

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

RICARDO AUGUSTO SEAWRIGHT DE CAMPOS

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE GRUPO GERADOR DIESEL CONSUMINDO
ÓLEO VEGETAL “IN NATURA” ENRIQUECIDO COM HIDROGÊNIO E
OXIGÊNIO VISANDO MELHORAR SUA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

TD: 12 / 2015

UFPA / ITEC / PPGEE
Campus Universitário do Guamá
Belém-Pará-Brasil
2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

RICARDO AUGUSTO SEAWRIGHT DE CAMPOS

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE GRUPO GERADOR DIESEL CONSUMINDO
ÓLEO VEGETAL “IN NATURA” ENRIQUECIDO COM HIDROGÊNIO E
OXIGÊNIO VISANDO MELHORAR SUA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Tese submetida à Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da UFPA para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Elétrica na área de Sistemas de Energia.

UFPA / ITEC / PPGEE
Campus Universitário do Guamá
Belém-Pará-Brasil
2015

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFPA

Campos, Ricardo Augusto Seawright de, 1964-
Modelagem e simulação de grupo gerador diesel
consumindo óleo vegetal / Ricardo Augusto Seawright de
Campos. - 2015.

Orientadora: Maria Emília de Lima Tostes;
Coorientador: Manoel Fernandes Martins
Nogueira.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal do
Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Belém,
2015.

1. Motores de combustão interna - modelos matemáticos.
2. Óleos vegetais como combustível.
3. Recursos energéticos - modelos matemáticos.
4. Combustíveis sintéticos. I. Título.

CDD 22. ed. 621.43

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

**"MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE GRUPO GERADOR DIESEL CONSUMINDO
ÓLEO VEGETAL "IN NATURA" ENRIQUECIDO COM HIDROGÊNIO E
OXIGÊNIO VISANDO MELHORAR SUA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA"**

AUTOR: RICARDO AUGUSTO SEAWRIGHT DE CAMPOS

TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA À BANCA EXAMINADORA APROVADA PELO
COLEGIADO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA, SENDO
JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA
ELÉTRICA NA ÁREA DE SISTEMAS DE ENERGIA ELÉTRICA.

APROVADA EM: 28/08/2015

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Maria Emília de Lima Tostes

(Orientadora – PPGEE/UFPA)



Prof. Dr. Manoel Fernandes Martins Nogueira

(Co-Orientador – PPGEM/UFPA)



Prof. Dr. Ubiratan Holanda Bezerra

(Avaliador Interno – PPGEE/UFPA)



Prof. Dr. Danielle Regina da Silva Guerra

(Avaliadora Externa – PPGEM/UFPA)



Prof. Dr. Carlos Rodrigues Pereira Belchior

(Avaliador Externo – UFRJ)



Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros

(Avaliador Externo – UFMG)

VISTO:

Prof. Dr. Evaldo Gonçalves Pelaes

(Coordenador do PPGEE/ITEC/UFPA)

AGRADECIMENTOS

À Santíssima Trindade, pela graça de ter-me permitido realizar este trabalho.

À Universidade Federal do Pará (UFPA), pela oportunidade em participar do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica; e por todo o suporte, formação e apoio logístico recebido dos professores, funcionários, alunos, secretarias, técnicos e pessoal de serviços, durante todo o período que estive matriculado no PPGEE.

À Profa. Dra. Maria Emília de Lima Tostes, pela orientação, incentivo e confiança depositada em mim ao longo desse processo de formação.

Ao Prof. Ph.D. Manoel Fernandes Martins Nogueira, pela orientação, ensinamentos, valorosas contribuições e todo apoio técnico-científico a mim dispensados.

Aos avaliadores deste trabalho pelas correções e contribuições.

Ao Instituto Federal do Pará (IFPA), em especial ao Colegiado do Curso de Mecânica, representado por todos os colegas professores, pelo apoio e compreensão recebidos durante a realização desta pós-graduação.

Ao projeto *Rede de Energia Renovável e Eficiência Energética do Estado do Pará: Eficientização de Motores Diesel para Consumir Óleos Vegetais in Natura*, atendido no Edital 014/2008 – FAPESPA, pelo apoio recebido.

A AMAPARI ENERGIA S/A pela certificação do projeto *Redução do Consumo Específico de Grupo Gerador Diesel – Etapa I*, e apoio recebido.

A AVL pela disponibilização do University Partnership Program, que concedeu a licença de uso do software AVL BOOST[®], ferramenta indispensável para o desenvolvimento deste trabalho.

A todos os colegas do Laboratório de Motores, por todos os momentos de trabalho e descontração.

A minha família, em especial, a minha esposa Helen, minhas filhas Aline e Júlia, meus pais e sogros, pelo apoio, motivação, paciência e carinho, que foram indispensáveis em todas as etapas desta tese.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Contextualização do tema.....	1
1.2	Justificativa/Relevância do tema.....	4
1.3	Objetivos.....	9
1.3.1	Objetivo Geral.....	9
1.3.2	Objetivos Específicos.....	10
1.4	Estrutura da tese.....	10
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	11
2.1	Grupos Geradores – Visão Geral.....	11
2.2	Motores Diesel.....	12
2.3	Termodinâmica da combustão.....	16
2.3.1	Conceitos Básicos de Combustão.....	16
2.3.2	Propriedades das Misturas.....	16
2.3.3	Combustão Estequiométrica.....	18
2.3.4	Poder Calorífico.....	19
2.3.5	Temperatura Adiabática de Chama.....	20
2.4	Combustão em motores Diesel.....	21
2.5	Conceitos e fundamentos utilizados na análise dos resultados obtidos.....	23
2.5.1	Potência Elétrica.....	23
2.5.2	Consumo específico de combustível.....	23
2.5.3	Emissões de NO _x	24
2.5.4	Emissões de CO.....	24
2.5.5	Emissões de Fuligem.....	25
2.5.6	Eficiência Volumétrica.....	25
2.5.7	Rendimento Global.....	26
2.5.8	Potência Mecânica Efetiva.....	26
2.5.9	Potência Indicada.....	27
2.5.10	Potência de Atrito.....	27
2.5.11	Pressão Média Efetiva.....	27
2.6	Visão geral do programa AVL BOOST®	28
2.7	O óleo vegetal “in natura”	30
2.8	O enriquecimento energético da mistura ar + combustível com a utilização de H₂.....	31
2.9	A influência da mistura ar + O₂ na combustão e nas emissões.....	32
2.10	Revisão Bibliográfica.....	34
2.10.1	Artigos publicados que utilizaram o software AVL BOOST® como ferramenta de simulação.....	35
2.10.2	Revisão de trabalhos que investigaram a utilização de óleo vegetal como combustível ou misturado com aditivos	38
2.10.3	Revisão de trabalhos que abordaram a utilização de hidrogênio, oxcombustíveis ou misturas de combustíveis em motores de ignição por compressão.....	41
2.11	Contribuição da Tese	46

3	METODOLOGIA.....	47
3.1	Introdução.....	47
3.2	Metodologia Numérica.....	48
3.3	Modelo de Combustão.....	50
3.4	Modelo de Limpeza dos Cilindros.....	53
3.5	Modelo de Transferência de Calor.....	54
3.6	Modelo de Emissões.....	55
3.7	Inserção de dados no “software” referente às válvulas.....	56
3.8	Inserção das propriedades termodinâmicas do óleo vegetal.....	57
3.9	Obtenção da Potência de Atrito.....	58
3.10	Demais modelos utilizados.....	60
3.11	Ajustes e validação do modelo computacional.....	60
3.12	Metodologia de inserção do H₂ e do O₂ na mistura ar + óleo vegetal.....	62
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	65
4.1	Simulações do óleo vegetal enriquecido com hidrogênio.....	65
4.2	Simulação do óleo vegetal reagindo com ar enriquecido com oxigênio.....	72
5	CONCLUSÃO.....	81
5.1	Conclusão.....	81
5.2	Trabalhos futuros.....	83
	REFERÊNCIAS.....	84
	ANEXOS.....	90
	ANEXO A – Modelos de emissões.....	91
	ANEXO B – Dados referentes ao conjunto de válvulas.....	93
	ANEXO C - Dados geométricos e operacionais coletados.....	95
	ANEXO D – Coeficientes polinomiais do óleo vegetal utilizado.....	97
	ANEXO E – Demais modelos adotados na simulação.....	98
	ANEXO F – Dados obtidos e utilizados nos gráficos dos resultados obtidos...	101

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Histórico de crescimento do consumo mundial de energia primária, desde 1986 até 2014.....	1
Figura 2 – Oferta interna de energia elétrica por fonte.....	2
Figura 3 – Dependência externa de energia.....	3
Figura 4 – Mapa de integração eletro energética, com Manaus e Macapá interligados ao Sistema Interligado Nacional.....	5
Figura 5 – Consumo final no setor residencial no Sistema Isolado.....	6
Figura 6 – Estrutura do consumo no setor agropecuário no Sistema Isolado.....	7
Figura 7 – Grupo gerador Diesel modelo Hyundai D4BB, objeto da investigação.....	11
Figura 8 – Diagrama p-V teórico do ciclo Diesel.....	14
Figura 9 – Ciclo real Diesel.....	15
Figura 10 - Taxa de liberação de calor no interior da câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim.....	22
Figura 11(a) – Balanço térmico da combustão.....	33
Figura 11(b) – Emissão de poluentes em função do coeficiente de excesso de ar na combustão.....	34
Figura 12 - Fluxograma representando a metodologia adotada no trabalho.....	47
Figura 13 - Representação gráfica do modelo computacional do motor de combustão interna....	49
Figura 14 - Tela do software mostrando o modelo de combustão Vibe Two-Zone adotado.....	52
Figura 15 - Tela do software mostrando dados inseridos no modelo de combustão Vibe Two-Zone.....	53
Figura 16 - Tela geral do cilindro mostrando dados geométricos inseridos e o modelo de limpeza adotado.....	54
Figura 17 - Tela de transferência de calor apresentando dados inseridos e o modelo adotado....	55
Figura 18 - Tela de emissões do software apresentando os dados utilizados.....	56
Figura 19 - Tela de configuração apresentando dados referentes ao óleo vegetal.....	58
Figura 20 - Obtenção da Potência de Atrito a partir da Reta de Willan.....	59
Figura 21 - Tela de configuração apresentando dados referentes a Potência de Atrito inserido no programa.....	59
Figura 22 - Variação da potência elétrica com a carga para adição de H ₂ no óleo vegetal.....	65
Figura 22(a),(b),(c) - Variação da temperatura máxima no interior do cilindro com a adição de H ₂ no óleo vegetal, para cada uma das cargas simuladas.....	66
Figura 23 - Variação do consumo específico de combustível com a carga para teores de H ₂ no óleo vegetal.....	67
Figura 24 - Variação de NO _x com a carga para adição de H ₂ no óleo vegetal.....	68
Figura 25 - Variação de CO com a carga para adição de H ₂ no óleo vegetal.....	69
Figura 26 - Variação de fuligem com a carga para adição de H ₂ no óleo vegetal.....	69
Figura 27 - Variação de eficiência volumétrica com a carga para teores de H ₂ no óleo vegetal...	71
Figura 28 - Variação do rendimento global do gerador com a carga para teores de H ₂ no óleo vegetal.....	72
Figura 29(a) - Variação da temperatura máxima no interior do cilindro para um ciclo motor operando a 100% de carga com incremento de O ₂ no ar de admissão.....	73
Figura 29(b) - Temperatura no interior do Cilindro x Ângulo de Manivela para variações de O ₂ acrescentado ao ar, com o grupo-gerador operando a 100%, 80% e 75% de carga, respectivamente.....	74

Figura 30 - Variação da potência elétrica com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	75
Figura 31 - Variação do consumo específico de combustível com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	75
Figura 32 - Variação dos teores de NO_x com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	76
Figura 33 - Variação de NO_x , PCI e Temperatura na Saída do Cilindro com a razão A/F, aumentando O_2 no gás de admissão para 100% de carga demandada.....	77
Figura 34 - Variação dos teores de CO com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	78
Figura 35 - Variação dos teores de fuligem com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	78
Figura 36 - Variação da eficiência volumétrica com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	79
Figura 37 - Variação do rendimento global com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.....	80
Figura B1 - Valores inseridos referentes às válvulas de admissão e seu deslocamento.....	93
Figura B2 - Valores inseridos referentes às válvulas de exaustão e seu deslocamento.....	94
Figura D1 - Gráfico $c_p/R \times T$ para o óleo vegetal utilizado na simulação, para Temperaturas Inferiores, apresentando o polinômio de 4ª ordem, de onde foram extraídos os coeficientes inseridos no programa.....	97
Figura D2 - Gráfico $c_p/R \times T$ para o óleo vegetal utilizado na simulação, para Temperaturas Superiores, apresentando o polinômio de 4ª ordem, de onde foram extraídos os coeficientes inseridos no programa.....	97
Figura E3 - Dados das Fronteiras do Sistema.....	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Matriz de energia elétrica brasileira.....	4
Tabela 2 – Consumo por classe, em GWh, nos sistemas isolados.....	6
Tabela 3 – Principais propriedades das misturas gasosas para gás ideal.....	17
Tabela 4 - Constantes relativas ao mecanismo de Zeldovich e suas respectivas temperaturas.....	24
Tabela 5 - Principais características do grupo gerador Hyundai D4BB-G1.....	48
Tabela 6 - Nomenclatura dos principais elementos utilizados no modelo computacional.....	49
Tabela 7 - Validação dos dados simulados junto ao trabalho experimental de Pereira (2011).....	60
Tabela 8 – Composição do combustível (OV+H ₂) para diferentes cargas.....	62
Tabela 9 - Variação do acréscimo de O ₂ no OV com a carga.....	64
Tabela 10. Variação da temperatura máxima no interior do cilindro com o aumento da injeção de H ₂ com a carga.....	71
Tabela 11 – Reações usadas no BOOST para cálculo de formação de NO _x	91
Tabela 12 – Reações usadas no BOOST para cálculo de formação de CO.....	92

RESUMO

Grupo gerador é um equipamento composto por um motor de combustão interna e um alternador, responsável pela geração de energia elétrica no mundo inteiro e também em muitas comunidades isoladas na região amazônica. O uso de combustíveis de origem fóssil em grupos geradores é bastante comum, havendo uma grande dependência mundial, desse tipo de combustível. Diante de um cenário mundial com possibilidades de escassez de petróleo e água, e apesar da matriz energética diversificada, o Brasil tem forte dependência dessas duas fontes de energia para geração de eletricidade. As pesquisas envolvendo a utilização de óleo vegetal “in natura” para substituir, parcial ou totalmente, os combustíveis fósseis, ou ser misturado a outros tipos de combustível vêm crescendo. Neste trabalho, foi realizada uma modelagem e simulação computacional de um grupo gerador consumindo óleo vegetal “in natura”, enriquecido com hidrogênio e oxigênio com o objetivo de melhorar sua eficiência energética, a partir de melhorias propostas na combustão. A modelagem e simulações foram realizadas com o software AVL BOOST[®]. O modelo computacional foi ajustado e validado junto a experimento realizado em um motor quatro tempos Diesel, injeção indireta, naturalmente aspirado, de 20 kW. O trabalho foi desenvolvido em duas fases. Na primeira, foi feita a substituição energética de óleo vegetal por hidrogênio, em parcelas de 0% a 20%, com intervalos de 5%. Na segunda, oxigênio, em base mássica, foi adicionado ao ar de admissão, em proporções pré-definidas, e o modelo foi simulado até que fosse atingido o limite operacional do motor. Foi considerado nas simulações, o grupo gerador operando com cargas de 75%, 80% e 100%. Nas duas etapas da investigação, os resultados indicaram um aumento na potência elétrica, diminuição do consumo específico de combustível e melhoria no rendimento global do grupo gerador. A utilização de H₂ indicou aumento das emissões à plena carga. Na simulação realizada com O₂, a formação de CO apresentou queda e No_x aumentou para cargas parciais. As simulações indicaram que a utilização desses dois vetores energéticos mostrou-se bastante promissora, melhorando a combustão do óleo vegetal “in natura” e a eficiência energética do grupo gerador.

PALAVRAS-CHAVES: Grupo Gerador, Combustão, Óleo Vegetal, AVL BOOST, Hidrogênio

ABSTRACT

Generator set is a device formed by an internal combustion engine and an alternator responsible for electricity generation all over the world and in many isolated communities in the Amazon region. The use of fossil fuels in generators is very common with a great global dependency on this type of fuel. Facing a world stage with possibility of shortages of oil and water and despite the diversified energy matrix, Brazil has strong dependence of these two energy sources for electricity generation. Researches involving the use of vegetable oil "in natura" to replace, partially or completely, fossil fuels, or be mixed with other types of fuel are growing. In this paper, a modeling and computer simulation of a genset consuming vegetable oil "in natura" enriched with hydrogen and oxygen was carried out in order to improve their energy efficiency as from proposed improvements in the combustion. The modeling and simulations were performed with AVL Boost® software. The computational model was adjusted and validated with the experiment carried out in a Diesel engine of 20 kW, four strokes, indirect injection, naturally aspirated. The study was developed in two phases. At first, the energy substitution of vegetable oil by hydrogen was made in portions of 0% to 20%, in 5% intervals. In the second, oxygen in weight basis was added to the intake air in predefined proportions and the model was simulated until the engine operating limit was reached. It was considered the genset operating with loads of 75%, 80% and 100%, in the simulations. In the two stages of the investigation, the results indicated an increase in electrical power, reduced specific fuel consumption and improved overall efficiency of the generator set. The use of H₂ showed increased emissions at full load. In the simulation performed with O₂, CO formation decreased and NO_x formation increased to partial loads. The simulations indicated that the use of these two energy carriers proved to be very promising, improving the combustion of vegetable oil "in natura" and the energy efficiency of the generator set.

KEYWORDS: Generator set, Combustion, Vegetal Oil, AVL BOOST, Hydrogen.

1 INTRODUÇÃO

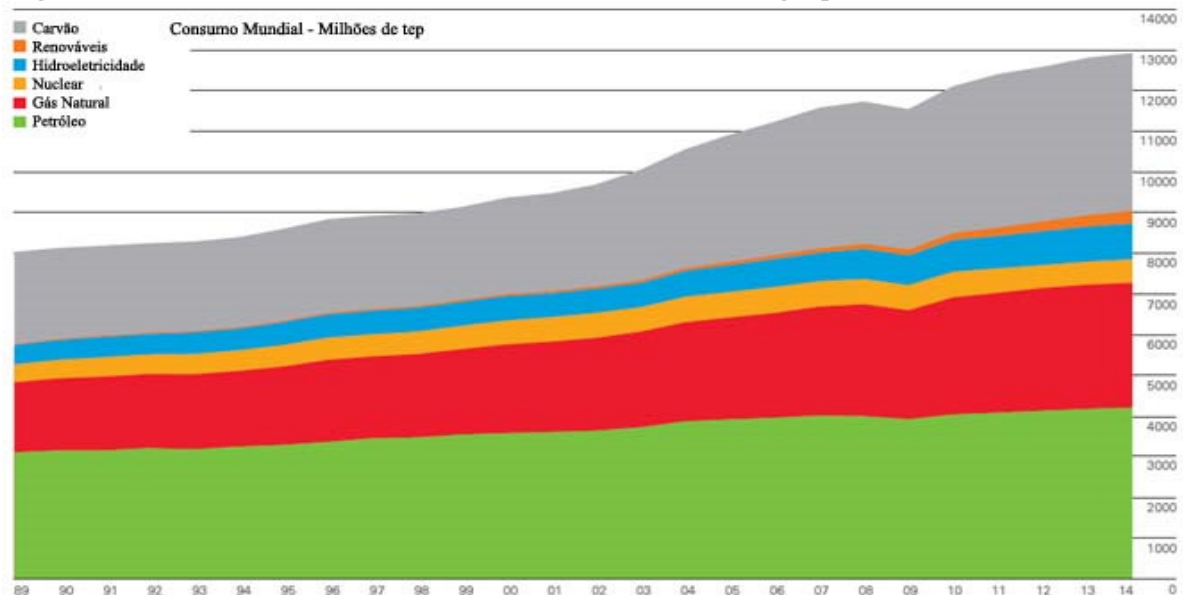
1.1 Contextualização do tema

Crescentes esforços da comunidade científica e sociedade organizada estão sendo empreendidos, a níveis internacional e nacional, para diminuir a dependência existente de combustíveis de origem fóssil. Investigações desenvolvidas em Centros e Institutos de pesquisa em todo o mundo tentam melhorar o desempenho de máquinas e equipamentos responsáveis pela produção de bens, transportes ou geração de energia elétrica, que consomem combustíveis, principalmente os oriundos de fontes não renováveis, através da melhoria do desempenho energético desses dispositivos com a redução de seu consumo específico e de suas emissões.

Entretanto, o que se observa no panorama mundial é uma curva crescente no consumo destes combustíveis, principalmente petróleo, gás natural e carvão. Segundo BP (2015), o consumo mundial de energia primária apresentou uma taxa de crescimento de 0,9% em 2014, que foi a menor taxa de crescimento desde 1998, consequência da crise financeira mundial, sendo que todos os combustíveis, exceto o nuclear, cresceram, mas com taxas abaixo da média. O crescimento foi abaixo da média em todas as regiões, exceto na América do Norte e África, entretanto, o consumo de petróleo permanece dominante no mundo.

Conforme apresentado na Figura 1, o petróleo continuou sendo o combustível que liderou o aumento no consumo mundial com aproximadamente 7,6%, seguido de gás natural

Figura 1 – Histórico de crescimento do consumo mundial de energia primária, desde 1986 até 2014.

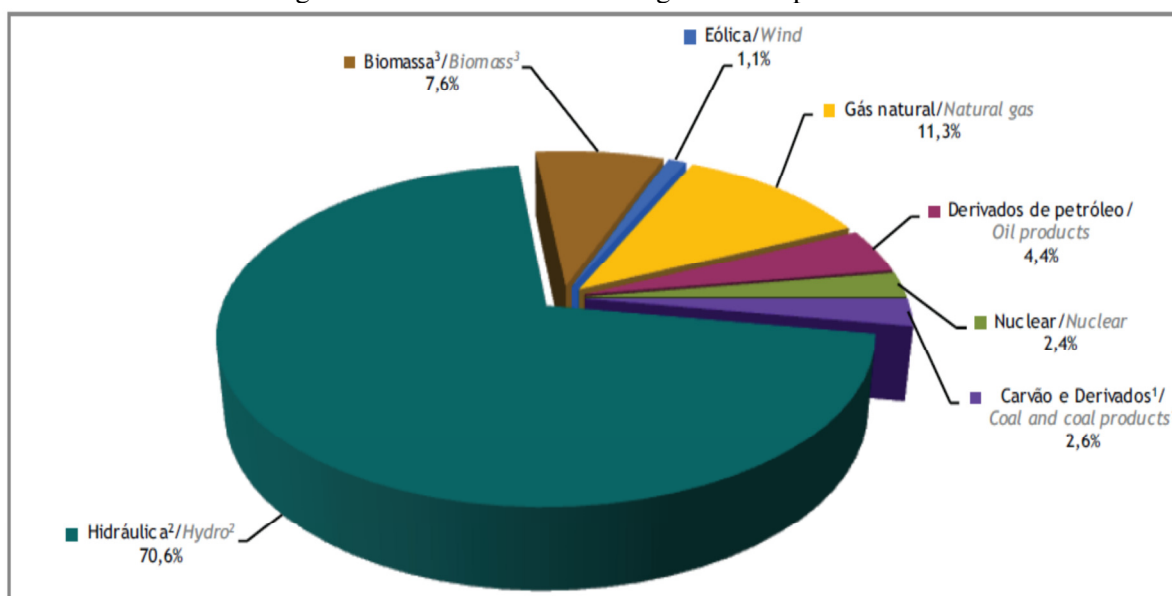


Fonte: Adaptado de BP Statistical Review of World Energy, 2015.

com 4,1% e pelo carvão mineral com aproximadamente 3,8% de consumo. Hidrelétricas e outras fontes de geração de energia, ambas atingiram recordes de aumento de consumo global de energia primária (6,8% e 2,5%, respectivamente).

