°C	-73
Sulfur	D2622	ppm	<10
Sulfur	D5453	ppm	--
Water and Sediment	D2709	vol%	0.01
Kinematic Viscosity	D445 (40°C)	cSt	2.3
Ash	D482	wt%	<0.001%
Carbon Residue	D524_10%	wt%	0.03
Lubricity: Wear Scar Diameter	D6079	µm	408
Distillation (T-90)	D86	°C	245.5
Flash Point	D93	°C	101
Conductivity	D4308	pS/m	9
Heating Value (Gross)	D240	btu/lb	20,275
Heating Value (Net) [†]	D240	btu/lb	TBD

Fonte: Amyris, National Renewable Energy Laboratory de 16 Novembro de 2010. Utilizado equipamento GC-MS (Gas Chromatography-Mass Spectrometry) para análise.

Tabela 18 - Composição do Biodiesel Amyris

Tentatively Identified Compound	CAS #	Match Quality	Retention Time	% Total Area
1-Butanol, 3-methyl-	000123-51-3	72	6.73	0.04
1-Butanol, 3-methyl-, acetate	000123-92-2	83	9.99	0.04
1-Dodecanol, 3,7,11-trimethyl-	006750-34-1	94	26.17	2.29
2-Dodecanol, 2-methyl-	001653-37-8	78	24.49	0.10
Bicyclo[3.1.1]heptane, 2,6,6-trimethyl-	000473-55-2	84	23.29	0.11
Cyclohexane, 1-(1,5-dimethylhexyl)-4-methyl-	029799-19-7	93	22.97	2.47
Cyclohexene	000110-83-8	94	5.96	0.19
Dodecane, 2,6,10-trimethyl-	003891-98-3	91	21.82	91.69
Nonane, 3-methyl-	005911-04-6	83	19.62	0.04
Octane, 2,6-dimethyl-	002051-30-1	90	11.90	0.08
Tetradecane	000629-59-4	87	23.17	1.06
Undecane, 3,8-dimethyl-	017301-30-3	86	23.41	0.21
Unidentified	ND	ND		1.69

ND = Não determinado

Fonte: Amyris, National Renewable Energy Laboratory de 16 Novembro de 2010. Utilizado equipamento GC-MS (Gas Chromatography-Mass Spectrometry) para análise.

Tabela 19 - Caracterização do Biodiesel B100

OLEOPLAN S.A.

OLEOPLAN S/A - ÓLEOS VEGETAIS PLANALTO

CERTIFICADO DE ANÁLISES

PRODUTO: BIODIESEL - B100   FABRICAÇÃO: 13/10/2010
 LOTE: 270   CERTIFICADO Nº: 270
 MATÉRIAS PRIMAS UTILIZADAS: ÓLEO DE SOJA (70%), GORDURA ANIMAL (30%) E METANOL
 DATA DE ENSAIO: 15/10/10   VALIDADE: 3 meses

Característica	Unidade	Resultado	Especificações	Métodos
Aspecto/Temperatura lida em °C	-	Límpido e Isento de Impurezas/20	Límpido e Isento de Impurezas	Visual
Massa Específica a 20 °C	Kg/m ³	878,2	850-900	ASTM D 1298
Viscosidade Cinemática a 40°C	mm ² /s	4,443	3,0-6,0	ASTM D 445
Teor de água	mg/kg	348	500 (máx.)	ASTMD 6304
Contaminação Total	mg/kg	23	24 (máx.)	EN 12662
Ponto de Fulgor	°C	143	100,00 (mín.)	ASTM D 93
Vaso fechado Pensky - Martens				
Teor de éster	% massa	99	96,5 (mín.)	EN 14103
Resíduo de Carbono	% massa	0,03	0,05 (máx.)	ASTM D 4530
Cinzas Sulfatadas	% massa	0,008	0,020 (máx.)	ASTM D 874
Enxofre total	mg/kg	3	50 (máx.)	ASTM D 5453
Sódio + Potássio	mg/kg	2,46	5(máx.)	NBR 15553
Cálcio + Magnésio	mg/kg	1,63	5 (máx.)	NBR 15553
Fósforo	mg/kg	0,6	10 (máx.)	NBR 15553
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C	-	1	1 (máx.)	ASTM D 130
Ponto de entupimento de filtro a frio	°C	3	19 (máx.)	ASTMD 6371
Índice de acidez	mgKOH/g	0,41	0,50(máx.)	ASTMD 664
Glicerina Livre	% massa	0,01	0,02 (máx.)	ASTMD 6584
Glicerina total	% massa	0,22	0,25 (máx.)	ASTM D 6584
Monoglicerol	% massa	0,54	ANOTAR	ASTM D 6584
Diglicerol	% massa	0,26	ANOTAR	ASTM D 6584
Triglicerol	% massa	0,14	ANOTAR	ASTM D 6584
Metanol	% massa	0,04	0,20 (máx.)	EN 14110
Estabilidade à oxidação a 110°C	h	8,46	6 (mín.)	EN 14112

Veranópolis, 26 de outubro de 2010.