Considerando-se o cenário nacional e segundo os resultados do BEN (2014), apesar de a matriz elétrica brasileira ter origem predominantemente renovável, com destaque para a geração hidráulica, a mesma apresentou uma redução de 5,9% em sua participação dentre as fontes de geração. A geração de energia elétrica a partir de fontes não renováveis aumentou de 15,5% para 20,7%, de 2012 para 2013, conforme apresentado na Figura 2, ficando 79,3% da geração elétrica sendo realizada por fontes renováveis. Importações de energia somadas à geração nacional asseguraram um aumento na oferta interna de energia elétrica de 2,9% em relação a 2012, sendo que o consumo final aumentou em 3,6%. Vale ressaltar que as regiões do território brasileiro, com exceção da região Norte, vêm sofrendo com severos e prolongados períodos de seca, o que diminuiu o nível d'água nos reservatórios de hidrelétricas, reduzindo sua capacidade de geração. Assim, as centrais elétricas térmicas entraram em operação, consumindo majoritariamente combustíveis fósseis. Isso causou a redução da parcela de hidroeletricidade na matriz brasileira, e esse cenário deverá perdurar pela próxima década. Assim sendo, o consumo de combustível fóssil ganhará importância relevante nos cenários futuros brasileiros.

Figura 2 – Oferta interna de energia elétrica por fonte.

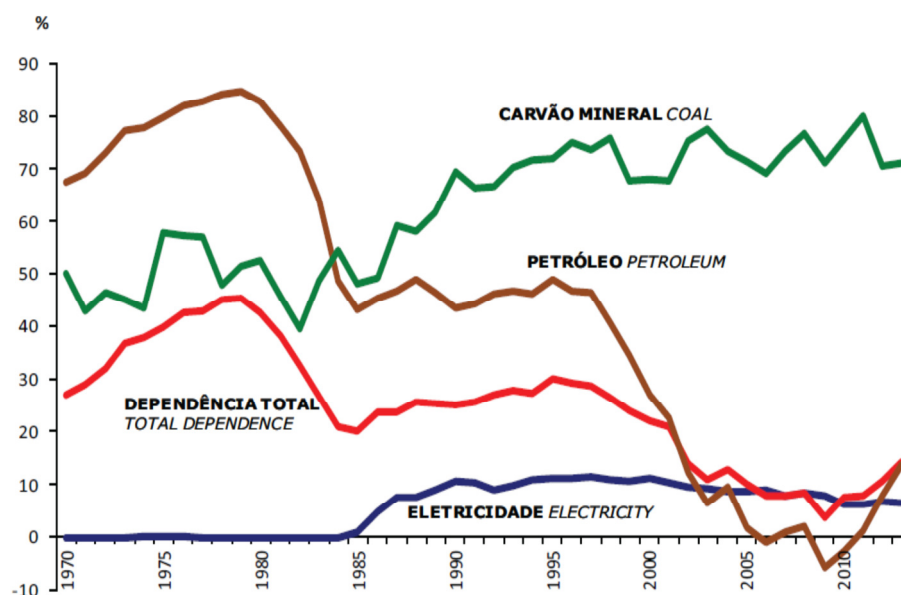


Fonte: Balanço Energético Nacional, 2014.

Por outro lado, em relação ao consumo, houve um crescimento no setor residencial de 6,2% e 0,2% no setor industrial. Os demais setores consumiram 4,8% a mais de energia elétrica no ano de 2013, em comparação com 2012. Em 2013, ocorreu uma expansão na capacidade total instalada de geração de energia elétrica no Brasil de aproximadamente 5,8GW, sendo 30% de contribuição dessa expansão, devido as centrais hidráulicas, e as centrais térmicas foram responsáveis por 65% da capacidade adicionada. Por outro lado, a produção nacional de petróleo e óleo de xisto caiu 2,4%. Com relação ao biodiesel disponibilizado para o mercado interno, mesmo com a adição compulsória de 5% de B100 ao Diesel mineral ter ficado constante em 2013, houve um aumento de 7,4% em relação ao ano de 2012, sendo que a principal matéria prima utilizada foi o óleo de soja (68,6%) seguido do sebo bovino (17,3%). O mesmo relatório, BEN (2014), mostra que o país possui uma dependência externa de energia, seja de carvão mineral, petróleo ou eletricidade, conforme apresentado na Figura 3. Na curva “vermelha” que representa a dependência total do país, observa-se que desde 2009, essa curva voltou a crescer, ficando próxima dos 15% em 2013.

Tendo em vista o cenário de crise hídrica mundial que se configura, além de outros fatores, há de se praticar medidas urgentes que levem a uma maior participação das outras fontes energéticas adotadas atualmente na matriz energética do país.

Figura 3 – Dependência externa de energia.



Fonte: Balanço Energético Nacional, 2014.

1.2 Justificativa/Relevância do tema

No modelo de desenvolvimento da sociedade atual, há uma dependência muito grande de combustíveis de origem fóssil. Por tratar-se de uma fonte não renovável de energia e por ser um produto estratégico, se observa uma preocupação mundial, haja vista que, segundo BP (2015), as projeções apontam para um consumo crescente ou estacionário, ainda por muitos anos, desses combustíveis. Paralelamente, no Brasil e no mundo, ainda é grande a quantidade de termelétricas em operação que utilizam como combustível Diesel, gás ou carvão mineral.

Devido às fracas chuvas que tem caracterizado os períodos úmidos desde o fim de 2012, a participação das termelétricas na geração de energia elétrica cresceu substancialmente, no cenário nacional, passando de 0,7% em 2011 para 2,7% em 2013. Segundo dados da ANEEL (2015), o Brasil possui 2.696 usinas termelétricas em operação, com capacidade de gerar 39.183.302 kW, o que corresponde a 28,43% da matriz de energia elétrica brasileira, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 – Matriz de Energia Elétrica Brasileira.

Fonte			Capacidade Instalada			Total					
Origem	Fonte Nível 1	Fonte Nível 2	Nº de Usinas	(KW)	%	Nº de Usinas	(KW)	%			
Biomassa	Agroindustriais	Bagaçõ de Cana de Açúcar	391	10.185.950	6,9760	407	10.292.905	7,0493			
		Biogás-AGR	2	1.722	0,0011						
	Biocombustíveis Líquidos Floresta	Capim Elefante	3	65.700	0,0449	2	4.350	0,0029			
		Casca de Arroz	11	39.533	0,0270						
		Óleos vegetais	2	4.350	0,0029						
		Carvão Vegetal	7	51.397	0,0352				80	2.408.836	1,6497
		Gás de Alto Forno - Biomassa	8	109.865	0,0752						
		Licor Negro	17	1.885.649	1,2914						
		Resíduos de Madeira	48	361.925	0,2478						
	Resíduos animais Resíduos sólidos urbanos	Biogás - RA	9	1.804	0,0012	9	1.804	0,0012			
		Biogás - RU	11	70.873	0,0485						
	Eólica	Cinética do vento	Cinética do vento	264	6.428.397	4,4026	264	6.428.397	4,4026		
	Fóssil	Carvão mineral	Calor de Processo - CM	1	24.400	0,0167	23	3.614.155	2,4752		
Carvão Mineral			13	3.389.465	2,3213						
Gás natural		Gás de Alto Forno - CM	9	200.290	0,1371	139	12.893.261	8,8302			
		Calor de Processo - GN	1	40.000	0,0273						
		Gás Natural	138	12.853.261	8,8028						
Outros Fósseis		Calor de Processo - OF	1	147.300	0,1008	1	147.300	0,1008			
		Petróleo	7	339.960	0,2328						
Petróleo		Outros Energéticos de Petróleo	Gás de Refinaria	40	4.091.353	2,8020	2024	9.749.817	6,6773		
			Óleo Combustível	1961	4.380.576	3,0001					
			Óleo Diesel	16	937.928	0,6423					
Hídrica	Potencial hidráulico	Potencial hidráulico	1182	90.229.645	61,795	1182	90.229.645	61,795			
Nuclear	Urânio	Urânio	2	1.990.000	1,3628	2	1.990.000	1,3628			
Solar	Radiação solar	Radiação solar	23	11.233	0,0076	23	11.233	0,0076			
Importação				5.650.000	3,8695			5,5954			
				2.250.000	1,5409						
				200.000	0,1369						
				70.000	0,0479						
Total			4167	146.012.576	100	4167	146.012.576	100			

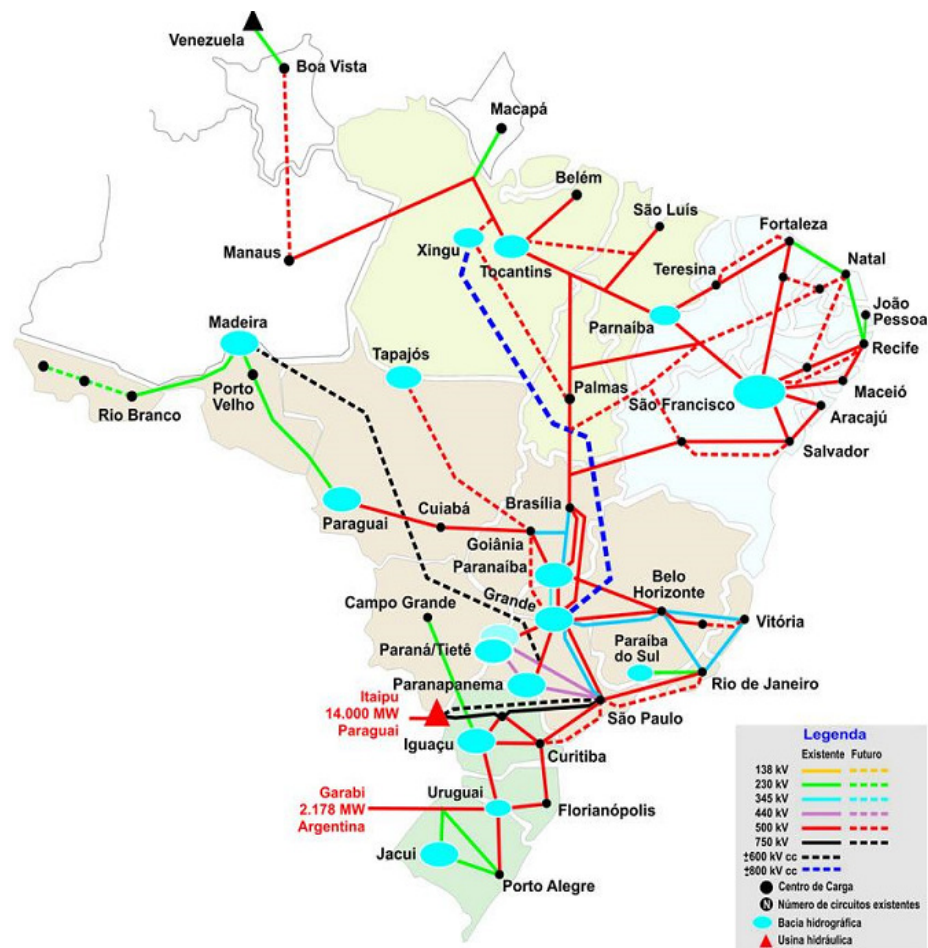
Fonte: Adaptado de Agência Nacional de Energia Elétrica, 2015.

Essas usinas também se destinam ao atendimento de comunidades isoladas da rede elétrica, principalmente na região Norte do país. As comunidades isoladas existentes na região amazônica fazem parte do chamado Sistema Isolado (SI), que é predominantemente térmico, ocupando uma área em torno de 30% do território nacional e contemplam 3,0% da população brasileira. Segundo BEN (2014), o consumo de energia elétrica deste Sistema representa

2,0%, do consumo nacional e a carga representa 2,3% da carga total do país. Segundo GTON (2012), 99,2% da carga dos sistemas isolados estão na região Norte. Esses Sistemas estão localizados no interior dos estados da Região Norte, sendo compostos, basicamente, pelo elevado número de pequenas unidades geradoras a óleo Diesel e caracterizados pela grande dificuldade de logística de abastecimento. Desta forma, estima-se que a utilização de grupos geradores como fonte geradora de energia elétrica, consumindo óleo Diesel, ainda se mantenha por muitos anos, sejam funcionando no modo principal ou em stand-by.

Mais recentemente, com a interligação de Manaus (em Julho/2013) e Macapá (em Março/2015) ao Sistema Interligado Nacional (SIN), conforme apresenta a Figura 4, houve uma queda no consumo de energia elétrica nos Sistemas Isolados devido a saída destas duas capitais do SI.

Figura 4 – Mapa de integração eletro energética, com Manaus e Macapá interligados ao Sistema Interligado Nacional



Fonte: Adaptado de Operador Nacional do Sistema Elétrico, 2015.

Segundo Eletrobrás (2014), no segundo semestre de 2014 houve uma queda no consumo de 8,4%, no período entre Julho/2013 a Junho/2014, impactado principalmente pela classe industrial.

Tabela 2 – Consumo por classe, em GWh, nos Sistemas Isolados.

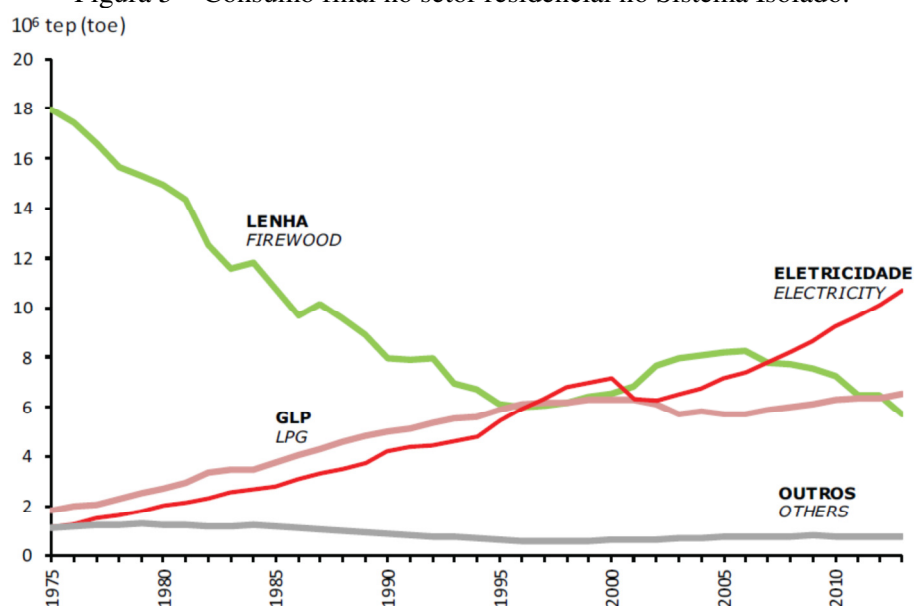
Classes	2º trimestre	Cresc. %	12 meses até junho	Cresc. %
Residencial	449	-37,1	2.810	0,7
Industrial	59	-88,5	1.625	-20,8
Comercial	174	-58,9	1.518	-9,9
Outros	244	-42,1	1.589	-6,1
TOTAL	927	-45,2	7.542	-8,4

Fonte: Adaptado de Eletrobrás (2014).

Pode-se verificar na Tabela 2 que houve uma queda em todas as classes de consumo no segundo semestre de 2014, o que pode ser explicado, principalmente pela interligação de Manaus (diga-se setor industrial) ao SIN.

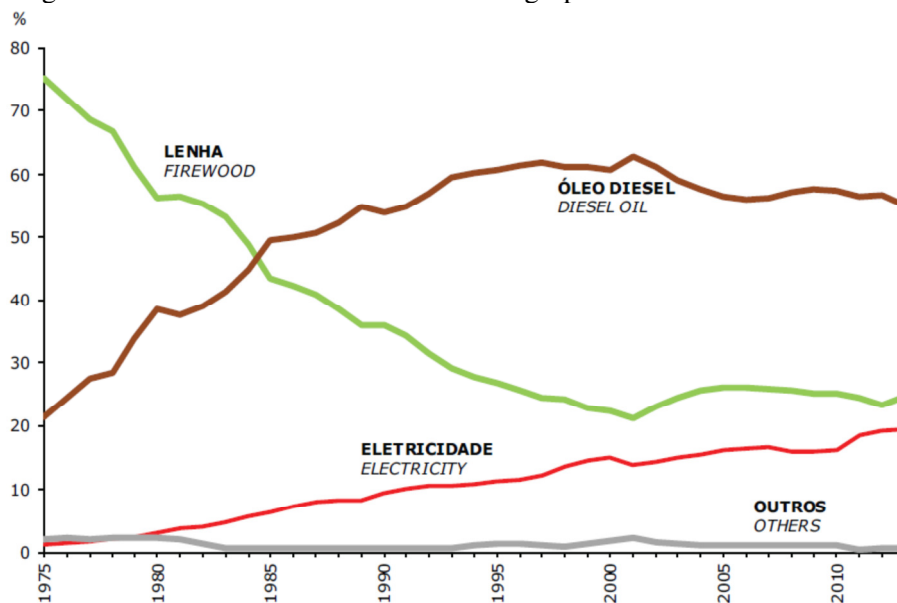
Entretanto, segundo BEN (2014), outros dois pontos a serem observados nas comunidades atendidas pelos sistemas isolados são o consumo final no setor residencial, que vem apresentando tendência crescente na demanda de eletricidade e o consumo do setor agropecuário, cujo consumo de óleo Diesel e eletricidade também apresentaram crescimento conforme apresentado nas Figuras 5 e 6, respectivamente.

Figura 5 – Consumo final no setor residencial no Sistema Isolado.



Fonte: Adaptado de Balanço Energético Nacional, 2014.

Figura 6 – Estrutura do consumo no setor agropecuário no Sistema Isolado.



Fonte: Adaptado de Balanço Energético Nacional, 2014.

Com a tendência do consumo de energia elétrica se manter, pelo menos constante, a curto e médio prazo, nos Sistemas Isolados e pelos consumidores que utilizam energia elétrica proveniente das demais usinas termelétricas existentes no país, torna-se necessário buscar melhorias na eficiência energética desses grupos geradores, a fim de atender a essas futuras demandas.

Considerando que a eficiência energética de motores elétricos está acima de 95% e que a eficiência energética de motores de combustão interna poucas vezes alcança valores em torno de 50%, em condições reais, então a melhoria na eficiência energética de grupos geradores possui um amplo campo a ser pesquisado no âmbito do motor de combustão interna (MCI), pois quanto maior a eficiência do motor para uma mesma quantidade de energia gerada, menos combustível é necessário, havendo redução nas emissões e no custo de operação.

Segundo Heywood (1988), em um motor ciclo Diesel, a combustão da mistura ar-combustível dentro do cilindro de um motor é um dos processos que controla a potência da máquina, a sua eficiência e suas emissões. A potência da máquina é totalmente dependente do processo de combustão.

Desta forma, uma das alternativas para melhorar a eficiência energética nos MCI, mais especificamente no tipo de motor abordado neste trabalho é investigar quais os fenômenos que acontecem na câmara de combustão dessas máquinas, pois é neste processo que grande parte da energia transformada para a realização de trabalho é perdida em forma de calor.

Logo, é proeminente o conhecimento das reações químicas e sua cinética, que acontecem durante a combustão no interior do cilindro do MCI, para que se possa, ainda no início do processo, controlar as emissões em níveis cada vez menores, para que atendam os índices determinados pela legislação mundial vigente, assim como a legislação de cada país.

Analisando-se sob o ponto de vista dos impactos ambientais, que quando minimizados são reflexos de uma melhora na eficiência energética do motor, quando a questão é consumir combustíveis de origem fóssil em MCI para geração de energia elétrica, os principais poluentes lançados na atmosfera são os chamados gases do efeito estufa, sendo os mais problemáticos, o dióxido de carbono (CO_2), o monóxido de carbono (CO), os hidrocarbonetos não queimados (HC), o metano (CH_4) e os óxidos nitrosos (NO_x), além da fuligem, também chamada de material particulado (MP). (ANEEL, 2015).

Em nosso país, ainda está faltando uma legislação específica para grupos geradores. (PLANALTO, 2015). Atualmente, a legislação está sendo discutida pelo CONAMA, com consulta às empresas que fabricam grupos geradores Diesel, com relação a quais das normas serão tomadas como base para controle dos índices de emissões em nosso país, se será adotada a EURO III ou a EURO IV.

Desta forma, está cada vez mais atual e crescente, pesquisas a nível mundial, pela busca de MCI, parte integrante de grupos geradores, que sejam mais eficientes energética e ambientalmente, inclusive com a utilização de combustíveis variados e suas misturas. Diante deste desafio, a utilização de óleo vegetal “in natura” (OV) em substituição ao óleo Diesel, como combustível principal de MCI, surge como uma alternativa viável para utilização em sistemas isolados, conforme já publicados na literatura científica, tais como Duarte (2009), Coelho (2005), Pimentel (2002) entre outros.

Dentre algumas vantagens da utilização do óleo vegetal “in natura”, pode-se citar:

- É um combustível renovável;
- Suas características físico-químicas permitem sua substituição no lugar do óleo Diesel;
- Pode ser produzido próximo ao seu consumo, simplificando a logística de suprimento;
- Possibilita concentrar recursos financeiros na região de produção, movimentando a economia local.

Entretanto, segundo Pereira (2011), características intrínsecas do OV, tais como ponto de fulgor, baixa volatilidade, acúmulo de resíduos de carbono e alta viscosidade interferem no desempenho do MCI por provocarem obstrução nos bicos injetores, carbonização da câmara

de combustão, entupimento de filtro de combustível, contaminação do óleo lubrificante, havendo piora da situação com operação do grupo gerador a baixas cargas.

Com isso, diante da tendência das pesquisas mundiais com MCI em se adicionar aditivos aos combustíveis principais, sejam óleos vegetais ou provenientes de origem fóssil, ou realizar misturas de substâncias buscando melhorar o desempenho e a eficiência energética dessas máquinas, surgiu a necessidade de se investigar a utilização de elementos, econômica e tecnologicamente viáveis, tais como o hidrogênio (H_2) ou o oxigênio (O_2), separadamente, na composição da mistura ar + combustível, como aceleradores do processo de combustão, e consequentemente melhoradores do desempenho do motor.

Desta forma, optou-se pela realização da modelagem e simulação computacional a fim de avaliar o impacto da adição de H_2 ou O_2 no desempenho de um grupo gerador Diesel, injeção indireta, consumindo óleo vegetal “in natura”. O motivo de se optar por utilizar essa ferramenta computacional foi a confiabilidade nos atuais “softwares” disponíveis e a considerável redução na quantidade de experimentos realizados no motor, além de se conseguir projeções de comportamento da máquina, quando ocorrerem o incremento nos teores de H_2 ou O_2 na mistura ar + óleo vegetal. Outra vantagem é simular o motor operando com óleo vegetal “in natura”, sem que sejam necessárias mudanças nas características físicas e construtivas do motor, o que promoverá trabalhos experimentais em motores sem modificações significativas.