 Rubens Cagliari
 Engenheiro Químico - CRQ 05302824

RST 470 - KM 109 - Nº. 3492 - CEP: 95330 - 000 - VERANÓPOLIS - RS
 FONE: (54) 3441 3300 - FAX: (54) 3441 1743
 E-mail: laboratorio_biodiesel@oleoplanver.com.br, atendimento@oleoplanver.com.br
 Site: www.oleoplanver.com.br

Fonte: Oleoplan S.A.

Tabela 20 - Caracterização do Diesel S50-A (sem biodiesel)

CERTIFICADO DE ENSAIO

Produto: OLEO DIESEL A S50

Código: 65P

Local de Amostragem: TQ 349TQ8415

Data/ hora Amostragem: 06/05/11 21:00

Data/ hora Recebimento: 07/05/11 12:00

Laboratório: DTO/OLEO/OP/SP

Endereço: Rua Felipe Camarao, 393

Sao Caetano do Sul, SP - CEP 09550-150

Telefone (11) 4228-9619

Fax: (11) 4228-9797

Característica	Método	Especificação	Resultado	Unidade
ASPECTO	VIS 000	PASS ⁽¹⁾	PASS	N/A
COR	VIS 000	INAM ⁽²⁾	INAM	N/A
COR ASTM	D 1500	3,0 max	0,5	N/A
10% RECUPERADOS	D 86	Anotar	188,5	grau C
50% RECUPERADOS	D 86	245,0 a 310,0	267,7	grau C
90% RECUPERADOS	D 86	360 max	350,9	grau C
MASSA ESPECIFICA A 20 GC	D 4052	820 a 850	843,8	kg/m3
VISCOSIDADE CINEMATICA A 40 GC	D 445	2,0 a 5,0	2,772	mm2/s
AGUA E SEDIMENTOS	D 2709	0,05 max	0,000	% volume
AGUA (KARL FISCHER)	D 6304	Anotar	56	mg/kg
PONTO DE FULGOR	D 93	38,0 min	43,0	grau C
ENXOFRE TOTAL	D 5453	50 max	20	mg/kg
CONDUTIVIDADE ELETRICA	D 2624	25 min	94	pS/m

Notas:

- Todos os limites especificados sao valores absolutos de acordo com a norma ASTM E 29.

(1) PASS(PASSA)=Limpido e isento de impurezas.

(2) Usualmente de Incolor a amarelada, podendo apresentar-se ligeiramente alterada para as tonalidades marrom e alaranjada.

- - ASTM D2624 Temperatura de ensaio = 22°C

Tipo de Amostragem: AMOSTRA DE COSTADO

Itens de Bombeio: 2701100625

Tipo de Operação: Recebimento em tanque

Data de Emissão: 07/05/2011 15:45:24

Página: 1 de 1

Os resultados deste Certificado de Ensaio referem-se à amostra acima especificada.
Este certificado só pode ser reproduzido integralmente com a autorização do responsável pelo seu conteúdo.

Original Assinado Por:

Responsável:

Carlos Cesar Pereira da Cunha

CRQ: 04212348

Fonte: Transpetro

BIOGRAFIA

Formado em Engenharia Mecânica Plena pela Escola de Engenharia Mauá, em 1999, e com pós-graduação em Administração Industrial pela Fundação Vanzolini, em 2003, Flavio Gustavo Lehmann acumula 17 anos de experiência no mercado de Engenharia Mecânica.

O autor começou sua carreira no Instituto Mauá de Tecnologia, em 1997, onde foi estagiário no Laboratório de Motores, tendo atuado com manutenção, montagem, desmontagem e instalação de motores e realizado testes de bancada, durabilidade e curvas de desempenho.

Ao final daquele mesmo ano até 1999, passou a desempenhar a mesma função na MWM Motores Diesel Ltda., na área de desenvolvimento/ emissões e pesquisa, onde foi responsável pelo desenvolvimento e avaliação de testes em dinamômetro.

Desde o ano 2000, trabalha na Cummins Brasil Ltda., onde começou como engenheiro júnior. Após sucessivas promoções, ocupa, desde 2008, o cargo de engenheiro sênior especialista em desenvolvimento e emissões. Foi responsável pelo gerenciamento dos cronogramas de desenvolvimento dos projetos Euro V (CONAMA P7), pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias de combustão. Além disso, responde pelas simulações CFD (Computational Fluid Dynamics) de combustão de motores no Brasil.

Ao longo da sua carreira, Flavio acumulou experiência no planejamento e gerenciamento de desenvolvimento de motores e de calibrações para motores com sistema de injeção mecânico e eletrônico, com o objetivo de otimizar o desempenho e as emissões em motores. Tem domínio da mecânica automotiva, especialmente em motores do ciclo diesel, sistemas de injeção, câmaras de combustão e turbo-compressores.