A hipótese que se deseja confirmar com a realização desta pesquisa é que, ao adicionar os elementos H_2 ou O_2 no MCI do conjunto grupo gerador, considerando os fenômenos químicos, de transporte de massa, de energia e de quantidade de movimento que ocorrem no interior da câmara de combustão do MCI, ou seja, na etapa inicial do processo de geração de energia elétrica, ocorrerão melhorias na potência elétrica, no consumo específico de combustível, no índice de emissões e, consequentemente, no rendimento global do grupo gerador, aumentando a eficiência energética do equipamento a partir da melhoria do processo de combustão.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

- Investigar, utilizando simulações computacionais, como a adição de hidrogênio e de oxigênio impacta na eficiência energética de um grupo gerador Diesel, que utiliza como combustível óleo vegetal “in natura”.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Investigar, a partir de simulações realizadas com o “software” AVL BOOST[®], como a substituição energética de óleo vegetal por hidrogênio, em um grupo gerador que opera com óleo vegetal “in natura”, pode acelerar o fim da combustão e conseqüentemente melhorar a eficiência energética do motor.
- Avaliar o impacto do enriquecimento do ar de admissão, a partir da adição de oxigênio, no desempenho de um grupo gerador que utiliza como combustível principal o óleo vegetal “in natura”.
- Prever as emissões em um grupo gerador Diesel que consome óleo vegetal “in natura”, utilizando simulações computacionais, quando o mesmo é enriquecido com hidrogênio ou com oxigênio.

1.4 Estrutura da tese

Este trabalho está organizado conforme apresentado a seguir:

1 INTRODUÇÃO: Na introdução é feita a contextualização do tema, apresentadas as justificativas e contribuição inovadora, o objetivo geral e objetivos específicos da tese.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA: São apresentados os fundamentos teóricos que nortearam a pesquisa, os conceitos e as equações matemáticas utilizadas no cálculo dos resultados obtidos, assim como também é apresentada a revisão bibliográfica com a citação de artigos mais relevantes sobre o assunto em questão.

3 METODOLOGIA: Apresenta a metodologia adotada na execução da modelagem, da validação e da simulação, com a utilização do “software” AVL BOOST[®].

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO: São apresentados os resultados das simulações, sendo discutidos e justificados esses resultados, à luz dos princípios e conceitos da combustão.

5 CONCLUSÃO: É descrita a conclusão e apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS: Constam as fontes bibliográficas consultadas e utilizadas na tese.

ANEXOS: São apresentados os modelos matemáticos que foram utilizados na modelagem do motor para a realização das simulações, dados inseridos no programa, dados geométricos e operacionais coletados no motor, além de dados obtidos para a confecção dos gráficos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Grupos Geradores – Visão Geral

Diante do cenário apresentado anteriormente, estima-se que a utilização de grupos geradores como fonte geradora de energia elétrica, consumindo óleo Diesel ou outros combustíveis, ainda se mantenha por muitos anos, funcionando no modo principal ou em “stand-by”.

Os grupos geradores podem ser definidos como equipamentos compostos por um motor de combustão interna, que podem consumir gasolina, óleo Diesel, óleos vegetais ou misturas de óleos minerais e vegetais como combustível acoplado a um gerador de corrente alternada, cujo objetivo é gerar energia elétrica para diversas finalidades, possuindo diversas capacidades de geração de energia elétrica, conforme mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Grupo gerador Diesel modelo Hyundai D4BB, objeto da investigação.



Fonte: Adaptado de Pereira, 2011.

Grupos geradores caracterizam-se como equipamentos eletromecânicos projetados para produção autônoma de energia elétrica, a partir da transformação da energia química do combustível em energia térmica, oriunda de uma reação química que ocorre no interior do cilindro do MCI, na presença de ar, combustível e uma fonte de calor. A energia térmica é convertida em energia mecânica no eixo de saída de movimento do MCI. A conversão de energia mecânica do eixo produz energia elétrica através da variação de campos magnéticos nos circuitos elétricos do gerador.

Segundo Pereira (2003), o conjunto grupo gerador é formado pelo motor de combustão interna, gerador de eletricidade e uma unidade de supervisão e controle, podendo ser utilizados em diversas aplicações, tais como:

- Em substituição à geração hidráulica, quando ocorre insuficiência de recursos hídricos;
- Em modo de emergência, no caso de falhas no fornecimento da concessionária, podendo ser:
 - Em condições do tipo “short-break”, como por exemplo, em salas de operações, controle de tráfego em ruas, vias férreas, aeroportos, alimentação de elevadores, etc.
 - Em condições do tipo “no-break”, onde a energia precisa estar sempre disponível e são necessários sistemas de alta confiabilidade, como por exemplo, em estações de rádio e televisão, sistemas eletrônicos de processamento de dados, salas de cirurgia, etc.
- Quando há a necessidade de interceptação de picos de carga, periódicos ou sazonais;
- Para se evitar o consumo de energia nos horários de ponta das concessionárias;
- Em funcionamento contínuo, principalmente em comunidades isoladas existentes na região amazônica, ou acoplados a sistemas eólicos ou fotovoltaicos, como parte integrante de sistemas híbridos de geração de energia elétrica;

Dentre as vantagens de utilização dos grupos geradores pode-se citar que os mesmos são sistemas compactos para o que se propõem, assumem condição de operação em intervalo de tempo bastante pequeno e possuem tecnologia bastante desenvolvida o que possibilita manutenção periódica com grandes intervalos e fácil operação.

Dentre suas desvantagens, pode-se citar que possuem elevados níveis de ruído, alto custo de operação, produzem emissões que necessitam de rigoroso controle, operação instável quando não realiza uma perfeita combustão e, quando sujeito a cargas repentinas, o tempo de resposta do MCI pode ocasionar dificuldade no controle dos níveis de tensão, corrente e frequência do alternador.

2.2 Motores Diesel

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858-1913) desenvolveu uma nova tecnologia de motor de combustão interna. Sua concepção de iniciar a combustão com a injeção de combustível líquido atomizado dentro de uma massa de ar aquecida somente por compressão permitiu a duplicação da eficiência da máquina sobre os demais MCI existentes na época, visto que até então não havia sido possível se obter razões de compressão muito maiores em motores com ignição por centelha, sem que ocorressem detonações. O desenvolvimento da máquina levou cinco anos para ser concluído por Diesel e seus colaboradores. (HEYWOOD, 1988).

Segundo Kamimoto (1991), com a continuidade dos avanços e desenvolvimentos ao longo dos anos, os motores Diesel atingiram uma eficiência térmica próxima dos 40%, eficiência maior do que muitos outros tipos de motores de combustão interna ou externa existentes, fazendo com que a máquina Diesel ainda esteja em muito uso durante o Século XXI.

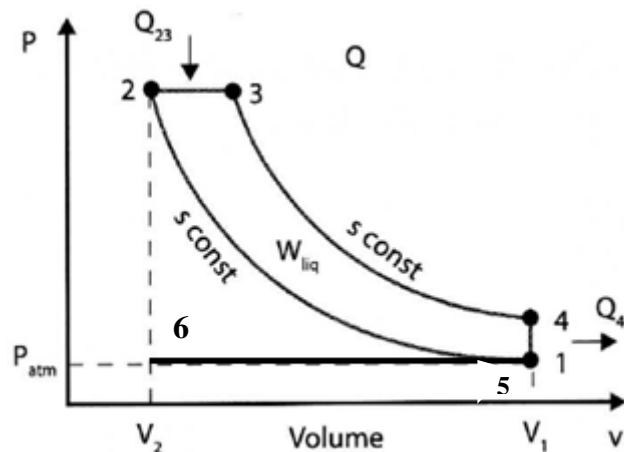
Os motores Diesel já utilizam razão de compressão na faixa de 14:1 a 34:1, onde somente ar entra nas câmaras de combustão durante o ciclo de admissão, sem combustível misturado. Os bicos injetores recebem o combustível da bomba injetora, o qual é injetado e pulverizado dentro das câmaras de combustão no término do tempo de compressão e em quantidades iguais para todos os cilindros, se for o caso de uma máquina com mais de um cilindro. A ignição do combustível atomizado é provocada pela temperatura do ar dentro do cilindro, alcançada durante o ciclo de compressão, atingindo mais de 800°C no seu interior.

Entretanto, existe um intervalo de tempo entre a entrada da primeira parcela de combustível no interior da câmara (início da injeção) e o ponto em que a primeira chama é observada no spray (início da combustão). Este período de tempo é chamado de atraso de ignição do combustível. O atraso de ignição ocorre devido a dois fatores: a um físico e a um químico. Ao atraso físico, atribui-se a atomização e a vaporização do combustível e o tempo para ocorrer a mistura entre ar e combustível, ressaltando que o combustível necessita ser atomizado para ter facilitada a sua vaporização, e precisa se vaporizar para poder se misturar com o ar. O atraso químico ocorre devido ao tempo necessário para ocorrer as reações na combustão. Esses atrasos físico e químico ocorrem simultaneamente e são função da temperatura, da pressão e do tipo de combustível. Observa-se que quanto maior for o atraso total, o motor produzirá uma potência menor para a mesma quantidade de combustível consumido. Segundo Lakshminarayanan (2010), nos motores modernos, se faz necessário a estimativa precisa do atraso de ignição, como forma de quantificar sua potência e reduzir os níveis de NO_x , visto que está sendo exigido que estes níveis sejam cada vez menores.

Diferentemente dos motores ciclo Otto, como por exemplo, motores a gasolina ou flex, que precisam de uma centelha para que se inicie a ignição, os motores ciclo Diesel permitem que haja mais tempo para completar o processo de combustão, sendo, portanto mais adequados para consumirem óleo vegetal, além do que, como operam com razão de compressão maior do que os motores ciclo Otto, são mais eficientes.

As transformações termodinâmicas que ocorrem em um ciclo teórico do motor Diesel podem ser analisadas conforme apresentado na Figura 8 a seguir:

Figura 8 – Diagrama p-V teórico do ciclo Diesel.



Fonte: Adaptado de Zancanaro, 2010.

O diagrama da Figura 8 ilustra um ciclo Diesel teórico de um motor naturalmente aspirado, onde podem ser observadas as seguintes etapas:

Processo 1-2: Compressão isentrópica do ar até o volume mínimo;

Processo 2-3: Combustão a pressão constante da mistura ar-combustível;

Processo 3-4: Expansão isentrópica da mistura de produtos da combustão, até o volume máximo;

Processo 4-5: Equalização de pressão com o sistema de exaustão devido a abertura da válvula de expansão (expansão havendo troca de massa com o exterior);

Processo 5-6: Exaustão dos gases queimados em função do movimento ascendente do pistão sendo concluído com o fechamento da válvula de exaustão;

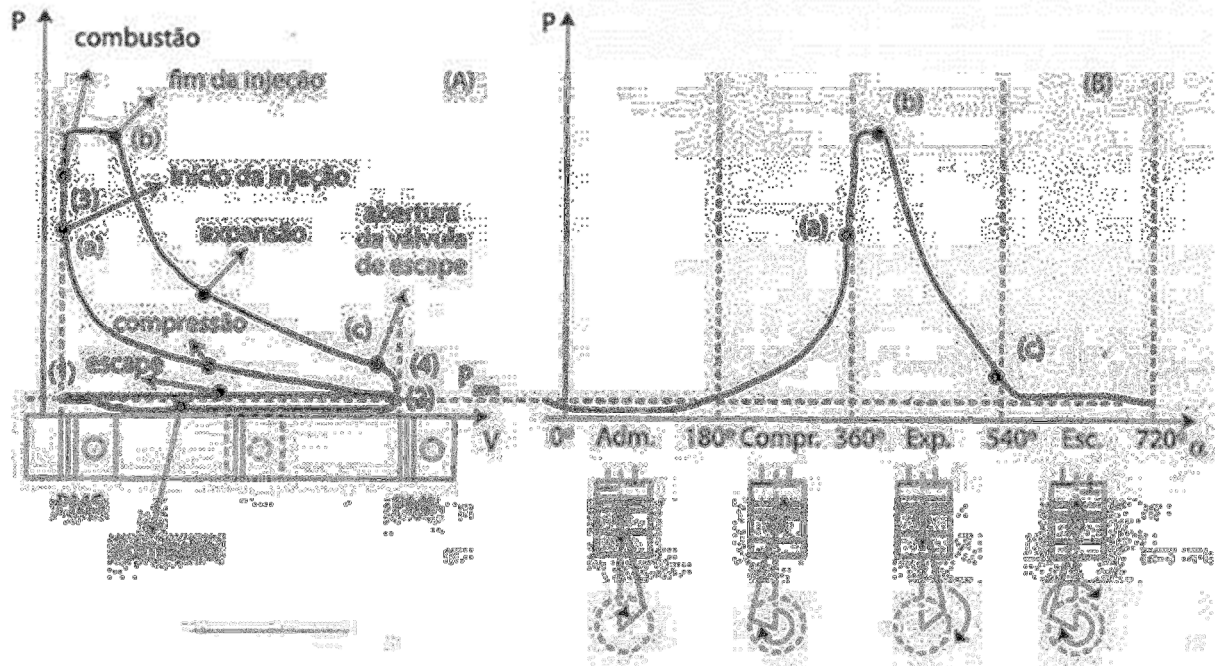
Processo 6-1: Admissão do ar devido o movimento descendente do pistão.

Menezes (2009) comparou os diagramas p-V dos ciclos Diesel teórico e real, e observou que, mesmo que os ciclos teóricos não correspondam exatamente aos ciclos reais, eles constituem uma referência útil para o estudo termodinâmico dos motores, principalmente para se compreender a influência das condições de funcionamento e para que se compare entre si os diversos tipos de motores. Além disso, observou que a combustão se realiza em tais condições que, a pressão varia levemente durante o processo, enquanto que no ciclo teórico supõe-se que permanece constante. Na realidade, uma parte da combustão ocorre a volume constante, e outra, à pressão constante.

Menezes (2009) observou que além das diferenças observadas no traçado do ciclo, outras diferenças referem-se a valores de pressão, temperatura, variação dos calores

específicos, perdas de energia e tempo de abertura da válvula de escape, conforme apresentado na Figura 9, a seguir:

Figura 9 – Ciclo real Diesel.



Fonte: Adaptado de Brunetti, 2012.

O diagrama da Figura 9 apresenta um ciclo Diesel real para um motor naturalmente aspirado, sendo em (A) mostrado o diagrama p-V e em (B) mostrado o diagrama p-α (ângulo do virabrequim), onde podem ser observadas as seguintes etapas:

Processo 1-2: O pistão desloca-se do PMS ao PMI com a válvula de admissão aberta executando o tempo de admissão, onde somente ar é aspirado, neste tipo de motor.

Processo 2-3: Ocorre a compressão, onde após o fechamento da válvula de admissão, o ar é confinado no cilindro. O pistão se desloca do PMI até o PMS, atingindo o final do curso, provocando altas pressões e temperaturas devido a razão de compressão, tendo a temperatura do ar excedido a temperatura de autoignição do combustível. Dependendo das características do motor, durante esse processo, é comum ocorrer o início da injeção de combustível (ponto a).

Processo 3-4: Neste processo ocorrem a combustão e a expansão. O combustível é injetado desde o ponto (a) até o ponto (b). Como ocorre injeção de combustível e expansão quase que simultaneamente, a pressão no interior do cilindro, que deveria aumentar devido a combustão e diminuir devido a expansão, mantém-se quase constante, formando um pequeno patamar no diagrama.

Processo 4-1: Acontece nesta etapa o tempo de escape. No ponto (c), um pouco antes de o pistão atingir o PMI, a válvula de escape se abre e os gases queimados deixam o cilindro até atingirem uma pressão próxima da atmosférica. Em seguida o pistão desloca-se do PMI ao PMS, expelindo os gases queimados rapidamente, sendo que neste momento a pressão no interior do cilindro torna-se ligeiramente superior à atmosférica. Pouco antes de atingir o PMS, a válvula de admissão começa a abrir, ocorrendo uma renovação dos gases no interior da câmara de combustão, e ao atingir o PMS, reinicia-se o ciclo descrito pelo processo 1-2.

2.3 Termodinâmica da combustão

2.3.1 Conceitos Básicos de Combustão

Nogueira et al. (2008) ressaltam que é necessário apresentar alguns breves conceitos de termos utilizados no fenômeno da combustão para que haja uma melhor compreensão do assunto:

Reagente: É uma mistura de combustível e oxigênio capaz de reagir entre si com liberação ou absorção de calor.

Combustível: São as substâncias capazes de reagir com os oxidantes. No caso deste trabalho será o óleo vegetal.

Oxidante: São as substâncias que fornecem oxigênio para o combustível. Neste contexto será o ar.

Produto: São substâncias residuais da reação dos reagentes. Poderão ser considerados elementos tais como CO_2 , H_2O , CO , NO , hidrocarbonetos, material particulado e outros, dependendo das condições da reação química.

Inerte: São substâncias químicas adicionadas aos reagentes que não reagem com o combustível nem com o oxidante e compõem os produtos. Um exemplo típico de inerte é o N_2 .

Calor de Reação: É o calor liberado durante a combustão (reação química exotérmica).

2.3.2 Propriedades das Misturas

As propriedades de uma substância pura definem o seu estado termodinâmico. Os sistemas de combustão consistem da mistura de várias substâncias puras diferentes, tal que as propriedades termodinâmicas da mistura resultam de uma combinação das propriedades de todas as espécies individuais dos gases. Para as misturas gasosas, é considerada a lei dos gases ideais, permitindo que as relações de gases ideais sejam aplicadas para cada componente do gás. Um gás é considerado ideal se estiver a uma temperatura superior a

temperatura crítica dos seus componentes. Vale salientar que para definir o estado de uma mistura são necessárias duas propriedades independentes e a composição da mistura.

McAllister, et al. (2011) apresentam a Tabela 3 contendo um resumo de algumas das principais propriedades das misturas, expressas em base molar e mássica.

Tabela 3 – Principais propriedades das misturas gasosas para gás ideal.

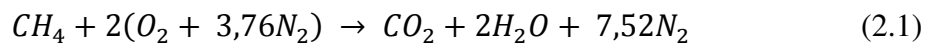
Propriedades	Fração Mássica, y_i	Fração Molar, x_i
Massa específica das espécies, ρ_i (kg/m ³)	ρy_i	$\rho \frac{x_i M_i}{\sum_{j=1}^K x_j M_j}$
Fração Molar, x_i	$\frac{y_i/M_i}{\sum_{j=1}^K y_j/M_j}$	---
Fração Mássica, y_i	---	$\frac{x_i M_i}{\sum_{j=1}^K x_j M_j}$
Massa Molecular da Mistura, M (kg/kmol)	$\frac{1}{\sum_{j=1}^K y_j/M_j}$	$\frac{\sum_{j=1}^K x_j M_j}{K}$
Energia Interna da Mistura, u (kJ/kg)	$\sum_{j=1}^K y_j u_j$	$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^K x_j \hat{u}_j$
Entalpia da Mistura, h (kJ/kg)	$\sum_{j=1}^K y_j h_j$	$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^K x_j \hat{h}_j$
Entropia da Mistura, s (kJ/kg-K)	$\sum_{j=1}^K y_j s_j$	$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^K x_j \hat{s}_j$
Calor específico a pressão constante, c_p (kJ/kg-K)	$\sum_{j=1}^K y_j c_{pj}$	$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^K x_j \hat{c}_{pj}$
Calor específico a volume constante, c_v (kJ/kg-K)	$\sum_{j=1}^K y_j c_{vj}$	$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^K x_j \hat{c}_{vj}$
Energia Interna da Mistura, \hat{u} (kJ/kmol)	$M \sum_{j=1}^K y_j u_j$	$\sum_{j=1}^K x_j \hat{u}_j$
Entalpia da Mistura, \hat{h} (kJ/kmol)	$M \sum_{j=1}^K y_j h_j$	$\sum_{j=1}^K x_j \hat{h}_j$
Entropia da Mistura, \hat{s} (kJ/kmol-K)	$M \sum_{j=1}^K y_j s_j$	$\sum_{j=1}^K x_j \hat{s}_j$
Calor específico a pressão constante, \hat{c}_p (kJ/kmol-K)	$M \sum_{j=1}^K y_j c_{pj}$	$\sum_{j=1}^K x_j \hat{c}_{pj}$
Calor específico a volume constante, \hat{c}_v (kJ/kmol-K)	$M \sum_{j=1}^K y_j c_{vj}$	$\sum_{j=1}^K x_j \hat{c}_{vj}$

Fonte: Adaptada de McAllister, 2011.

2.3.3 Combustão Estequiométrica

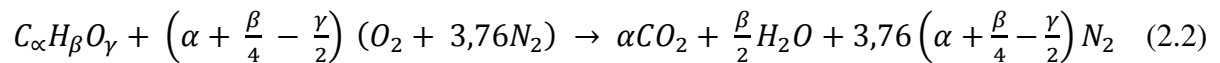
McAllister et al. (2011) observam que uma mistura estequiométrica é aquela que contém uma quantidade de combustível e oxidante, tal que, após o término da combustão, todo o combustível e o oxidante são consumidos para formar os produtos. Caso o combustível seja um hidrocarboneto, serão produzidos CO_2 e água.

Considerando uma combustão estequiométrica metano-ar, e supondo que o ar contém 21% de O_2 e 79% de N_2 , ao se efetuar o balanço atômico entre reagentes e produtos, obtêm-se os chamados coeficientes de reação estequiométrica, conforme a equação de reação balanceada a seguir:



Observa-se que, no lado do reagente existem 9,52 mols de ar e sua massa molecular é igual a 28,96 kg/kmol, onde se considera que a reação é balanceada usando 1 mol de combustível.

Segundo McAllister et al. (2011), a equação de uma reação de combustão estequiométrica generalizada para um combustível hidrocarboneto qualquer, $C_\alpha H_\beta O_\gamma$, pode ser expressa por:



onde a quantidade de ar necessário para a combustão de uma mistura estequiométrica é chamada de ar teórico ou estequiométrico. A reação acima é representativa para qualquer hidrocarboneto combustível, mesmo que seja uma mistura de compostos.

A razão ar-combustível (A/F) é definida como sendo

$$A/F = \frac{\text{Massa de Ar}}{\text{Massa de Combustível}} \quad (2.3)$$

Partindo de uma razão ar-combustível sendo estequiométrica, quando se adiciona mais ar à mistura, a mesma é considerada uma mistura pobre. Caso contrário, se for adicionada quantidade de ar menor do que a exigida pela reação estequiométrica, a mistura passará a ser considerada uma mistura rica. Com esta variação, observa-se que as reações de combustão promoverão a existência de diferentes tipos de elementos químicos nos produtos.

Segundo Nogueira et al. (2008), em uma reação estequiométrica, os elementos que compõem os produtos são CO_2 , H_2O e N_2 . Já na mistura pobre, devido o excesso de oxigênio

e supondo que não ocorra dissociação, os elementos que aparecem nos produtos são, além dos anteriormente citados, o O_2 , pois seu excesso não reage e passa pela chama como se fosse um inerte. Nogueira et al. (2008) complementam dizendo que “numa mistura rica, existe falta de oxigênio. Supondo não existir dissociação, falta oxigênio para reagir com todo o carbono e hidrogênio disponível, propiciando a formação de CO e H_2 . Então os produtos de uma mistura rica serão CO_2 , H_2O , N_2 , CO e H_2 ”.

O parâmetro numérico mais indicado para se identificar quantitativamente se a mistura é rica, pobre ou estequiométrica é através do cálculo da razão de equivalência (ϕ) que é definida como a razão ar-combustível dos reagentes na condição estequiométrica, pela razão ar-combustível, valendo tanto para a base molar, quanto para a base mássica (TURNNS, 2013). A fórmula da razão de equivalência é apresentada a seguir:

$$\Phi = \frac{(A/F)_{\text{stoic}}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{\text{stoic}}} \quad (2.4)$$

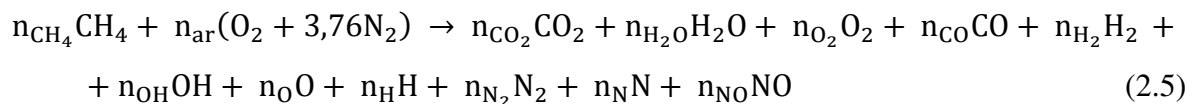
onde:

$(A/F)_{\text{stoic}}$ = é a razão ar-combustível dos reagentes na condição estequiométrica;

(A/F) = é a razão ar-combustível dos reagentes na condição real.

Por esta definição, têm-se misturas ricas quando $\phi > 1$, e misturas pobres quando $\phi < 1$. Quando $\phi = 1$, tem-se uma mistura estequiométrica.

Supondo que ocorra dissociação dos produtos da combustão, várias espécies químicas no estado de equilíbrio surgirão. Tomando como exemplo o caso da combustão do metano em ar e supondo que as seguintes espécies químicas estão presentes no estado de equilíbrio: CO_2 , H_2O , O_2 , CO, H_2 , OH, O, H, N_2 , N e NO. Segundo Costa e Coelho (2010) a reação de combustão pode ser escrita da seguinte forma:



2.3.4 Poder Calorífico

O poder calorífico de um combustível é usado para quantificar a máxima quantidade de calor que pode ser liberada pela combustão com o ar. A quantidade de calor liberado pela combustão do combustível dependerá da fase em que a água se encontra nos produtos. Se a água estiver na fase de vapor, o valor total do calor liberado é considerado como o Poder Calorífico Inferior (PCI). Quando a água se apresenta na fase líquida, ou seja, quando ocorre a

condensação do vapor d'água, significa que energia adicional ainda pode ser extraída e neste caso, a energia total liberada é chamada de Poder Calorífico Superior (PCS). Segundo Moran e Shapiro (2006), a quantidade de energia do PCS que excede a do PCI seria a requerida para vaporizar o líquido formado. Segundo McAllister et al. (2011), o valor do PCI pode ser calculado a partir do PCS, subtraindo-lhe a quantidade de energia liberada durante a mudança de fase da água, de vapor para líquido, conforme a equação a seguir:

$$PCI = PCS - \frac{m_{H_2O}}{m_f} h_{fg} \text{ (MJ/kg)} \quad (2.6)$$

onde m_{H_2O} é a massa molecular da água e m_f é a massa molecular do combustível. O calor latente específico da água à condições padrão (1atm - 25°C) é de $h_{fg} = 2,44\text{MJ/kg} = 43,92\text{MJ/kmol}$.

2.3.5 Temperatura Adiabática de Chama

Uma das características mais importantes da termoquímica é poder determinar qual a maior temperatura que os produtos da combustão podem alcançar. A maior temperatura dos produtos será atingida quando não houver transferência de calor para o ambiente externo do motor e toda a energia liberada pela combustão for usada para aquecer os produtos. Essa temperatura é denominada Temperatura Adiabática de Chama.

A primeira Lei da Termodinâmica estabelece que, para processo a pressão constante, a energia liberada na combustão é igual à variação de entalpia entre produtos e reagentes. Isto vale para quantificar o calor de reação dado por:

$$Q_R = H_{\text{PRODUTO}} - H_{\text{REAGENTE}} \quad (2.7)$$

onde Q_R , H_{produto} e H_{reagente} são respectivamente, o calor de reação, a entalpia do produto e a entalpia do reagente. As entalpias são calculadas pela equação:

$$H = \sum_i^n N_i \cdot \bar{h}_i \quad (2.8)$$

onde N_i é o número de mols da espécie "i" contida na mistura e \bar{h}_i é a entalpia molar da espécie "i" na temperatura da mistura (kJ/mol). Nogueira et al. (2008) observam que o número de mols de cada espécie é obtido da reação estequiométrica e a entalpia molar é a

soma da entalpia de formação, a temperatura de referência de 298 K, e da entalpia sensível que a mistura possui entre a temperatura que a mistura está e 298 K.

2.4 Combustão em motores Diesel

O motor Diesel é um motor térmico de combustão interna, cíclica, de mistura heterogênea autoignitada, em contraposição a queima de mistura homogênea ignitada por uma fonte externa cíclica nos motores Otto (BARROS, 2013).

Durante o processo de combustão e considerando-se um grupo gerador, se a combustão for completa e acontecer no motor operando em rotação constante, possibilita que o alternador também trabalhe com a sua rotação constante, mantendo estáveis os níveis de tensão e de corrente.

Ao ser variada a carga solicitada ao alternador, seja para mais ou para menos, ocorrerá uma variação na rotação do motor, que por sua vez fará com que varie a massa de combustível injetado na câmara de combustão, pois o processo de combustão precisa acompanhar esta variação de carga.

Tendo em vista características do projeto que não podem ser alteradas, tais como diâmetro e comprimento do curso do pistão, massa do conjunto pistão-biela, formato da cabeça do pistão, etc, o desafio é ajustar o grupo gerador para que o mesmo opere com o máximo de seu rendimento quando sujeito a uma determinada demanda de carga, a partir do controle preciso de seus parâmetros operacionais.

Entretanto, controlar esses parâmetros operacionais para atendimento a variações de carga no alternador torna-se uma tarefa complexa, na medida em que a combustão em motores Diesel acontece em etapas, que envolvem processos físicos e químicos, onde os processos físicos são responsáveis pelo aumento da temperatura obtida através da compressão do ar, e os processos químicos são responsáveis pela autoignição do combustível, com liberação de energia para os gases que produzirão trabalho.

Além disso, quando o combustível é injetado no interior da câmara de combustão, ele utiliza calor sensível do ar aquecido pela compressão para aumentar a sua temperatura e vaporizar. Todos esses aspectos fazem com que a combustão não ocorra instantaneamente, contribuindo para a complexidade do estudo.

Segundo Heywood (1988), dentro do motor Diesel, a combustão acontece de duas maneiras, ou seja, na forma pré-misturada e no modo de difusão controlada.

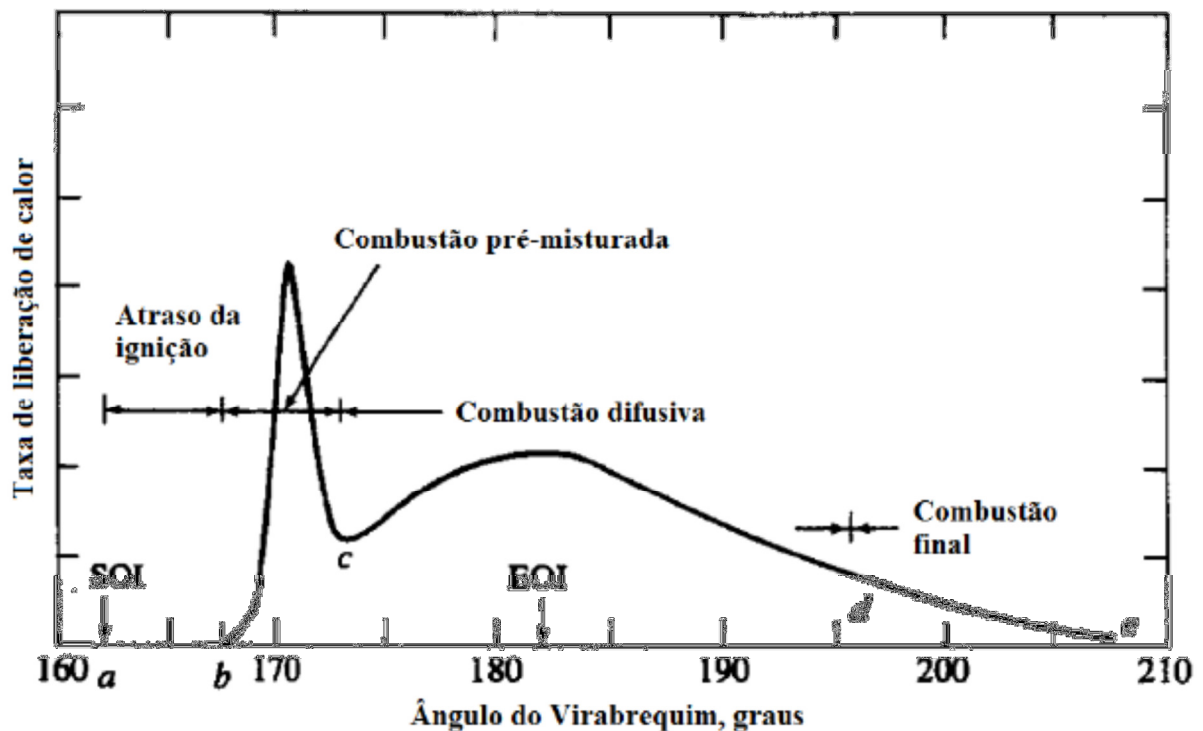
O combustível Diesel entra em autoignição mais rapidamente do que outros combustíveis, tais como a gasolina, apesar de ser menos volátil do que esta. Desta forma, a

velocidade na qual o combustível vaporiza e se mistura com o ar compete com a velocidade de reação que governa a autoignição.

Logo, o primeiro combustível injetado no interior da câmara pode tornar-se pré-misturado, antes de ser submetido a uma fonte de autoignição, queimando em uma chama pré-misturada. O combustível injetado subsequentemente, queima em uma chama difusa, desde que uma fonte de ignição esteja presente quando ocorrer a sua injeção. Este processo é representado pela Figura 10.

A combustão em motores Diesel torna-se mais complexa devido ao processo de vaporização do combustível líquido e devido a mistura ar-combustível, a qual envolve uma combinação de complexos mecanismos físico-químicos, onde combustível e oxidante se misturam e reagem para formar produtos, a partir de um processo de transporte convectivo turbulento. A Figura 10 apresenta um diagrama fora de escala, mostrando a taxa de liberação de calor no interior da câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim.

Figura 10 - Taxa de liberação de calor no interior da câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim.



Fonte: Adaptado de Almeida, 2012.

A nomenclatura SOI que aparece no ponto (a) do gráfico significa início da injeção de combustível. Quando o combustível é injetado ele leva alguns instantes para entrar em combustão. A este período de tempo, que no gráfico, didaticamente termina no ponto (b),

chama-se de atraso de ignição físico. Esse atraso ocorre porque o combustível atomizado no interior da câmara de combustão precisa primeiramente se vaporizar para depois se misturar com o ar, que está a alta temperatura e em turbulência, até que a mistura atinja condições de flamabilidade. Segundo Heywood (1988), alcançada esta condição (b), inicia-se o processo de combustão da mistura injetada denominada por alguns autores de combustão pré-misturada, que na figura acontece no intervalo de (b) até (c). De (c) até (d) a combustão continua a ocorrer, sendo que a propagação desta chama ocorre através de uma chama difusa. Em um determinado momento neste intervalo (c)-(d) ocorre o fim da injeção de combustível, representado pela nomenclatura EOI. A Figura mostra que a partir do ponto (d) até o ponto (e) ocorre o final da combustão, onde irá predominar a existência de gases queimados.

2.5 Conceitos e fundamentos utilizados na análise dos resultados obtidos.

2.5.1 Potência Elétrica

O MCI transforma a energia térmica proveniente da combustão, ocorrida entre combustível e ar em energia mecânica, produzindo trabalho. O grupo gerador absorve a energia mecânica útil do motor e a transforma em energia elétrica disponibilizando-a para a rede. Considerando o rendimento de um gerador de 95%, a potência elétrica é obtida a partir da seguinte equação:

$$\text{Pot}_{\text{El.}} = \eta \cdot \text{Pot}_{\text{Mec.}} \quad (2.9)$$

onde:

η = rendimento;

$\text{Pot}_{\text{El.}}$ = Potência elétrica (kW);

$\text{Pot}_{\text{Mec.}}$ = Potência mecânica (kW).

2.5.2 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível (CEC) é uma medida do quanto eficientemente um MCI está usando o combustível consumido para produzir trabalho. (HEYWOOD, 1988)

O mesmo é calculado a partir da equação:

$$\text{CEC} = \frac{\dot{m}_f}{\text{Pot}_{\text{El.}}} \quad (2.10)$$

onde:

CEC = Consumo específico de combustível (kW/kg-h);

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível (kg/h);

$\text{Pot}_{\text{El.}}$ = Potência elétrica (kW).

2.5.3 Emissões de NO_x

Óxidos de nitrogênio (NO_x) são compostos pela soma de monóxido de nitrogênio, em proporção próxima de 90% e dióxido de nitrogênio (NO₂) em menores proporções. NO_x são formados na região de alta temperatura dos gases queimados, a jusante da chama, através de reações químicas envolvendo átomos e moléculas de nitrogênio e oxigênio, os quais não atingiram equilíbrio térmico (HEYWOOD, 1988). A grandeza determinante para a formação do NO_x é a temperatura. O mecanismo de Zeldovich é descrito de forma simplificada por três equações:



Essas reações são muito ativas acima de 2.000K, mas praticamente cessam abaixo dessa temperatura, conforme mostrado na Tabela 4 a seguir, composta pelas reações, pelas constantes relativas ao mecanismo de Zeldovich e respectivas temperaturas (BRUNETTI, 2012).

Tabela 4 - Constantes relativas ao mecanismo de Zeldovich e suas respectivas temperaturas.

Reações	Constante energética (cm ³ /mol.s)	Temperatura (K)
O+N ₂ = NO+N	$7,6 \times 10^{13} \exp[-38000/T] = k_1$	Entre 2000 e 5000
N+O ₂ = NO+O	$6,4 \times 10^9 \exp[-3150/T] = k_2$	Entre 330 e 3000
N+OH = NO+H	$4,1 \times 10^{13} = k_3$	Entre 300 e 2500

Fonte: Adaptada de Brunetti, 2012.

2.5.4 Emissões de CO

O monóxido de carbono é resultado da combustão incompleta de hidrocarbonetos, sendo seu teor um indicativo da ineficiência da combustão. Na combustão de um hidrocarboneto ocorre primeiro a quebra da molécula de combustível e a formação do CO. Em seguida, pela oxidação do CO, ocorre a formação do CO₂. Por se tratar de um produto da combustão incompleta, é função da relação ar-combustível e do nível de homogeneização da mistura. Em motores Diesel, há pouca emissão de CO tendo em vista que os mesmos trabalham com excesso de ar, sendo o ar, na câmara de combustão, submetido a uma intensa turbulência. (BRUNETTI, 2012).

2.5.5 Emissões de Fuligem

Óxidos de nitrogênio, vistos anteriormente, e fuligem são os principais poluentes tóxicos dos motores Diesel. Grande parte da fuligem resulta da combustão incompleta, consistindo basicamente de carbono gerado pela combustão. A formação de fuligem acontece na combustão com Diesel em uma temperatura entre 1000K e 2800K, a pressões de 50 a 100 atm (HEYWOOD, 1988).

Seu início se dá quando surgem das moléculas de combustível, os primeiros elementos na fase condensada, a partir da sua oxidação e/ou da pirólise dos produtos. São formados por hidrocarbonetos não saturados, sendo o principal o acetileno, e pelos hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (HAP). Esses dois tipos de moléculas são considerados os precursores da fuligem nas chamas.

Segundo Brunetti (2012), a temperatura do gás e a disponibilidade de combustível não queimado, além de oxigênio são os principais fatores que podem controlar o processo de formação de fuligem. Acima de 500°C, as partículas, de diversas formas passam a se aglomerar na forma de várias pequenas esferas de carbono. Quando a temperatura cai abaixo de 500°C, compostos orgânicos e inorgânicos começam a se condensar sobre as partículas de carbono, podendo-se aí, incluir entre os compostos orgânicos, hidrocarbonetos não queimados, hidrocarbonetos oxigenados, entre outros. Dentre os compostos inorgânicos, incluem-se o dióxido de enxofre, o dióxido de nitrogênio, etc. A medida que a temperatura permanece acima de 1.000K e oxigênio é disponibilizado, a oxidação da fuligem continua.

Todas essas fases que fazem parte do processo de formação de fuligem são abordadas por vários autores com mais detalhes, entre eles Kennedy (1997), Richter e Howard (2000), Stanmore et al (2001), Tree e Svensson (2007). Em cada fase do processo pode ocorrer a oxidação, onde fuligem ou precursores de fuligem são queimados na presença de espécies oxidantes para formar produtos tais como CO e CO₂. Existem muitas espécies na chama, ou próximas dela que poderiam oxidar a fuligem, tais como O, OH, O₂, CO₂ e H₂O. O processo de oxidação da fuligem no interior de um cilindro Diesel é controlado cineticamente, mas desde que o tamanho das partículas sejam menores do que 1 µm, quando a resistência difusional é mínima. Heywood (1988) afirma ainda que uma grande parcela de fuligem formada é oxidada dentro do cilindro, antes de iniciar o processo de exaustão.

2.5.6 Eficiência Volumétrica

É definida como sendo a relação entre a massa de ar que entra para o cilindro durante o curso de admissão e a massa de ar que encheria o volume deslocado pelo pistão, se o ar no

interior do cilindro tivesse a massa específica atmosférica local. A eficiência volumétrica é calculada pela equação:

$$\eta_V = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_e \cdot V_{cil} \cdot n} \quad (2.14)$$

onde:

\dot{m}_e = Vazão mássica de ar que entra nos cilindros (kg/s);

V_{cil} = Cilindrada total do motor (l);

ρ_e = Massa específica do ar na condição atmosférica (kg/m³);

n = rotação do motor (rpm);

η_V = Eficiência volumétrica;

Fator 2 = Usado na equação para motores a 4 tempos, onde tem-se um tempo motor para duas voltas no virabrequim.

2.5.7 Rendimento Global

O rendimento global do grupo gerador foi considerado como a relação entre a potência elétrica fornecida pelo gerador para a rede e a potência térmica fornecida ao motor pelo combustível, ou seja,

$$\eta_{Glob.} = \frac{Pot_{El.}}{Pot_{Term.}} \quad (2.15)$$

sendo que a potência térmica é dada pela equação:

$$Pot_{Term.} = PCI_{comb} \cdot \dot{m}_f \quad (2.16)$$

Logo, para o cálculo do rendimento global do grupo gerador foi adotada a fórmula

$$\eta_{Glob.} = \frac{Pot_{Elet.}}{PCI_{comb} \cdot \dot{m}_f} \quad (2.17)$$

onde:

$Pot_{Term.}$ = Potência térmica fornecida ao motor pelo combustível (kW);

PCI_{comb} = Poder Calorífico Inferior do combustível (kJ/kg);

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível (kg/s);

$\eta_{Glob.}$ = Rendimento Global do grupo gerador.

2.5.8 Potência Mecânica Efetiva

É a potência medida no eixo do motor, também conhecida por potência útil ou potência líquida do motor. Pode ser obtida a partir da equação:

$$\text{Pot}_{\text{Efet}} = T \cdot \omega = T \cdot 2\pi \cdot n \quad (2.18)$$

onde:

T = Torque (Nm);

ω = velocidade angular do eixo (rad/s);

n = rotação (rpm).

2.5.9 Potência Indicada

É a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido ativo, no caso o ar. A opção de se realizar a medição dessa potência é a partir de um sensor de pressão instalado na câmara de compressão, auxiliado por um “software” para a captação das ondas de pressão, onde se consegue traçar o diagrama do ciclo do fluido ativo.

2.5.10 Potência de Atrito

É a potência devido ao atrito entre as partes móveis do motor envolvendo peças tais como pistões, eixo de manivelas com bronzinas, válvulas e seus comandos, tuchos, molas, anéis, etc, podendo variar conforme as características construtivas de cada motor. Pode ser obtida através do Teste de Morse, Reta de Willan, entre outros, descritos com mais detalhes em (BRUNETTI, 2012).

2.5.11 Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva pode ser classificada em pressão média efetiva indicada (IMEP), pressão média efetiva de eixo (BMEP) e pressão média efetiva de fricção (FMEP).

A IMEP é definida como sendo uma pressão que, aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, produzirá o mesmo trabalho do ciclo termodinâmico desenvolvido pelo fluido ativo em um MCI. Considerando que:

$$\text{Pot}_{\text{Indic}} = \frac{\text{IMEP} \cdot V \cdot n}{x} \quad (2.19)$$

pode-se obter as seguintes relações entre pressões médias efetivas e potências vistas anteriormente:

$$\text{IMEP} = \frac{x \cdot \text{Pot}_{\text{Indic}}}{V \cdot n} \quad (2.20)$$

$$\text{BMEP} = \frac{x \cdot \text{Pot}_{\text{Efet}}}{V \cdot n} \quad (2.21)$$

$$\text{FMEP} = \frac{x \cdot \text{Pot}_{\text{Atr}}}{V \cdot n} \quad (2.22)$$

onde:

Pot_{Indic} = Potência Indicada (kW);

Pot_{Efet} = Potência Efetiva (kW);

Pot_{Atr} = Potência de Atrito (kW);

IMEP = Pressão média efetiva indicada (bar);

BMEP = Pressão média efetiva de eixo (bar);

FMEP = Pressão média efetiva de fricção (bar);

V = cilindrada do motor (l);

n = rotação (rpm);

x = 1 ou 2, conforme o motor seja 2 tempos ou 4 tempos, respectivamente.

2.6 Visão geral do programa computacional AVL BOOST®

O “software” AVL BOOST® v.2013.2. faz parte de um pacote de softwares comerciais disponibilizados pela empresa austríaca AVL. O programa possui grande flexibilidade pois simula o comportamento de uma ampla variedade de motores de combustão interna, indo desde motores de pequena capacidade, como os motores para motocicletas, passando por motores de utilização industrial, chegando a grandes motores de propulsão marítima (AVL, 2013).

A ferramenta de pré-processamento do AVL BOOST® é apresentada na Interface Gráfica do Usuário (GUI), onde é construído o modelo computacional que se deseja simular, a partir da inserção dos elementos do motor, os quais estão dispostos em uma coluna à esquerda da GUI representados em forma de ícones. Esses elementos do motor são interligados através de tubulações, construindo-se, então, um desenho representativo do MCI, sendo que cada elemento que faz parte do desenho, ao ser clicado, abre uma janela que possibilita a inserção de dados necessários para a modelagem do programa.

O programa é unidimensional, o que significa que as pressões, temperaturas e velocidades de escoamento obtidas nas soluções das equações da dinâmica dos gases representam a média dos valores da seção transversal das tubulações. Isto possibilitou que o “software” desempenhasse uma ótima economia no tempo de processamento computacional utilizado pelo hardware, ao longo das simulações. Segundo Barros (2013), os modelos unidimensionais são modelos que apresentam complexidade elevada e permitem avaliar comportamentos específicos dos diversos subsistemas envolvidos no funcionamento de um motor de combustão interna. “O esforço computacional é médio, de tal forma que se podem realizar cálculos de vários ciclos em um intervalo pequeno de tempo, possibilitando a

simulação de sistemas completos, tais como, veículos ou sistemas geradores.” (BARROS, 2013)

AVL BOOST[®] calcula as propriedades do gás em cada célula, em cada intervalo de tempo, com a composição instantânea. O “software” possui um banco de dados de espécies, que possibilita duas abordagens diferentes para a descrição da composição do gás (transporte de espécies) e do cálculo das propriedades de gás disponíveis.

A diferença entre as duas abordagens é que no modo de transporte de espécies clássico, que é o modo padrão de simulação, as equações de conservação para produtos da combustão (juntamente com a razão ar-combustível característica para eles) e vapor de combustível são resolvidas considerando o equilíbrio químico. A fração mássica do ar é calculada da seguinte maneira:

$$\omega_{\text{ar}} = 1 - \omega_{\text{FV}} - \omega_{\text{CP}} \quad (2.23)$$

Onde:

ω_{ar} = fração mássica do ar;

ω_{FV} = fração mássica do vapor de combustível;

ω_{CP} = fração mássica dos produtos da combustão.

A razão ar-combustível característica para os produtos da combustão é calculada como segue:

$$\text{AF}_{\text{CP}} = \frac{\omega_{\text{CP}} - \omega_{\text{FB}}}{\omega_{\text{FB}}} \quad (2.24)$$

Onde:

AF_{CP} = razão ar-combustível dos produtos da combustão;

ω_{FB} = fração mássica de combustível queimado.

Para o cálculo das propriedades de gás dos gases da exaustão, a razão ar-combustível é usada como uma medida para a composição do gás. A razão ar-combustível neste contexto significa que, a razão ar-combustível na qual a combustão acontece, origina os gases de exaustão em questão. A composição dos gases de combustão é obtida no equilíbrio químico considerando dissociação a altas temperaturas no cilindro.

No outro modo, que é o de transporte de espécies geral, a composição do gás pode ser descrita baseada em um número arbitrário de espécies, definidas diretamente pelo usuário. O número mínimo de espécies que deve ser considerado é de 7, ou seja, Combustível, O₂, N₂, CO₂, H₂O, CO e H₂. Para cada espécie, uma equação de conservação (fração mássica) é resolvida em cada um dos elementos do modelo. Neste modo também é possível definir, se

for o caso, um arquivo de entrada externo que contenha uma base de dados para o cálculo das propriedades termodinâmicas das espécies. (AVL USER'S GUIDE, 2013).

Com relação a análise de dados no pós-processamento, o programa disponibiliza vários tipos de resultados, entre eles podem ser citados: Análise de dados de desempenho global do motor; análise de cálculo global de resultados ao longo dos ciclos simulados; análise de resultados de cálculo ao longo de um único ciclo simulado e análise de mensagens do programa de cálculo principal.

2.7 O óleo vegetal “in natura”

Os óleos vegetais são substâncias insolúveis em água, podendo ser de origem vegetal ou animal, constituídas principalmente por triglicerídeos, sendo que seus ácidos graxos exercem grande influência nas suas propriedades físicas (caráter hidrofóbico).

Podem ser obtidos por prensagem ou por evaporação de solventes para posterior obtenção do óleo cru. Geralmente contêm ácidos graxos livres, esteróis, água, odor e impurezas. Mesmo após refinamento, os óleos contêm pequenas quantidades de ácidos graxos livres e água. (DUARTE, 2009).

A utilização de óleo vegetal “in natura” como combustível de MCI remonta desde a invenção dos motores a Diesel, por Rudolph Diesel no final do século XIX, cuja concepção de consumir óleo de amendoim, ou outras oleaginosas como combustível, atendia plenamente a conjuntura da época, porque fortaleceria o desenvolvimento dos países que tinham na agricultura o seu meio de subsistência.

Atualmente, o uso de óleos vegetais pode ser de interesse para países em desenvolvimento, possibilitando o acesso aos serviços de energia a nível local em diferentes setores, tais como: agricultura, irrigação, geração de energia, abastecimento de água potável, processamento pós-colheita, além de seus múltiplos usos existentes (como alimentos, produção de polímeros, tintas, etc.) (BARROS, 2013).

Os óleos vegetais quando usados na forma “in natura” podem ser utilizados através da queima direta em MCI, misturados com Diesel, usado direto com pré-aquecimento ou formando micro-emulsões, obtidas através de misturas de óleo vegetal com solventes tais como o metanol, o etanol entre outros (DUARTE, 2009).

Dentre os motivos para se utilizar óleo vegetal “in natura” em relação ao óleo Diesel, pode-se citar:

- Possuem poder calorífico inferior, mas próximo ao do óleo Diesel;
- Alguns óleos vegetais possuem índice de cetano praticamente igual ao do óleo Diesel;

- São oriundos de fontes renováveis, enquanto o óleo Diesel tem origem fóssil;
- A existência de um consenso global sobre a diminuição das emissões de gases tóxicos ou causadores do efeito estufa;
- Possuem um custo de extração menor do que o óleo Diesel;
- Pode ser produzido próximo ao seu local de consumo, aumentando a empregabilidade local e com logística de transporte e armazenamento menos onerosa.

2.8 O enriquecimento energético da mistura ar + combustível com a utilização de H₂.

Várias são as pesquisas sobre a utilização de hidrogênio (H₂) como um componente viável na alimentação de motores, seja como combustível principal, seja como vetor energético enriquecedor de misturas que entrarão em combustão, para melhorar o desempenho dos MCI. Por ser leve e pequena, a molécula de hidrogênio possui uma grande mobilidade, ou seja, alta difusividade, e possui baixíssima densidade em condições atmosféricas.

A ampla faixa de limites de flamabilidade, possibilitando misturas inflamáveis com razão ar-combustível variando de 0,14 a 10 permite a obtenção de uma ampla faixa de potência de saída nos motores, a partir de mudanças na razão de equivalência da mistura. (VERHELST; WALLNER, 2009). O limite de flamabilidade se amplia com o aumento da temperatura podendo chegar a um limite de flamabilidade mínimo de 2% de H₂ do volume total, a 300°C. O limite de flamabilidade inferior aumenta com a pressão. O limite de flamabilidade superior tem um comportamento bastante complexo quando em função da pressão, mas passa a não ser tão importante quando o assunto se refere a MCI.

A possibilidade de um controle de carga qualitativo, a tolerância para a diluição substancial da mistura, a alta temperatura de autoignição permitindo altas taxas de compressão e a taxa de queima geralmente rápida são fatores que contribuem potencialmente para aumentar a eficiência dos motores, ao se utilizar o H₂ como um elemento indutor na cinética química. Por outro lado, dentre os fatores que podem afetar negativamente a eficiência dos MCI's, pode-se citar: as perdas de calor dos gases do cilindro para as paredes da câmara de combustão podem ser maiores usando a aditivação com o hidrogênio, quando comparados a combustíveis convencionais, sendo também um grande desafio a instabilidade da frente de chama devido a baixa densidade dos gases queimados, em comparação aos gases não queimados, assim como também o aumento da velocidade de queima turbulenta devido aos efeitos de instabilidade da chama. (VERHELST; WALLNER, 2009).

Ferreira et al. (2013), Morais et al. (2013), Yang et al. (2013), Lata et al. (2012), Saravanan et al. (2008) entre outros, apresentaram em seus trabalhos as vantagens e desvantagens do H_2 . Verhelst e Sierens (2001) elencaram uma série de vantagens de se utilizar o H_2 , entre elas a baixa concentração de poluentes nos gases de exaustão, se comparados com MCI's que utilizam combustíveis fósseis convencionais; a diminuição de emissões globais e locais pelo escapamento de automóveis que utilizam o hidrogênio como combustível; além do amplo limite de flamabilidade e a alta velocidade de propagação da chama que possibilitam aos motores trabalharem com uma combustão muito pobre, permitindo regular a potência pela variação na riqueza da mistura ar-combustível.

2.9 A influência da mistura ar + O_2 na combustão e nas emissões

Muitas indústrias utilizam, em seus processos produtivos, ar misturado ao combustível para a obtenção de energia térmica. O_2 necessário ao processo é componente desse ar, pois se considera que o ar é composto por 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio, em volume, ou por 76,69% de N_2 e 23,31% de O_2 , em base mássica. As reações envolvendo os combustíveis hidrocarbonetos com O_2 liberam energia térmica, onde parte dessa energia é absorvida pelo nitrogênio (N_2), visto ser o N_2 um gás inerte. Como o N_2 tem a capacidade de absorver a energia liberada pelas reações de combustão, energia esta que poderia estar sendo utilizada no processo, enriquecendo-se a mistura ar-combustível com porcentagens de O_2 acima dos 21% existentes no ar atmosférico, poderia ocorrer a diminuição da vazão total dos gases de combustão e aumento da eficiência térmica dos processos (LACAVA et al., 2000).

Melo et al. (1998) ao investigarem o processo de incineração, observaram que para uma certa vazão de combustível, se alguns parâmetros de incineração forem mantidos constantes (como temperatura da câmara, nível de turbulência e tempo de residência), o aumento da taxa de incineração torna-se possível com a injeção de oxigênio.

O O_2 puro é muito reativo sendo que o seu alto poder oxidante não o torna inflamável, mas pode acelerar consideravelmente a taxa de combustão.

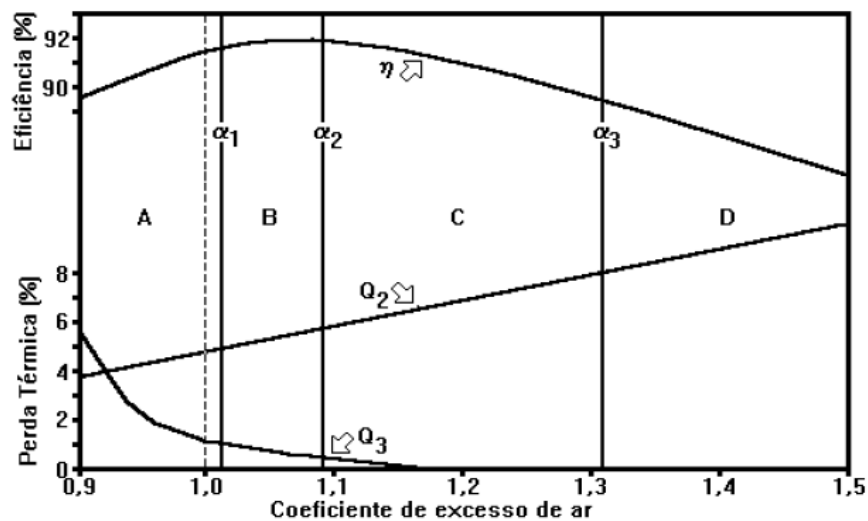
O excesso de ar é fator determinante na eficiência da combustão, pois controla o volume, temperatura e entalpia dos produtos da combustão (PINHEIRO e VALLE, 1995). Em um MCI, o excesso de ar acrescido de O_2 pode levar a um grande excesso de ar, o que poderá ocasionar diminuição da temperatura da chama e reduzir a eficiência térmica do motor. O ideal é que, em um processo de combustão de MCI, se consiga adicionar O_2 ao ar, minimizando as perdas de calor no cilindro, sem produzir combustão incompleta.

Por outro lado, segundo Oliveira (2012), dependendo da quantidade de O_2 na mistura, pode haver melhorias, levando à existência de um excedente energético, onde parte da energia, desta forma, acaba não deixando totalmente a câmara. Assim, o combustível pode ser melhor aproveitado, seu consumo e o de oxigênio pode ser reduzido mantendo-se o nível energético, havendo melhora na eficiência energética do sistema.

Em uma combustão, considerando-se acréscimo de frações de O_2 ao ar, a temperatura e o teor de O_2 e N_2 nos produtos da combustão são os principais fatores para a formação de NO_x . A combinação ar + O_2 exerce influência na eficiência da combustão e determinam os níveis de emissão de NO_x , CO e fuligem.

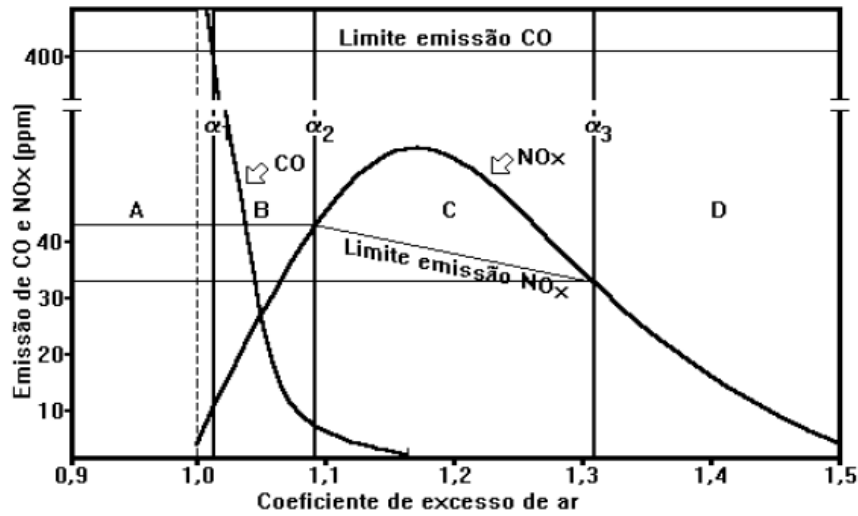
Segundo Pinheiro e Valle (1995), pequenos excessos de ar geram altas temperaturas de chama e baixos teores de O_2 e N_2 . Isso porque diminuindo o excesso de ar, o NO_x diminui rapidamente porque os teores de O_2 e N_2 diminuem. Com o aumento do excesso de ar, o teor de NO_x também diminui devido a diminuição da temperatura da chama. Abaixo de $1500\text{ }^\circ\text{C}$ a formação de NO_x diminui drasticamente, conforme mostrado na Figura 11(a) e 11(b).

Figura 11(a) – Balanço térmico da combustão.



Fonte: Adaptado de Pinheiro e Valle, 1995.

Figura 11(b) – Emissão de poluentes em função do coeficiente de excesso de ar na combustão.



Fonte: Adaptado de Pinheiro e Valle, 1995.

Segundo Pinheiro e Valle (1995), as Figuras 11(a) e 11(b) podem ser analisadas em 4 faixas, visto que o coeficiente de excesso de ar (α) afeta a eficiência da combustão e os níveis de emissões de maneiras diferentes e antagônicas:

Na faixa A, com excesso de ar insuficiente, torna-se inaceitável a operação nesta situação, pois se verifica que teor de CO nos produtos da combustão tornam-se extremos.

Na faixa B tem-se uma combustão quase completa e um baixo coeficiente de excesso de ar. Esta faixa é a ideal devido as baixas emissões de CO e NO_x e alta eficiência da combustão.

Na faixa C, os níveis de emissão de NO_x excedem os limites legais. A eficiência da combustão é inferior a da faixa B, mas ainda é aceitável.

Na faixa D, os níveis de emissão de CO e NO_x situam-se dentro dos limites, mas a eficiência da combustão é baixa.

2.10 Revisão Bibliográfica

Neste item é apresentada a revisão bibliográfica que proporcionou a base científica para a realização da pesquisa. Tendo em vista a variedade de conhecimentos necessários para a composição da tese, este tópico está subdividido em três subitens: o primeiro enfoca publicações que utilizaram o software AVL BOOST®, a fim de demonstrar a extensa utilização do programa e sua confiabilidade no meio científico, o segundo engloba publicações referentes ao uso do óleo vegetal puro ou com aditivação em motores de combustão interna Diesel, e no terceiro subitem é feito uma revisão de publicações que tratam

da utilização do hidrogênio e de substâncias oxigenadas, como elementos de enriquecimento do combustível principal, ou como substância integrante de mistura de combustíveis em motores de ignição por compressão.

2.10.1 Artigos publicados que utilizaram o software AVL BOOST[®] como ferramenta de simulação

Caika et al. (2002) apresentaram uma visão geral do uso de diferentes ferramentas de simulação para a otimização de parâmetros de injeção de um motor Diesel. Com a ferramenta unidimensional AVL BOOST[®], o comportamento da mecânica e dinâmica dos fluidos de todo o sistema de injeção foi calculado. A simulação forneceu informações sobre a dinâmica de deslocamento da agulha, taxas de injeção, pressões, etc. O fluxo dentro do injetor foi simulado utilizando a ferramenta CFD tridimensional AVL FIRE. Através da utilização de um modelo bifásico foi possível analisar o fluxo de cavitação no interior do injetor para cálculo da área efetiva do furo do bocal, bem como as características de fluxo de saída. Foram simuladas a formação da mistura, combustão e formação de poluentes com CFD tridimensional. A fim de proporcionar as condições iniciais e de contorno para a simulação CFD do motor e para otimizar o desempenho do ciclo motor, a ferramenta unidimensional AVL BOOST[®] foi adotada. A forma como estas ferramentas de simulação puderam ser aplicadas em conjunto foi demonstrada em exemplos de aplicação de desenvolvimento do motor mostrando como os dois principais desafios - consumo de combustível e emissões de poluentes - puderam ser encontrados.

Allmer (2003) apresentou um método para determinar o teor de gás residual de motores de combustão interna por meio de simulação numérica em ensaios de bancada com o AVL BOOST[®], durante a execução das medições. Isto pôde ser conseguido através da combinação do sistema de indicação com a simulação de trocas gasosas, que forneceu um acesso rápido, não só para o teor residual de gás, mas também para uma vasta gama de outras grandezas tais como fluxos de massa, taxa de libertação de calor e eficiências volumétricas.

Wanker et al. (2004) apresentaram uma simulação integrada 1D/3D, de conversores catalíticos (Catalisador de três vias, Catalisador de Oxidação Diesel, Catalisador de Redução Catalítica Seletiva) e filtros de particulados Diesel. Os parâmetros ou grupos de parâmetros foram obtidos pelo software unidimensional AVL BOOST[®]. Eles foram facilmente transferíveis para o código tridimensional AVL FIRE para investigar aspectos detalhados, tais como distribuição espacial das temperaturas ou as perdas de calor. Assim, modelos idênticos de predição de fluxo, de energia e conversão de espécies dos gases de escape foram utilizados

tanto para a simulação 1D, quanto para 3D. Essa abordagem permitiu a realização de uma análise básica e definiu os primeiros layouts para o sistema de escape. Parâmetros característicos desta primeira etapa foram usados para avaliar o desempenho global da simulação multidimensional incluindo o ajuste fino dos sistemas de pós-tratamento.

Krammer et al. (2012) em suas pesquisas relataram que o “feedback” instantâneo a partir de ferramentas de simulação on-line para a análise de combustão em ensaios de bancada é uma ajuda importante para o engenheiro de desenvolvimento melhorar a eficiência do motor e reduzir as emissões. Ele fornece informações detalhadas de combustão e, assim, agiliza o processo de calibração do motor. Este apoio foi fornecido pelo software AVL BOOST GCA (Troca de Gás e Análise de Combustão) disponível em AVL Indicom. Alguns exemplos de aplicação em automóveis de passageiros, onde a flexibilidade do trem de válvulas é usada para melhorar a economia de combustível ou reduzir as emissões de escape de motores de combustão interna mostraram que a disponibilidade imediata, dos parâmetros de troca de gás relacionados (por exemplo, taxa interna de recirculação dos gases de exaustão, fluxo de massa de ar eliminado, fluxo de massa através das válvulas) suportou uma otimização intuitiva dos parâmetros do trem de válvulas.

Wang et al. (2012) pesquisaram a otimização de desempenho de um motor Diesel automotivo de alta velocidade, primeiramente de acordo com as características de um motor de automóvel Diesel, com turbo compressor de geometria variável (VNT). Foi criado um modelo do ciclo motor unidimensional usando o software de simulação AVL BOOST®, e validado através de dados experimentais. Foram determinadas as aberturas das pás da turbina correspondente as diferentes velocidades. Logo, o problema existente com VNT a baixa velocidade do motor e o fluxo de entrada de ar ser insuficiente a altas velocidades foi resolvido. Com base no modelo acima, o trabalho melhorou a eficiência do motor através da otimização da taxa de compressão e a fase de distribuição de eixo de comando e, em seguida, foram utilizados os dados experimentais para verificar os resultados da simulação. Com isso, o consumo de combustível apresentou queda.

Ferreira et al. (2013) utilizaram o software AVL BOOST® para simular um motor de ignição por compressão alimentados por óleo Diesel e hidrogênio e verificar a influência da variação no tempo de injeção do óleo Diesel na redução das emissões da exaustão. O modelo de combustão requereu dados de entrada que caracterizavam o processo de injeção, tais como diâmetro do furo do bico injetor, a pressão de injeção na linha de combustível e coeficientes de escoamento. O modelo foi validado contra experimentos realizados em um motor Diesel quatro cilindros, naturalmente aspirado, quatro tempos, de 50 kW de potência máxima. O

motor foi operado com variação de carga, de 0 kW a 40 kW, a 1800 rpm, e utilizou hidrogênio como combustível substituto ao óleo Diesel, em concentrações de 5%, 10%, 15% e 20%, em base mássica. Hidrogênio foi injetado no coletor de admissão, enquanto o óleo Diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão. Os resultados mostraram que o avanço no tempo de injeção do óleo Diesel ao longo de 4 graus do virabrequim fizeram com que as emissões de NO_x aumentassem lentamente. Quase o mesmo comportamento foi apresentado pelas emissões de monóxido de carbono (CO) com a variação do tempo de injeção. Para emissão de fuligem houve uma ligeira redução, para um avanço do tempo de injeção de até 10 graus do virabrequim.

Iclodean et al. (2013) apresentaram estudos científicos sobre o desenvolvimento e utilização de modelos de análise dos processos que ocorrem durante a operação de um motor de ignição por compressão monocilíndrico movido a biocombustíveis. Parâmetros de combustão como pressão do cilindro, a taxa de aumento da pressão e taxa de calor libertado foram obtidos experimentalmente, e foram estudados por simulação no AVL BOOST[®].

Situ et al. (2013) investigaram o desempenho de um motor Diesel, convertido para implementar fumigação de etanol. Utilizaram dados experimentais existentes juntamente com os resultados gerados na modelagem computacional usando o programa AVL BOOST[®]. Os dados de ambos, experimentais e numéricos, indicaram resultados desejáveis para o pico de pressão e para a pressão média efetiva indicada (IMEP). Aumento na substituição de etanol resultou em elevada pressão de combustão e num aumento da IMEP, enquanto que a variação do local de injeção de etanol resultou em alteração negligenciável. Estes aumentos na pressão do cilindro conduziram a um maior rendimento do trabalho e da eficiência total do motor quando a substituição de etanol foi aumentada. Na comparação entre os resultados numéricos e experimentais, a simulação mostrou uma ligeira elevação, devido às imprecisões nos modelos de liberação de calor.

Mir e Wani (2015) realizaram um estudo computacional de desempenho e emissões em um motor de quatro tempos, ignição por compressão, injeção direta, utilizando diferentes métodos de indução de ar. Utilizando o “software” de simulação AVL BOOST[®] para motores de ignição por compressão foi desenvolvido um modelo com modo de indução de ar naturalmente aspirado (NA), um segundo modelo foi desenvolvido mediante a incorporação de um turbocompressor (TC) e, novamente, um terceiro modelo foi desenvolvido pela introdução de um turbocompressor, juntamente com um intercooler (TCI). Foram estudados e comparados os efeitos individuais de todos os três métodos de indução de ar sobre o desempenho e as emissões do motor. A potência de saída para o motor com TCI foi observado

ser 7,8% maior do que a de um motor com TC, o qual foi ainda maior, ou seja, 20% a mais, quando comparado com o motor NA. Melhores resultados similares para torque também foram observados em caso de um motor com TCI. Observou-se também que as emissões foram superiores com TCI do que com TC, seguido de NA.

2.10.2 Revisão de trabalhos que investigaram a utilização de óleo vegetal como combustível ou misturado com aditivos

Pimentel e Belchior (2002) analisaram o desempenho de geradores Diesel operando com óleo de dendê “in natura”. Baseado em testes de durabilidade, desempenho e emissões realizados em um Diesel-gerador de injeção direta durante 350 horas de teste, foram realizados testes de desempenho em motor de injeção indireta ASTM CFR Cetano, com alterações no débito de combustível, taxa de compressão e avanço de injeção, buscando-se o melhor desempenho do motor com esse combustível. Os resultados obtidos nos testes apontam para a possibilidade de utilização do óleo de dendê como combustível para Diesel-geradores, com modificações introduzidas nos motores.

Almeida et al. (2002) relataram que óleo de palma puro pode ser utilizado em motores Diesel como um combustível alternativo. Desempenho do motor e emissões foram influenciados por diferenças básicas entre óleos combustíveis Diesel e óleo de palma, tais como poder calorífico, massa, viscosidade, densidade e teor molar de oxigênio. A alta viscosidade do óleo de palma resultou em má atomização, depósitos de carbono, entupimento de tubulações de combustível e dificuldades de partida em baixas temperaturas. Quando aquecido a 100°C, óleo de palma apresentou menor viscosidade, melhor combustão e menos depósitos. Os testes foram realizados em um motor MWM 229, naturalmente aspirado, injeção direta, quatro tempos, de 70 kW de um grupo gerador Diesel alimentado com 100% de óleo de palma.

Coelho et al. (2005) instalaram um gerador a Diesel adaptado com um kit de conversão para operar com óleo de palma "in natura" na comunidade de Vila Soledade, Moju, Pará. O motor tinha mais de 4000 horas de operação. Durante o projeto, as emissões de óleo Diesel e desempenho foram comparados com o óleo de palma. Analisando os resultados, esse modelo de produção de energia elétrica foi recomendado para ser implementado em outras comunidades isoladas da região amazônica.

Maziero et al. (2007) avaliaram o efeito do uso de óleo bruto de girassol (OBG) em um motor Diesel, onde foi utilizado um motor MWM D229.3 de 46 kW na sua configuração original. Após seu amaciamento, o motor foi instalado em um trator Valmet 68 e o

desempenho mecânico foi determinado com óleo Diesel e com óleo bruto de girassol, em bancada dinamométrica por meio da tomada de potência (TDP). Para conhecer os efeitos de longo prazo do uso do OBG foi utilizado um teste de funcionamento previsto para 200 horas de operação. Amostras de óleo lubrificante foram analisadas para verificação do desgaste e outros problemas no motor. No teste de desempenho mecânico a potência na TDP foi em média de 37,2 kW e de 32,4 kW, enquanto que o consumo de combustível foi em média de 252 g/kWh e 291 g/kWh, respectivamente para o óleo Diesel e o OBG. Devido a anomalias no funcionamento como perda acentuada de potência, o teste de longa duração precisou ser interrompido após cerca de 60 horas. O motor foi retirado do trator para inspeção interna onde foi observado acúmulo de carvão nos bicos injetores e na cabeça dos pistões, entupimento das galerias de lubrificação, formação de “verniz” nos parafusos da bomba injetora, entre outras alterações. O óleo lubrificante apresentou elevados índices de viscosidade, contaminação pelo combustível, precipitação, redução das reservas alcalinas e aumento do teor de minerais, o que permitiu concluir que o uso de óleo bruto de girassol, naquele caso, provocou a redução do desempenho mecânico e alterações prejudiciais ao motor.

Sidibé et al. (2010) propuseram analisar o estado da arte do óleo vegetal cru filtrado (Straight Vegetable Oil) usado como combustível em motores Diesel, com base em um estudo bibliográfico (revisão da literatura). A primeira seção do documento examinou a influência do tipo e a qualidade de óleos vegetais para uso como combustível em motores Diesel. A segunda seção discutiu as vantagens e desvantagens de duas opções recomendadas para uso de SVO em motores Diesel: como bicomcombustível ou em misturas com óleo Diesel.

Pereira et al. (2012) testaram um motor de injeção indireta acoplado a um gerador de 20 kVA e os resultados foram comparados com os de um motor de injeção direta. Óleo de palma foi utilizado como combustível e o grupo gerador recebeu instrumentação para medir a temperatura do combustível e sua vazão, temperatura dos gases de exaustão na saída da câmara de combustão, energia elétrica produzida e emissões (CO e NO_x). Dados similares foram obtidos para o grupo gerador com óleo Diesel puro, para comparação. Os resultados mostraram que o motor de injeção indireta operando com óleo de palma teve um aumento no consumo específico de combustível, bem como concentrações de CO e NO_x e pequena queda na temperatura dos gases de exaustão, em comparação com o motor de injeção direta consumindo óleo de palma para os mesmos percentuais de carga.

Martini et al. (2012) avaliaram a influência da variação da temperatura, e consequente viscosidade, no consumo de óleo soja, com vistas à utilização de óleos vegetais diretamente como combustível nos motores ciclo Diesel. O método usado foi alimentação com 100% de

óleo de soja degomado nas temperaturas ambiente e pré-aquecido a 80°C, 100°C e 120°C, em comparação ao Diesel. Desenvolveram um sistema elétrico para o aquecimento do óleo, adaptado a um motor Diesel quatro cilindros, acoplado a uma bancada dinamométrica. O motor foi submetido à condição de 60% da carga nominal a 1900 rpm. O consumo total, o consumo na admissão, e o retorno de combustível foram mensurados através de diferença de massa em balança digital. Não houve diferença de consumo total para as quatro temperaturas do óleo de soja, sendo que estes foram em média 17% superiores ao observado para o Diesel. Porém, o pré-aquecimento do óleo de soja alterou os fluxos de admissão pela bomba e de retorno de combustível pelo sistema de injeção, onde o tratamento com pré-aquecimento a 120°C foi o mais semelhante ao Diesel.

Kumar et al. (2013) diluíram óleo de *Jatropha* com n-butanol, para melhorar as propriedades da mistura de combustível. Butanol foi considerado devido à sua baixa viscosidade, natureza oxigenada e miscibilidade completa com óleo de *Jatropha*. Três misturas diferentes foram preparadas com 5%, 10% e 20% de n-butanol, misturados com 95%, 90% e 80% de óleo de *Jatropha*, respectivamente. Várias propriedades físico-químicas foram avaliadas para as misturas JO-n-butanol. Ensaio exaustivos de motor foram realizados em um motor Diesel não modificado e os resultados foram comparados com dados de referência de Diesel. Os resultados indicaram que houve um ligeiro decréscimo no valor do poder calorífico, da viscosidade cinemática e densidade devido o aumento da percentagem de n-butanol no óleo de *Jatropha*. Eficiência térmica aumentou e o consumo específico de combustível reduziu com as misturas JO-n-butanol. Uma redução considerável da emissão de monóxido de carbono, dióxido de carbono, fuligem e NO_x foi observada durante o ensaio do motor. No entanto, as emissões de hidrocarbonetos não queimados foram um pouco superiores para a mistura JO-n-butanol, em comparação com os dados de referência do Diesel.

Deep et al. (2015) investigaram a adequação de misturas de óleo de casca de laranja e n-butanol como combustível alternativo para motores de ignição por compressão. Várias misturas de butanol com óleo de casca de laranja foram preparadas em base volumétrica e chamadas de B10OPO90 (10% de n-butanol e 90% de óleo de casca de laranja), B20OPO80 (20% de n-butanol e 80% de óleo de casca de laranja), B30OPO70 (30% n-butanol e 70% de óleo de casca de laranja) e B40OPO60 (40% de n-butanol e 60% de óleo de casca de laranja). Todas as misturas foram homogêneas e várias propriedades físico-químicas estavam em conformidade com as normas padrões. Na fase seguinte de experimentos, foram realizados vários ensaios em um motor Diesel monocilíndrico, capacidade média, usando as diferentes amostras de combustível de teste. A viscosidade cinemática de misturas foi encontrada como

decrecente para as misturas de n-butanol. Com misturas, a eficiência térmica foi mais baixa do que com o combustível Diesel. Emissões de CO indicaram que através do aumento da percentagem de n-butanol na mistura, houve uma redução apreciável da emissão a elevadas cargas, em relação a base de dados de referência do Diesel. Emissões de NO_x foi mais baixa para todas as misturas em condições de carga total, enquanto que opacidade de fumaça foi mais elevado para todas as cargas.

2.10.3 Revisão de trabalhos que abordaram a utilização de hidrogênio, oxicombustíveis ou misturas de combustíveis em motores de ignição por compressão.

Kumar et al (2003) realizaram experiências para avaliar o desempenho, durante o uso de pequenas quantidades de hidrogênio, de um motor de ignição por compressão alimentado principalmente com um óleo vegetal, denominado óleo de Jatropha. Um motor Diesel monocilíndrico, refrigerado a água, injeção direta, potência de 3,7 kW a 1500 rpm foi testado em velocidade nominal, sob condições de carga variável, com diferentes quantidades de hidrogênio sendo introduzido. Óleo de Jatropha foi injetado para dentro do motor de maneira convencional. Resultados indicaram um aumento na eficiência térmica de 27,3% para um máximo de 29,3% a 7% de participação, em massa, de hidrogênio a potência máxima. Fuligem foi reduzida de 4,4 para 3,7 BSU (Bosch Smoke Units) no melhor ponto de eficiência. Houve também uma redução das emissões de HC e CO, de 130 ppm para 100 ppm e de 0,26% para 0,17% em volume, respectivamente, na potência máxima. Com a indução de hidrogênio, devido às altas taxas de combustão, níveis de NO_x aumentaram de 735 para 875 ppm em carga máxima. Atraso de ignição, pico de pressão e taxa máxima de aumento de pressão também aumentaram. A duração da combustão foi reduzida devido à maior velocidade da chama de hidrogênio. Maior taxa de combustão pré-misturada foi observada com a indução de hidrogênio. Foi feita comparação com o Diesel utilizado como combustível piloto em vez de óleo vegetal. No caso do Diesel, a eficiência térmica foi sempre maior. Em parcela ótima de hidrogênio de 5% em massa, a eficiência térmica aumentou de 30,3% para 32,0%. Hidrocarbonetos, monóxido de carbono, a emissão de fuligem e o atraso da ignição também foram menores com o Diesel, em comparação com o óleo vegetal. Nível de fuligem diminuiu de 3,9 para 2,7 BSU com Diesel como combustível piloto para porções ideais de hidrogênio. Pico de pressão, taxa máxima de aumento de pressão, taxa de liberação de calor e níveis de NO_x foram maiores com o Diesel do que com óleo de Jatropha. De um modo geral, concluíram que a indução de pequenas quantidades de hidrogênio pode melhorar

significativamente o desempenho de um motor Diesel alimentado com óleo vegetal (*Jatropha*)/ óleo Diesel.

Ren et al. (2008) investigaram combustão e emissões em um motor Diesel, injeção direta, funcionando com misturas de Diesel com combustíveis oxigenados. Os resultados mostraram que existiram diferentes comportamentos na combustão entre as misturas de Diesel-diglima, e as outras cinco misturas Diesel-oxigenados, visto que a diglima tem o número de cetano mais elevado do que o Diesel, enquanto que os outros cinco compostos oxigenados estudados tem o número de cetano inferior que o combustível Diesel. A concentração de fuligem diminuiu, independentemente dos tipos de aditivos oxigenados, e a fuligem diminuiu com o aumento da fração mássica de oxigênio nas misturas, sem aumento de NO_x e do rendimento térmico do motor. A redução de fuligem esteve fortemente relacionada com o teor de oxigênio nas misturas. As concentrações de CO e HC diminuíram com o aumento da fração mássica de oxigênio nas misturas. Ao contrário dos motores Diesel convencionais alimentados a óleo Diesel puro, a operação de motores com misturas Diesel-oxigenados apresentou uma curva plana de NO_x / Fuligem versus fração mássica de oxigênio.

Rakopoulos et al. (2008) realizaram uma investigação computacional a partir da premissa de que o hidrogênio, enquanto combustível, possui o potencial de aumentar a eficiência da segunda lei, devido as diferenças fundamentais no mecanismo de geração de entropia durante a combustão, no que diz respeito aos combustíveis a base de hidrocarbonetos usuais. A partir desse efeito foi proposta a investigação para o caso de misturas de hidrogênio e de combustão de gás natural em um cilindro de motor Diesel. Os termos de disponibilidade do equilíbrio durante o funcionamento do motor foram estudados em função do teor de hidrogênio do combustível e dos parâmetros de funcionamento do motor. De particular importância foi a confirmação dos resultados fornecidos em trabalhos anteriormente desenvolvido pelos autores que, irreversibilidades de combustão durante a combustão do hidrogênio podem ser drasticamente reduzidas. Um modelo computacional de uma zona de funcionamento do motor foi usado e a hipótese de equilíbrio químico foi invocada para cálculos de combustão. Para a descrição dos processos do motor, como a preparação de combustível e de transferência de calor, modelos computacionais estabelecidos para combustíveis hidrocarbonetos foram usados para que a comparação fosse realizada sob a suposição de que a combustão do hidrogênio fosse viável em condições que não se afastasse muito de configurações de motores atuais.

Edwin-Geo et al. (2008) utilizaram hidrogênio como combustível induzido e óleo de semente de borracha (RSO), óleo de semente de borracha éster metílico (RSOME) e Diesel

como combustíveis principais em um motor bicombustível. Um motor Diesel monocilíndrico com potência nominal de 4,4 kW a 1500 rpm foi convertido para operar no modo bicombustível. Operação no modo bicombustível com variação na quantidade de hidrogênio, utilizando RSO e RSOME resultaram em maior eficiência térmica e redução significativa nos níveis de fuligem em altas potências de saída. A eficiência térmica máxima foi de 28,12%, 29,26% e 31,62% com RSO, RSOME e Diesel, com quota de energia de hidrogênio de 8,39%, 8,73% e 10,1%, respectivamente. A fuligem reduziu de 5,5 para 3,5 BSU com RSOME, e para RSO foi de 6,1 para 3,8 BSU no ponto de máxima eficiência. O pico de pressão e taxa máxima de aumento de pressão aumentaram com a indução de hidrogênio. Taxa de libertação de calor indicou um aumento da taxa de combustão com a indução de hidrogênio. No geral, concluíram que o hidrogênio pode ser introduzido juntamente com o ar, a fim de reduzir os níveis de fuligem e melhorar a eficiência térmica de motores Diesel alimentados com RSO e com biodiesel.

Wang et al. (2012) conduziu experimentos em um motor Diesel 4 cilindros injeção direta consumindo Diesel com teor de enxofre ultra baixo misturado com etanol, biodiesel e diglima para investigar as emissões de partículas em um motor a 1800 rpm e submetido a cinco níveis de cargas. Foram estudadas quatro misturas Diesel-etanol com concentrações de oxigênio de 2%, 4%, 6% e 8%, cinco misturas Diesel-biodiesel e cinco misturas Diesel-diglima combinadas com concentrações de oxigênio de 2%, 4%, 6%, 8% e 10%. Os resultados mostraram que a emissão de MP diminuiu com o aumento do teor de oxigênio nas misturas. Adição de etanol no Diesel aumentou HC, CO, e emissões de NO_x, e diminuiu a concentração do número de partículas. A adição de diglima ao Diesel apresentou uma tendência oposta a adição de etanol. Sob o mesmo teor de oxigênio, diferentes compostos oxigenados mostraram influência diferente sobre as emissões, particularmente na eficiência da redução de MP, indicando que as propriedades físicas e estrutura química também influenciam nas emissões de MP. A adição de diglima no Diesel pode reduzir simultaneamente as emissões de MP e de NO_x.

Zhou et al. (2013) realizaram um estudo experimental em um motor Diesel utilizando Diesel com ultrabaixo teor de enxofre (ULSD), éster metílico de palma (PME), um combustível misturado contendo 50% em volume de cada um dos ULSD e PME, e hidrogênio naturalmente aspirado, com o motor a 1800 rpm, submetido a cinco cargas. O hidrogênio foi adicionado para proporcionar 10% e 20% da energia total de combustível. Os seguintes resultados foram obtidos com a adição de hidrogênio. Houve pouca mudança no pico da pressão do cilindro e na taxa máxima de liberação de calor. A influência no consumo de

combustível e na eficiência térmica mostrou-se dependente da carga do motor e do combustível; sendo negativa para os três combustíveis líquidos em cargas baixas do motor, mais positiva para ULSD e B50, e insignificante para PME em cargas de média para altas. As emissões de CO e CO₂ diminuíram. HC diminuiu para médias a altas cargas, mas aumentou em baixas cargas. Emissões de NO_x aumentaram somente para PME, mas NO₂ aumentou para os três combustíveis líquidos. Opacidade de fumaça, massa de partículas e concentração dos números foram todos reduzidos para os três combustíveis líquidos.

Morais et al. (2013) investigaram o desempenho de dióxido de carbono (CO₂) a partir de um motor Diesel estacionário abastecido com óleo Diesel (B5) e hidrogênio (H₂). Os parâmetros de desempenho investigados foram consumo específico de combustível, eficiência efetiva do motor e eficiência volumétrica. O motor foi operado com variação da carga nominal de 0 kW a 40 kW, com óleo Diesel sendo injetado diretamente na câmara de combustão. Hidrogênio foi injetado no coletor de admissão, substituindo o óleo Diesel, em concentrações de 5%, 10%, 15% e 20% numa base de energia, mantendo os ajustes originais de injeção de óleo Diesel. Os resultados mostraram que a substituição parcial de óleo Diesel por hidrogênio nas condições de ensaio não afetou de forma significativa o consumo de combustível específico e a eficiência efetiva do motor, e diminuiu a eficiência volumétrica em até 6%. Por outro lado, a utilização de hidrogênio reduziu as emissões de CO₂ em até 12%, indicando que ele pode ser aplicado a motores para reduzir os efeitos do aquecimento global.

Happonen et al. (2013) estudaram como uma mistura de combustível (sendo 80% de óleo vegetal tratado com hidrogênio-HVO e 20% de éter di-n-pentílico-DNPE, contendo 2% de oxigênio, todos em base mássica) afetam as emissões de MP e de NO_x em um motor monocilíndrico. Observou-se que a mistura reduziu a massa de partículas emitida entre 25%-30%, dependendo da carga, enquanto que as emissões de NO_x alteraram menos de 5%. Além de reduções de emissões, os efeitos da mistura nas propriedades higroscópicas das partículas produzidas no escape foram estudadas usando um conjunto analisador móvel higroscópico diferencial (HTDMA). A adição de oxigênio no combustível levou a um pequeno aumento da higroscopicidade das partículas de escape.

No (2014) publicou um estudo onde revisou a aplicação de HVO produzido a partir de triglicérides de biomassa em motores de ignição por compressão. Observou que, das quatro tecnologias para melhoramento das propriedades do HVO em baixa temperatura, a isomerização é mais preferencialmente selecionada para a produção comercial de HVO. Constatou que o uso de HVO permite reduções sensíveis nas emissões de NO_x, MP, HC e CO, sem quaisquer alterações no motor ou em seu controle. A influência do HVO sobre as

emissões de NO_x ainda não estão tão claras devido as várias estratégias de recirculação dos gases de escape utilizadas. Além disso, o sistema de injeção de combustível pode exigir recalibração devido ao número elevado de cetano e baixa densidade do HVO. Por fim, constatou que dentre as tecnologias para reduzir as emissões de MP e de NO_x em motores de ignição por compressão alimentados por HVO, a tecnologia de otimização de motor é mais eficaz do que a de otimização de combustível.

Kim et al. (2014) estudaram o desempenho de um motor para comparar iso-HVO com Biodiesel (BD). Afirmam que o BD, cujo material típico é conhecido como FAME (Fatty Acid Metil Ester), possui alguns pontos negativos, tais como alta densidade e baixo valor calórico, apesar de ser melhor na redução de emissões e lubricidade quando comparado com o petro-Diesel (Diesel derivado do petróleo). Já o iso-HVO (biodiesel isomerizado tratado com hidrogênio) tem grandes vantagens competitivas que superam esses pontos fracos de biodiesel convencional. Em seus estudos, foram preparadas amostras de teste para 16 tipos de combustíveis, sendo 01 de petro-Diesel e amostras de BD, HVO e iso-HVO misturadas ao Diesel, em proporções de 2%, 10%, 20%, 30%, 50%, respectivamente. O desempenho do motor e as emissões foram testados em dinamômetro com um motor Diesel de automóvel de passageiros, de 1,5l, para avaliar a potência máxima, o consumo de combustível e de emissões, especialmente MP e NO_x. Iso-HVO teve um desempenho muito melhor do que o motor com BD e um pouco melhor do que o motor com HVO, mas um pouco pior do que o motor com petro-Diesel. Com relação a emissão, iso-HVO e HVO misturados ao Diesel emitiram menos CO do que BD, embora iso-HVO misturado ao Diesel emitiu níveis semelhantes de NO_x e MP para BD misturado. Todos os três tipos de biocombustíveis misturados a 50% mostraram que diminuí as concentrações de partículas em toda a faixa, em relação ao petro-Diesel.

An et al. (2014) desenvolveram um estudo cujo objetivo foi preencher a lacuna existente em combustão de biodiesel assistida por hidrogênio, e investigar seus impactos sobre as características de desempenho do motor de combustão e emissões. As simulações foram realizadas considerando um motor Diesel alimentado com biodiesel, com indução suplementar de 0,5%, 1%, 2% e 3%, em volume, de hidrogênio no ar. Um mecanismo de reação foi desenvolvido para incluir a cinética da reação de biodiesel e hidrogênio com o CO, NO_x e mecanismos de formação de fuligem. O mecanismo de reação desenvolvido foi validado pela realização dos cálculos do atraso de ignição contra o mecanismo de reação detalhado do biodiesel, bem como a simulação numérica 3D contra resultados experimentais. Boas concordâncias em termos de atraso de ignição, pressão no cilindro e predições de taxa

de liberação de calor foram obtidas. Um resumo dos resultados da simulação foi de que com o aumento da indução de hidrogênio, foi alcançado um aumento substancial no pico de pressão no cilindro e na taxa de liberação de calor, em condições de 50% e 100% de carga, indicando um melhor desempenho. Mas um desempenho reduzido foi observado em condições de cargas leves (10%) devido aos processos de combustão e ignição pobres. Em termos de emissões, uma tendência de decréscimo geral foi observada para CO e fuligem em todas as velocidades e cargas do motor e uma redução mais marcante foi encontrada com a máquina a 100% de carga. Além disso, devido a uma melhoria da combustão, as emissões de NO_x foram levemente melhoradas em cargas de 50% e 100% do motor.

Ali et al. (2014) investigaram as propriedades de ésteres metílicos de óleo de palma com a adição de teores dos aditivos etanol, butanol e éter dietílico. Os resultados revelaram melhoras no índice de acidez, densidade, viscosidade, ponto de fluidez e ponto de névoa acompanhado por uma leve diminuição no teor energético com o aumento da taxa de aditivação. As reduções de viscosidade a 5% de aditivo foram de 12%, 7% e 16,5% de etanol, butanol e éter dietílico, respectivamente, e a redução máxima no ponto de fluidez foi de 5°C a 5% de mistura de éter dietílico. Resultados de ensaio de motores revelaram uma notável melhora na potência de saída do motor e no consumo específico de combustível comparado com biodiesel de óleo de palma e o melhor desempenho foi obtido com éter etílico. Todas as amostras da mistura de biodiesel-aditivo atenderam os requisitos da norma ASTM D6751 padrão combustível biodiesel para as propriedades medidas.

2.11 Contribuição da Tese

A partir dos conhecimentos obtidos com a revisão bibliográfica são apresentadas algumas contribuições deste trabalho, relativo ao uso da metodologia adotada:

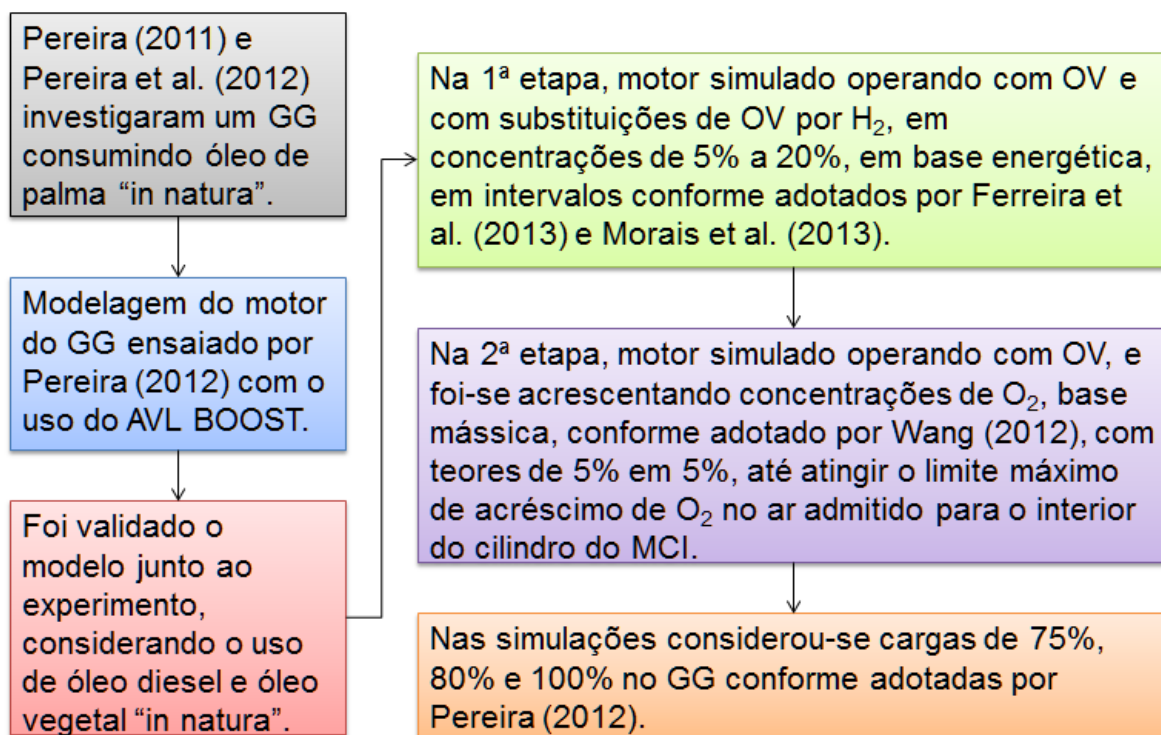
- 1- O trabalho contribui ao apresentar indicativos, através de simulação computacional, de melhora na eficiência energética de grupos geradores Diesel consumindo óleo vegetal “in natura”, a partir da inserção de hidrogênio ou oxigênio no processo de combustão;
- 2- Mostra como melhorias no processo de combustão agregam valores em parâmetros operacionais, tais como: potência elétrica, consumo específico de combustível e rendimento elétrico global, de grupos geradores Diesel operando com óleo vegetal “in natura”;
- 3- Esse estudo mostra como a metodologia desenvolvida possibilita indicar a existência de redução no consumo específico de combustível de motores Diesel, podendo ser utilizada por comunidades isoladas ou empresas que atendam a essas comunidades, na geração de energia elétrica.

3 METODOLOGIA

3.1 Introdução

Este capítulo descreve a metodologia adotada para a realização da modelagem e simulação computacional do grupo gerador Diesel, com a utilização do óleo vegetal como combustível principal, sendo enriquecido primeiramente com hidrogênio (H_2) e depois, em outra fase da simulação, enriquecido com oxigênio (O_2), conforme apresentado na Figura 12.

Figura 12 – Fluxograma representando a metodologia adotada no trabalho.



Fonte: O autor.

Pereira (2011) utilizou um grupo gerador consumindo óleo de palma “in natura” e comparou os resultados obtidos com uma base de dados de um grupo gerador que operou com óleo Diesel. A partir do trabalho de Pereira (2011) desenvolveu-se um modelo computacional do motor do grupo gerador por ele utilizado, com o uso do software AVL BOOST® v.2013.2. Em seguida, o modelo foi validado junto ao experimento realizado por Pereira (2011), considerando como combustível o óleo Diesel, e depois foi validado considerando como combustível o óleo vegetal. Após as validações, simulou-se o grupo gerador operando com 100% de OV “in natura”, e também substituindo o OV por concentrações de 0% a 20% de H_2 , em base energética, tendo como referência a energia contida no OV, em intervalos conforme

adotados no trabalho de Ferreira et al. (2013). Em seguida, efetuou-se outra etapa de simulações, com o grupo gerador operando com OV "in natura", sendo que nesta etapa, simulou-se acrescentando concentrações de O₂, conforme adotado por Wang et al. (2012), adicionando-se parcelas de 5% em 5% de O₂, até que fosse atingido o limite máximo permissível de acréscimo de O₂, no ar que fora admitido para o interior da câmara de combustão. As simulações de OV+H₂ e as simulações de OV+O₂ foram realizadas para 75%, 80% e 100% de carga no grupo gerador, conforme adotadas por Pereira (2011). São descritas com detalhes, a seguir, cada uma das etapas.

3.2 Metodologia Numérica

Para a criação do modelo computacional foram coletados dados geométricos e operacionais do grupo gerador Hyundai, modelo D4BB-G1, com potência máxima de 20kVA, composto por um motor de combustão interna Diesel, naturalmente aspirado, quatro cilindros e injeção indireta, cujas principais características são apresentadas na Tabela 5.

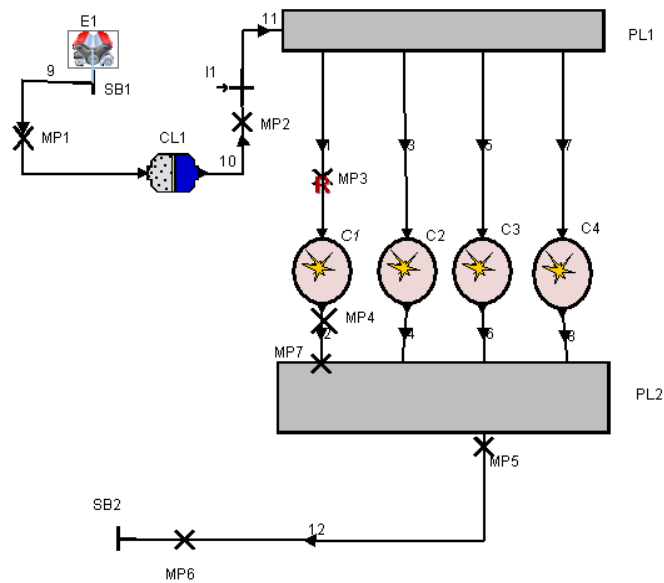
Tabela 5 - Principais características do grupo gerador Hyundai D4BB-G1.

PARÂMETRO	VALOR
Diâmetro x curso	0,911m x 0,100m
Cilindrada Total	2.607 x 10 ⁻³ m ³
Potência Nominal a 1800 RPM	18kVA
Taxa de Compressão	22:1
Tempo de Injeção do Combustível	5° ATDC
Ordem de Ignição	1-3-4-2
Tensão do Gerador	220V
Corrente do Gerador	47A
Frequência	60Hz
Numero de fases	3

Fonte: adaptado de Hyundai Auto Tech, 2015.

Após a coleta dos dados geométricos e operacionais do grupo gerador, listados no Anexo C, foi desenvolvido o modelo computacional do motor de combustão interna Diesel que está acoplado ao gerador, a partir da utilização do software AVL BOOST[®] versão 2013.2, cuja representação gráfica é apresentada na Figura 13:

Figura 13 - Representação gráfica do modelo computacional do motor de combustão interna.



Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

Esta representação gráfica foi construída na interface gráfica do usuário (GUI) onde cada ícone representa um componente do motor de combustão interna. Cada ícone foi selecionado e interligado, para que ocorresse a obtenção da figura acima apresentada. Uma vez acionados, esses ícones abrem janelas que permitem a inserção de dados geométricos e operacionais do motor, além de inicializarem os modelos matemáticos que realizaram os cálculos necessários da simulação. A Tabela 6 apresenta a nomenclatura dos principais elementos utilizados no modelo computacional apresentados na Figura 13.

Tabela 6 - Nomenclatura dos principais elementos utilizados no modelo computacional.

ELEMENTO	SIMBOLO	QUANTIDADE
Motor	E	1
Fronteiras do Sistema	SB	2
Pontos de Medição	MP	7
Filtro de Ar	CL	1
Injetor	I	1
Plenum	PL	2
Cilindro	C	4
Tubos conectando os componentes do motor	→	12

Fonte: O autor

A seguir, são apresentados os modelos constantes no “software” AVL BOOST® versão 2013.2, que foram adotados neste trabalho:

3.3 Modelo de Combustão

No início da modelagem computacional é necessário fazer a escolha do tipo do modo de transporte de espécies que o programa executará. O modo escolhido foi o de transporte de espécies clássico.

Tendo em vista que um dos objetivos da tese foi investigar de que maneira as melhorias na combustão podem aumentar a eficiência energética do grupo gerador, o conjunto câmara de combustão/cilindro do motor, foi o volume de controle considerado como a região onde, os fenômenos que lá ocorressem, teriam maior representatividade na simulação.

O modo mais simples para se modelar um processo de combustão é através da especificação direta da taxa de liberação de calor. A função Vibe, que geralmente é usada para aproximar as características de liberação de calor reais de um motor é dada como:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3.1)$$

sendo

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (3.2)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (3.3)$$

onde:

Q = entrada de calor total de combustível;

α = ângulo de manivelas;

α_0 = início da combustão;

$\Delta\alpha_c$ = duração da combustão;

m = parâmetro de forma;

a = parâmetro igual a 6,9 para indicar combustão completa.

A integral da função Vibe resulta na fração mássica de combustível que foi queimado desde o início da combustão, ou seja,

$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} \cdot d\alpha = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3.4)$$

onde

x = fração mássica de combustível queimada.

Dentre os modelos de combustão apresentados pelo “software”, os mais compatíveis para que fosse feita a modelagem do motor existente fisicamente foram os modelos: Single Vibe, Double Vibe, Woschni/Anisits e Vibe Two Zone. (AVL THEORY GUIDE, 2013).

O modelo Single Vibe apresentado na equação 3.1 é o mais simples, onde a integral da função Vibe fornece somente a fração mássica de combustível queimado desde o início da combustão.

No modelo Double Vibe ocorre a superposição de duas funções Vibe para aproximar, de forma mais precisa, a medida da liberação de calor, característica de um motor de ignição por compressão, injeção direta. Neste caso as duas funções Vibe são especificadas, sendo a primeira usada para o pico da combustão pré-misturada e a segunda para modelar a combustão controlada por difusão. Entretanto, para que fosse adotado esse modelo, seria necessário ser conhecida a atribuição de combustível para cada função, além do que o motor Hyundai modelado foi de injeção indireta.

No modelo Woschni/Anisits devem ser definidos além dos parâmetros da função Vibe, parâmetros característicos para um ponto de operação tais como, pressão e temperatura no cilindro, no momento de fechamento da válvula de admissão, além da dinâmica de abertura do bico injetor. Como esses dados não foram disponibilizados experimentalmente, não foi possível adotá-lo.

O modelo Vibe Two-Zone foi o escolhido por tratar-se de um modelo que especifica a taxa de liberação de calor, considerando a existência de duas regiões no interior da câmara de combustão, sendo uma região composta por frações mássicas de gases não queimados e outra região composta por frações mássicas de gases queimados. O fluxo de calor entre as duas zonas é desprezado pelo modelo. O modelo não leva em conta mecanismos de cinética química do combustível. Desta forma, o cálculo do estado termodinâmico do cilindro é realizado com base na 1ª Lei da Termodinâmica, a partir das equações a seguir:

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (3.5)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (3.6)$$

onde:

índice b = zona composta por gases queimados;

índice u = zona composta por gases não queimados.

$\frac{d(m.u)}{d\alpha}$ = Variação da energia interna no cilindro;

$-p_c \frac{dV}{d\alpha} = \text{Trabalho do pistão};$

$\frac{dQ_F}{d\alpha} = \text{Taxa de liberação de calor do combustível};$

$\sum \frac{dQ_W}{d\alpha} = \text{Perdas de calor pelas paredes};$

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} = \text{Perdas devido o fluxo de entalpia através do blow-by}.$

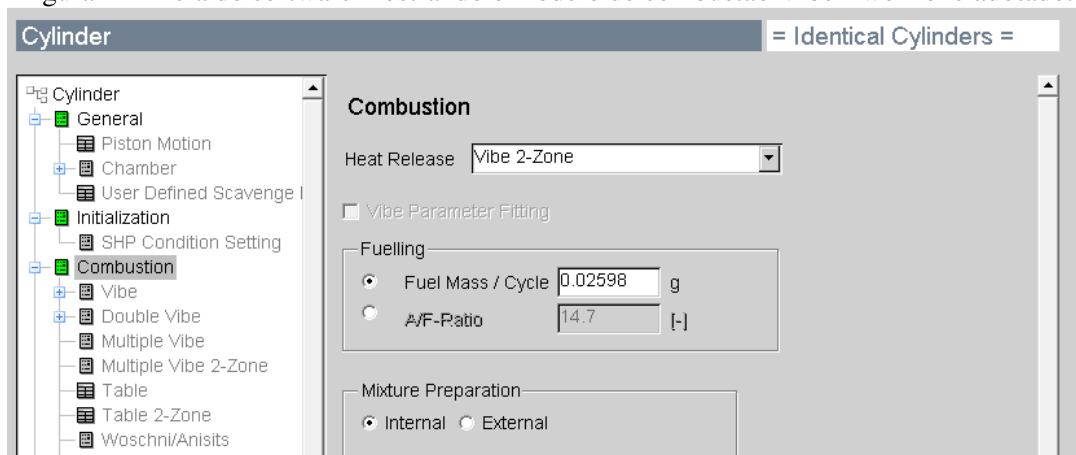
$h_u \frac{dm_B}{d\alpha} = \text{Engloba o fluxo de entalpia da zona de gases não queimados para a zona de gases queimados devido a conversão de uma nova carga de ar fresco em produtos de combustão}.$

A Figura 14 mostra a tela de configuração do cilindro, seção combustão, apresentando a escolha do modelo Vibe Two-Zone, a massa/ciclo de OV injetado no interior do cilindro, neste caso para 100% de carga e o modo de preparação da mistura como sendo interno, ou seja, OV e ar misturados no interior do cilindro, pois quando simulados com o H₂ e o O₂, esses elementos foram inseridos pelo injetor localizado pouco antes do coletor de admissão.

Ao se optar pelo modo de preparação de mistura interna, o programa assume que:

- o combustível adicionado à carga do cilindro é imediatamente queimado;
- os produtos da combustão se misturam instantaneamente com o restante da carga do cilindro e formam uma mistura uniforme;
- como uma consequência, a razão ar-combustível da carga restante diminui continuamente, de um valor elevado, no início da combustão, para um valor final, no fim da combustão.

Figura 14 - Tela do software mostrando o modelo de combustão Vibe Two-Zone adotado.

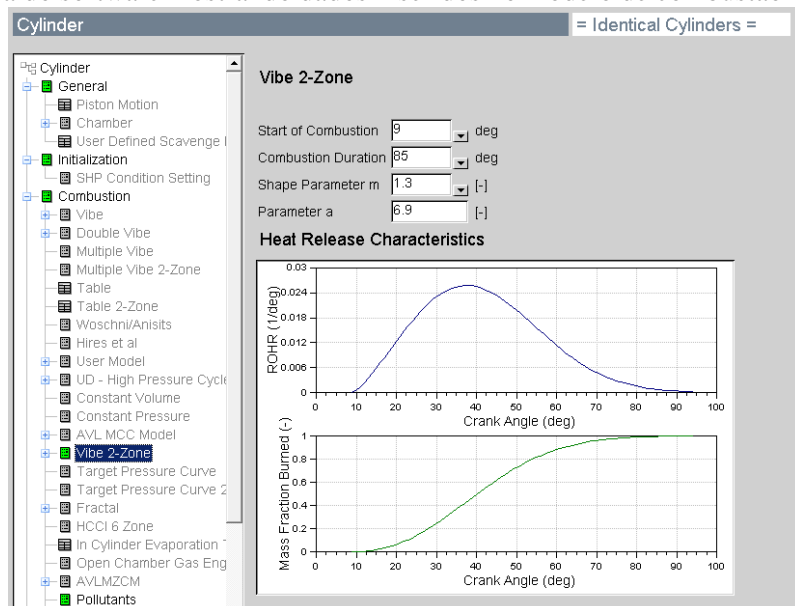


Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

A configuração apresentada na Figura 15, a seguir, mostra os dados necessários para que o modelo de combustão Vibe Two-Zone possa ser implementado. Foi necessário informar

o ângulo do virabrequim em que ocorreu o início da combustão, assim como o ângulo de duração da combustão, valores estes obtidos com ajustes efetuados na fase de validação do modelo, além dos parâmetros adimensionais ‘a’, adotado 6,9 para indicar que ocorreu uma combustão completa no interior do cilindro, e ‘m’, escolhido 1,3 por estar dentro da faixa permissível e indicada pela literatura, considerado para motores Diesel estacionários com velocidade média. (AVL USERS GUIDE, 2013). A tela do software apresentada na Figura 15 possibilita visualizar os gráficos de taxa de liberação de calor e de fração mássica de combustível queimado, ambos em função do ângulo do virabrequim, durante o processo de explosão, considerando que o ângulo 0 refere-se ao pistão localizado no PMS.

Figura 15 - Tela do software mostrando dados inseridos no modelo de combustão Vibe Two-Zone.



Fonte: Adaptado de AVL BOOST[®] v.2013.2, 2013.

3.4 Modelo de Limpeza dos Cilindros

Esse modelo considera a eficiência da limpeza, que é definida como o volume de ar fresco no interior do cilindro relacionado com o volume total do cilindro, e a taxa de entrega que é definida como o volume total de ar que entra no cilindro relacionado com o volume total do cilindro. Neste trabalho foi mantido o padrão adotado pelo software AVL BOOST[®] para motores quatro tempos, que é o modelo Perfect Mixing, o qual considera que o gás que entra no cilindro é imediatamente misturado com o conteúdo do cilindro, e o gás que deixa o cilindro tem a mesma composição que a mistura do cilindro (AVL USERS GUIDE, 2013).

Além da escolha do modelo, foi necessário inserir dados geométricos na tela geral do cilindro, apresentada na Figura 16, os quais foram medidos diretamente no motor e/ou obtidos no manual do fabricante (HYUNDAI AUTO TECH, 2015).

Figura 16 - Tela geral do cilindro mostrando dados geométricos inseridos e o modelo de limpeza adotado.

Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

3.5 Modelo de Transferência de Calor

O modelo de transferência de calor escolhido para representar a transferência de calor do cilindro para as parede do motor foi o Woschni (1978), representado pela seguinte equação (AVL THEORY GUIDE, 2013):

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,o}) \right]^{0.8} \quad (3.7)$$

onde:

$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u/c_m$;

$C_2 = 0.00622$ para motores IDI;

D = diâmetro do cilindro (mm);

c_m = velocidade média do pistão (m/s);

c_u = velocidade circunferencial (rad/s);

V_D = deslocamento por cilindro (m/s);

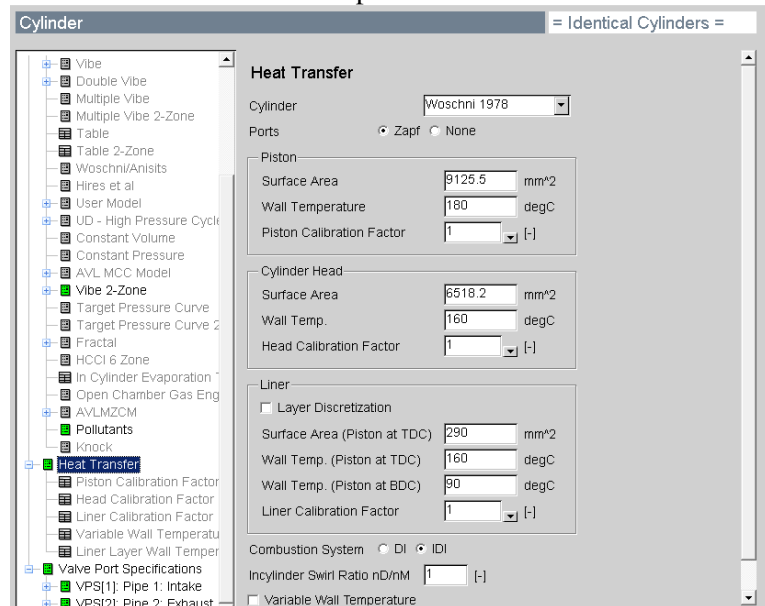
$p_{c,o}$ = pressão de cilindro normalizada do motor (MPa);

$T_{c,1}$ = temperatura no cilindro no fechamento da válvula de admissão (IVC) (°C);

$p_{c,1}$ = pressão no cilindro no fechamento da válvula de admissão (IVC) (Mpa);

A Figura 17 apresenta a tela com os dados necessários a serem inseridos, os quais foram medidos no motor e calculados conforme indicado por AVL Users Guide (2013).

Figura 17 - Tela de transferência de calor apresentando dados inseridos e o modelo adotado.

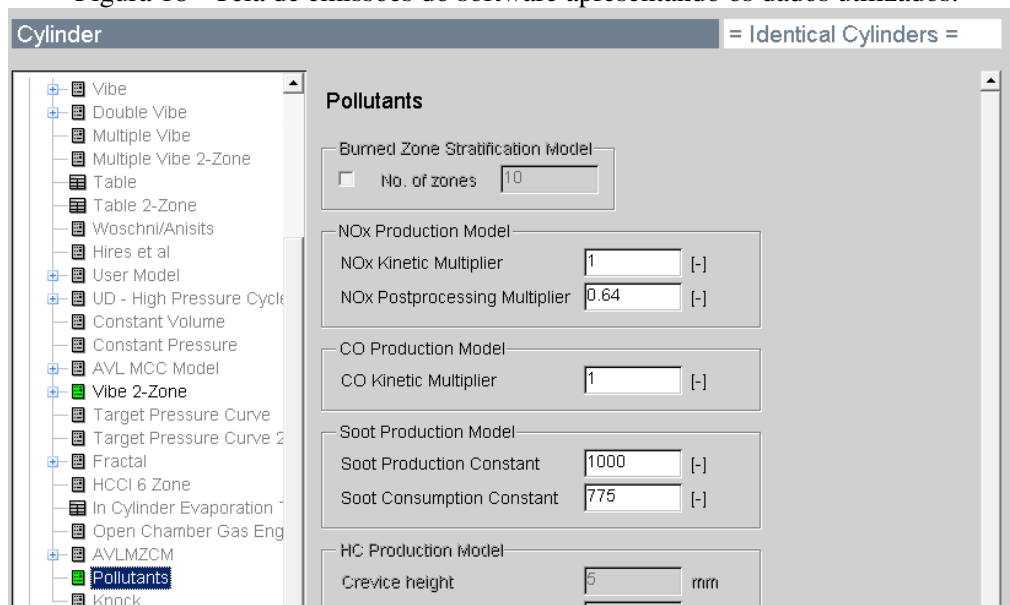


Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

3.6 Modelo de Emissões

Considerando que a metodologia adotada considera o cálculo da composição dos produtos no equilíbrio, os modelos de formação das concentrações de NO_x, CO e fuligem usados foram os fornecidos pelo software AVL BOOST®. O modelo de formação de NO_x foi baseado no modelo de Pattas and Hafner (1973), segundo AVL Theory Guide (2013), o qual leva em conta 6 reações elementares baseadas no mecanismo de Zeldovich, utilizando 8 espécies. O modelo de formação de CO foi baseado no modelo de Onorati et al. (2001), segundo AVL Theory Guide (2013), o qual leva em conta 2 reações elementares, utilizando 6 espécies. O modelo de formação de fuligem foi baseado no modelo de Schubiger et al. (2002), segundo AVL Theory Guide (2013) e leva em conta 2 reações elementares: uma de formação e outra de oxidação. Esses modelos são apresentados no ANEXO A. A Figura 18 mostra a tela de configuração das emissões do programa, onde podem ser vistos os valores adotados como padrão pelo software e utilizados na simulação. Observa-se que a simulação foi assumida para os quatro cilindros, na tela denotada por “Cilindros Idênticos”.

Figura 18 - Tela de emissões do software apresentando os dados utilizados.



Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

3.7 Inserção de dados no “software” referente às válvulas

Na fase de especificação e inserção dos dados referentes às válvulas de admissão e de escape do cabeçote do motor, como o programa solicita esses dados a fim de compor na modelagem do conjunto câmara de combustão/cilindro, foram coletados diretamente do motor do grupo gerador Hyundai D4BB-G1, os dados geométricos das válvulas tais como diâmetro interno do assento de válvula, folga de válvulas, entre outras dimensões, a partir de medições diretas realizadas com a utilização de paquímetros universais com exatidão de 0,02 mm e 0,05 mm.

Para a medição do deslocamento das válvulas, foram utilizados relógios comparadores analógicos com exatidão de 0,01 mm e goniômetro com exatidão de 5 minutos. Foi retirada a tampa do cabeçote, o relógio comparador teve a sua ponta de medição posicionada em cima da haste da válvula e o goniômetro no volante do motor. As correias de transmissão não foram desmontadas, pois é necessário que se mantenha o sincronismo entre os movimentos do eixo virabrequim e do eixo de comando de válvulas. Para cada giro de 14° no eixo virabrequim, foi anotado o respectivo deslocamento vertical realizado pela válvula. As medições foram realizadas para válvulas de admissão e escape pertencentes à mesma câmara de combustão e foram feitas 18 medições para cada uma dessas válvulas.

O deslocamento total da válvula é quando a mesma, que inicialmente está fechada, se desloca executando o seu curso de abertura total e depois retorna até fechar totalmente sua abertura. A válvula de admissão apresentou um deslocamento total, em ângulos de giro do

virabrequim correspondente, de 249°, iniciando sua abertura em 20° antes do PMS (pistão terminando o tempo de exaustão) e fechando em 49° depois do PMI (pistão iniciando o tempo de compressão). O deslocamento total da válvula de escape foi de 257°, abrindo em 55° antes do PMI (pistão ainda no tempo de explosão) e fechando em 22° depois do PMS (pistão iniciando o tempo de admissão).

No ANEXO B são apresentadas as telas de entrada e os dados inseridos. O AVL BOOST® permite que essa entrada de dados seja realizada inserindo-se o ângulo do virabrequim correspondente ao início de abertura da válvula, o deslocamento total da válvula, a quantidade de pontos coletados e o deslocamento vertical da válvula para cada ponto coletado (em mm). A fim de plotar a curva de deslocamento, o “software” calcula o ângulo de manivelas exato referente a cada ponto de deslocamento da válvula e traça a curva de deslocamento.

3.8 Inserção das propriedades termodinâmicas do óleo vegetal

O software AVL BOOST® versão 2013.2 possui um banco de dados padrão de combustíveis, mas também permite ao usuário inserir dados das propriedades dos gases, de substâncias que não constam nesse banco de dados, sejam elas usadas como vapor de combustível ou produtos da combustão. No caso deste trabalho, como um dos objetivos foi simular o grupo gerador utilizando o óleo vegetal como combustível principal, e como ele não consta nesta base de dados, então o mesmo precisou ser inserido, na condição de “combustível definido pelo usuário”, tendo sido necessário obter as suas propriedades, para então, poder ser feita a mistura do OV com os elementos H₂ e O₂, nas proporções pré-estabelecidas para a simulação. Desta forma, as propriedades termodinâmicas de estado padrão das espécies (considerando gás ideal) foram calculadas através de ajustes polinomiais para o calor específico a pressão constante, entalpia de estado padrão e entropia de estado padrão, conforme as equações a seguir. Todas as demais propriedades termodinâmicas, o “software” calcula a partir de c_p, H° e S°.

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (3.8)$$

$$\frac{H^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (3.9)$$

$$\frac{S^0}{RT} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (3.10)$$

Foi obtida a tabela de calor específico para o óleo de palma, com temperatura variando de 20°C a 300°C (293,15K a 573,15K), em Chempro (2013). A partir desta tabela, utilizou-se do EXCEL para construir a tabela $c_p/R \times T$, traçar a curva para o óleo vegetal, e obter a equação polinomial de 4ª ordem, onde são apresentadas as constantes a_1 até a_5 mostradas no ANEXO D. Em seguida, a partir das orientações do manual de base de dados termodinâmicos, em AVL Gás Properties (2013), foram determinados os coeficientes a_6 e a_7 , cujas constantes foram fornecidas ao “software”, conforme apresentado na Figura 19 abaixo:

Figura 19 - Tela de configuração apresentando dados referentes ao óleo vegetal.

PALMATST

Load Data From Thermodynamic Data File

Molar mass: 0.20032388 kg / mol
 Lower heating value: 38085437 J / kg
 Stoichiometric A/F ratio: 11.72693 [-]
 Carbon/Total mass ratio: 0.71950384 [-]
 Oxygen/Total mass ratio: 0.15973532 [-]
 Nitrogen/Total mass ratio: 0 [-]

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$

$$\frac{H^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T}$$

$$\frac{S^0}{RT} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7$$

Enthalpy/Entropy Polynomial Coefficients

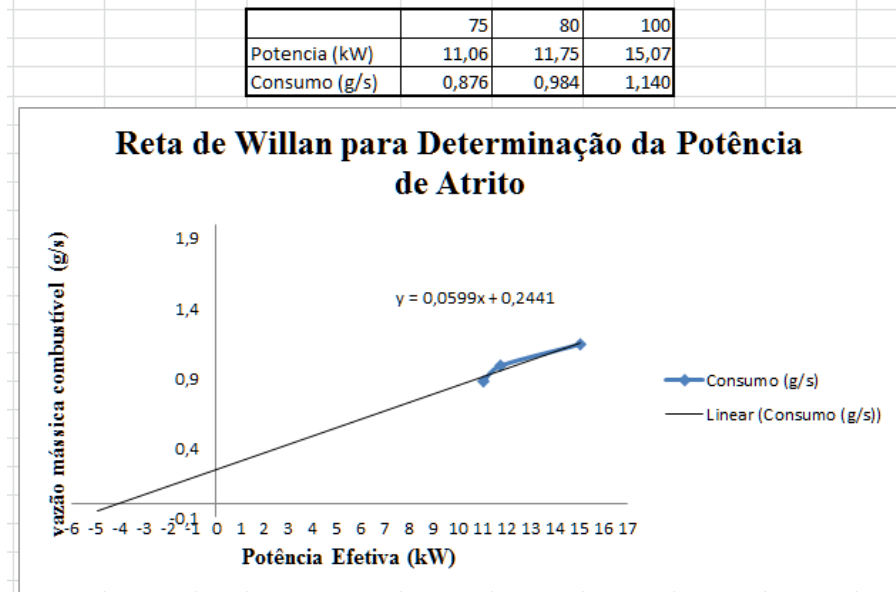
	Upper Temp. Range	Lower Temp. Range
a1 (-)	0.1572	-0.2854
a2 (1/K)	0.0002	0.0037
a3 (1/K ²)	-6e-08	-1e-05
a4 (1/K ³)	1e-09	1e-08
a5 (1/K ⁴)	-7e-13	-7e-12
a6 (K)	-84.595621	-7.4722859
a7 (-)	-0.95283906	0.97244463

Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

3.9 Obtenção da Potência de Atrito

O valor da potência elétrica gerada obtida por Pereira (2011) foi de 14,32 kW para 100% de carga no gerador. Considerando-se que houve perdas de 5% entre a potência elétrica gerada e a potência efetiva do motor, o valor da potência efetiva do motor considerado foi de 15,07 kW para o gerador a 100% de carga. Utilizando-se o mesmo raciocínio, foram considerados os valores da potência efetiva para as cargas de 80% e 75%, traçando-se a Reta de Willan para a determinação da Potência de Atrito do motor, conforme mostrado na Figura 20, a seguir:

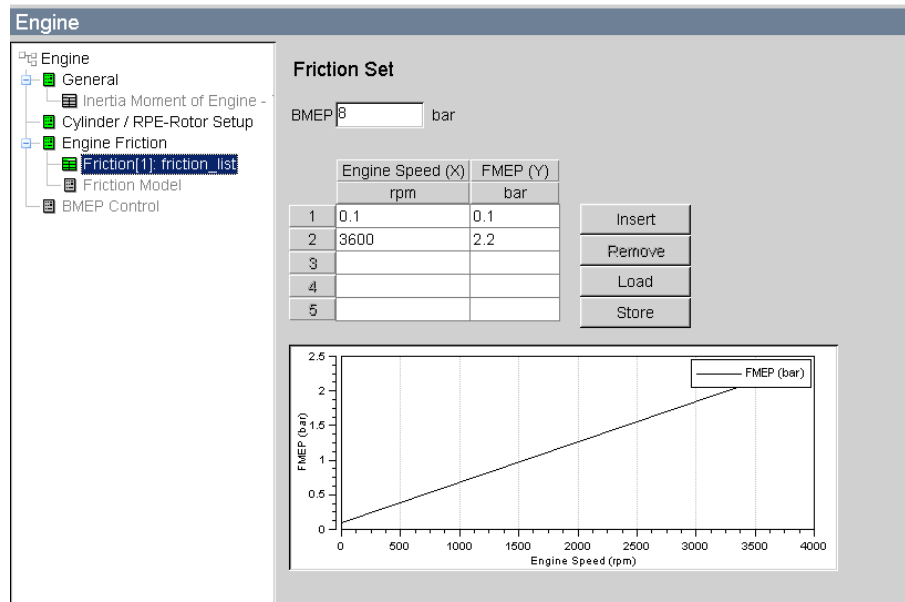
Figura 20 - Obtenção da Potência de Atrito a partir da Reta de Willan.



Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

A partir da Figura 20 o valor da Potência de Atrito pôde ser estimado próximo a 4,1 kW. Com o valor da Potência de Atrito, e com a utilização da equação (2.21) apresentada no Capítulo 2, obteve-se a pressão média efetiva de atrito (FMEP) de 1,1 bar, a qual é necessária para alimentar a configuração do motor no software, conforme apresentado na Figura 21.

Figura 21 - Tela de configuração apresentando dados referentes a Potência de Atrito inserido no programa.



Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

3.10 Demais modelos utilizados

Os modelos utilizados de alguns componentes do motor, e alguns dados inseridos no programa, entre eles plenums, tubos, fronteiras do sistema e injetor são apresentados no ANEXO E. Como alguns dos dados e coeficientes requeridos por esses modelos só podem ser obtidos de forma experimental, alguns desses dados são sugeridos pelo software AVL BOOST[®] como padrão e foram adotados nos modelos.

3.11 Ajustes e validação do modelo computacional

Depois de feito a montagem da representação gráfica que melhor simbolizasse o motor (Figura 13), realizada a escolha dos modelos computacionais para cada componente e feito a inserção dos dados solicitados para a criação do modelo computacional no AVL BOOST[®], o mesmo foi ajustado e validado junto aos dados experimentais obtidos por Pereira (2011), para o motor operando com Diesel e com óleo vegetal, para cargas de 100%, 80% e 75%, conforme apresentado na Tabela 7, a seguir:

Tabela 7 - Validação dos dados simulados junto ao trabalho experimental de Pereira (2011).

CARGA= 100%						
PARÂMETROS	DIESEL			ÓLEO VEGETAL		
	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO	DIF. (%)	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO	DIF. (%)
Potência Elétrica (kW)	14,32	14,32	0,00	14,82	14,80	0,13
Rendimento Elétrico (%)	31,22	32,04	2,62	24,93	25,07	0,56
Vazão Mássica (g/s)	1,17	1,14	2,63	1,56	1,55	0,64
Temp. Gases Saída Cil.(°C)	296	308	4,05	292	304	4,10
Consumo Específico (g/kWh)	292,84	277,83	5,40	380,97	360,25	5,75
CARGA= 80%						
PARÂMETROS	DIESEL			ÓLEO VEGETAL		
	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO	DIF. (%)	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO	DIF. (%)
Potência Elétrica (kW)	11,75	11,71	0,34	11,59	11,61	0,17
Rendimento Elétrico (%)	29,67	27,40	8,28	22,71	22,75	0,17
Vazão Mássica (g/s)	1,09	1,09	0,00	1,34	1,34	0,00
Temp. Gases Saída Cil.(°C)	260	319	22,7	248	284	14,5
Consumo Específico (g/kWh)	334,68	318,88	4,95	418,14	394,21	6,0

CARGA= 75%	DIESEL			ÓLEO VEGETAL		
	PARÂMETROS	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO	DIF. (%)	VALOR EXPERIMENTAL	VALOR SIMULADO
Potência Elétrica (kW)	11,06	11,03	0,27	11,03	10,98	0,45
Rendimento Elétrico (%)	28,21	28,13	0,28	23,92	23,82	0,42
Vazão Mássica (g/s)	1,00	1,00	0,00	1,21	1,21	0,00
Temp. Gases Saída Cil.(°C)	250	293	17,2	235	262	11,48
Consumo Específico (g/kWh)	326,31	310,24	6,1	399,55	376,88	6,0

Fonte: O autor.

O parâmetro que foi variado para a realização do ajuste do modelo foi a duração da combustão, onde a mesma variou de 85° (100% de carga no gerador) para 61° (75% de carga no gerador) do ângulo do virabrequim. Após o ajuste e validação do modelo computacional junto aos dados experimentais obtidos por Pereira (2011), verificou-se que as diferenças entre os valores experimentais e os simulados, apresentados em porcentagem, existentes entre as grandezas validadas, tais como potência elétrica, rendimento elétrico, vazão mássica e consumo específico ficaram dentro de margens consideradas aceitáveis. Apenas a temperatura dos gases na saída do cilindro para cargas de 80% e 75% é que apresentaram diferenças maiores entre os valores experimentais e simulados. Desta forma, considerou-se o modelo validado e apto para realizar as simulações alvo deste estudo.

3.12 Metodologia de inserção do H₂ e do O₂ na mistura ar + óleo vegetal

Para a execução da simulação foram consideradas variações nas cargas do grupo gerador, iguais às adotadas por Pereira (2011), ou seja, 100%, 80% e 75% de carga. Como a combustão em motores Diesel ocorre por chama difusa, considerou-se na simulação que a combustão ocorreu em condições estequiométricas. Os valores adotados para o Poder Calorífico Inferior (PCI) do óleo vegetal foi de 38.085 kJ/kg. O PCI do H₂ e do O₂ foram os fornecidos pelo banco de dados do AVL BOOST[®], ou seja, 120.043 kJ/kg e -26.494 kJ/kg, respectivamente. Primeiramente, a simulação ocorreu somente com óleo vegetal “in natura” (OV100) como combustível, sendo mantida constante sua vazão mássica em 1,558 g/s, o que significou o grupo gerador operando a 100% de carga. Em seguida, foi realizada a simulação com a injeção de H₂ na entrada do coletor de admissão, a partir de um injetor. A exemplo de Moraes et al. (2013), variou-se a concentração de H₂ de 0% a 20%, em intervalos de 5%. Isso implicou em uma substituição energética de OV por H₂, isto é, houve uma redução na quantidade de OV disponibilizado ao motor, em base energética, ou seja, como o PCI do H₂ é maior do que o PCI do OV, a quantidade de energia de OV foi substituída pela mesma quantidade de energia de H₂, mas a quantidade em massa de H₂ que substituiu a quantidade em massa de OV foi, obviamente, menor para cada caso simulado como mostrado na Tabela 8. A notação adotada para cada quantidade de H₂ injetada que substituiu o OV foi OV95H5 (5% H₂), OV90H10 (10% H₂), OV85H15 (15% H₂) e OV80H20 (20% H₂). O mesmo procedimento foi repetido para as cargas de 80% e 75%.

Tabela 8 – Composição do combustível (OV+H₂) para diferentes cargas.

CARGA (%)		COMPOSIÇÃO DO COMBUSTÍVEL (x10 ⁻² g/s)				
		OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75%	OV	116,9	115,1	113,2	111,4	109,5
	H2	0,0	1,8	3,7	5,5	7,4
80%	OV	124,7	122,8	120,8	118,8	116,8
	H2	0,0	1,9	3,9	5,9	7,9
100%	OV	155,8	153,4	150,9	148,4	145,9
	H2	0,0	2,4	4,9	7,4	9,9

Fonte: O autor.

Observa-se que nesta metodologia não foi abordado o efeito cinético da adição de H₂ e sim a redução da massa de combustível (OV), o que provoca a antecipação do fim da combustão. Como o aumento da concentração de H₂ causa uma aceleração da cinética e aumento dos radicais livres, é esperada uma antecipação do final da combustão ainda maior.

Wang et al. (2012) utilizaram em seus experimentos, misturas de Diesel com outros combustíveis oxigenados, acrescidos com parcelas de 2% em 2% de O₂, chegando a 10% em alguns casos. Seguindo a mesma linha de investigação de Wang et al. (2012), na segunda etapa deste trabalho, objetivando estudar qual seria a influência do O₂ na combustão de óleo vegetal “in natura”, ocorreram as simulações do motor do grupo gerador com a adição de O₂, em parcelas de 5% em 5%, até que fosse atingido o limite máximo permissível de acréscimo de O₂ no ar, injetado para o interior da câmara de combustão.

Tal como a metodologia adotada na simulação de OV+H₂, O₂ foi injetado na entrada do coletor de admissão, a partir de um injetor. Assim, as concentrações de O₂ injetadas implicaram em um acréscimo, em massa, de O₂ no ar que entrou no cilindro. Esse método foi realizado também para cargas de 100%, 80% e 75% no gerador.

Para 100% de carga no gerador, a razão de equivalência da mistura, pobre em combustível, foi de 14,7, a quantidade de combustível OV injetada foi de 1,55 g/s, então a quantidade de ar foi de 22,9 g/s. Considerando que o ar possui em massa, 76,7% de N₂ e 23,3% de O₂, então a quantidade de O₂ neste caso é de 5,3 g/s. A este valor foram acrescidos os percentuais de O₂, de 5% em 5%, em massa, pelo injetor, localizado na entrada do coletor de admissão, sendo este método repetido para as cargas de 80% e 75% no grupo gerador, obedecendo às devidas proporcionalidades.

Assim, a lógica de inserção de O₂ é, para cada O₂ introduzido ocorre um deslocamento de 3,76 de N₂, aumentando a temperatura adiabática da mistura, porém essa estratégia tem um limite de saturação que implica no declínio da temperatura adiabática. A inserção de O₂ no OV é apresentada na Tabela 9.

Nesta Tabela 9 tem-se uma melhor visualização de como foi a simulação dos modelos, com cargas variadas e com o enriquecimento do ar a partir da inserção de parcelas de O₂. Conforme as concentrações de O₂ foram sendo inseridas pelo injetor, visualizou-se que existia uma quantidade máxima possível de O₂ que poderia ser injetada, para cada carga aplicada ao gerador. Acima desse percentual de O₂ para cada carga simulada, o programa apresentou mensagem de erro e parou de simular, pois a temperatura no interior do cilindro indicava estar abaixo de 150°C. Este fenômeno é decorrente do fato que, uma excessiva quantidade de O₂ injetada no interior da câmara de combustão através do coletor de admissão irá proporcionar uma diminuição na temperatura final nos cilindros.

Tabela 9 - Variação do acréscimo de O₂ no OV com a carga.

ACRÉSCIMO DE O ₂ NO OV (x10 ⁻² g/s)	CARGA		TOTAL O ₂ INJETADO	CARGA		TOTAL O ₂ INJETADO	CARGA		TOTAL O ₂ INJETADO
	75%		(x10 ⁻² g/s)	80%		(x10 ⁻² g/s)	100%		(x10 ⁻² g/s)
	OV	O ₂		OV	O ₂		OV	O ₂	
O2P100	116,9	319,3	319,3	124,7	340,6	340,6	155,8	534,1	534,1
5O2P100	116,9	+15,9	335,2	124,7	+17,0	357,6	155,8	+26,7	560,8
10O2P100	116,9	+31,9	351,2	124,7	+34,0	374,6	155,8	+53,4	587,5
12O2P100	116,9	+38,3	357,6	-	-	-	-	-	-
14O2P100	-	-	-	124,7	+47,6	388,2	-	-	-
15O2P100	-	-	-	-	-	-	155,8	+80,1	614,2
20O2P100	-	-	-	-	-	-	155,8	+106,8	640,9
25O2P100	-	-	-	-	-	-	155,8	+133,5	667,6
30O2P100	-	-	-	-	-	-	155,8	+160,2	694,3
33O2P100	-	-	-	-	-	-	155,8	+176,2	710,3

Fonte: O autor.

Na simulação com a utilização de H₂ foram gerados 15 casos, que foram os casos que contemplaram variações de 0%, 5%, 10%, 15% e 20% de H₂ para cada um dos três casos de carga (75%, 80% e 100%) e na simulação que utilizou O₂, foram gerados 8 casos de simulação para 100% de carga e 4 casos para cada uma das cargas de 80% e 75% no grupo gerador. Ao todo, foram gerados 31 casos de simulação nesta pesquisa.

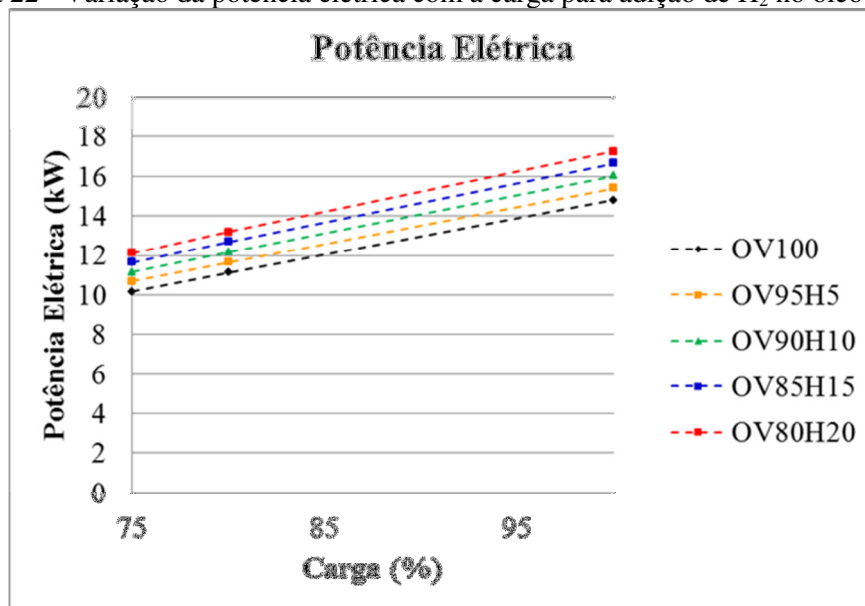
Esta Tese foi escrita seguindo-se as Normas de Documentação NBR 14724-2011, que dispõe sobre Trabalhos Acadêmicos, NBR 6023-2002, que dispõe sobre Referências e NBR 10520-2002, que dispõe sobre Citações em Documentos, da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Simulações do óleo vegetal enriquecido com hidrogênio

A Figura 22 apresenta variações da potência elétrica com as cargas no gerador, para cada uma das concentrações de H_2 no óleo vegetal. A simulação mostrou que ocorreu um aumento linear na potência elétrica disponibilizada pelo gerador, quando aumentou a concentração de H_2 em substituição ao OV. Ocorreu um aumento de 19,2% para o gerador operando com 75% de carga e um aumento de 16,5% para o gerador operando a 100% de carga. Esse aumento na potência elétrica é uma consequência do aumento da injeção de H_2 , em substituição ao OV, conforme mostra a Tabela 8 apresentada no Capítulo 3, onde, como a energia contida na mistura é a mesma, esse aumento na injeção de H_2 provoca a antecipação do fim da combustão da mistura OV + H_2 , elevando a potência do grupo gerador.

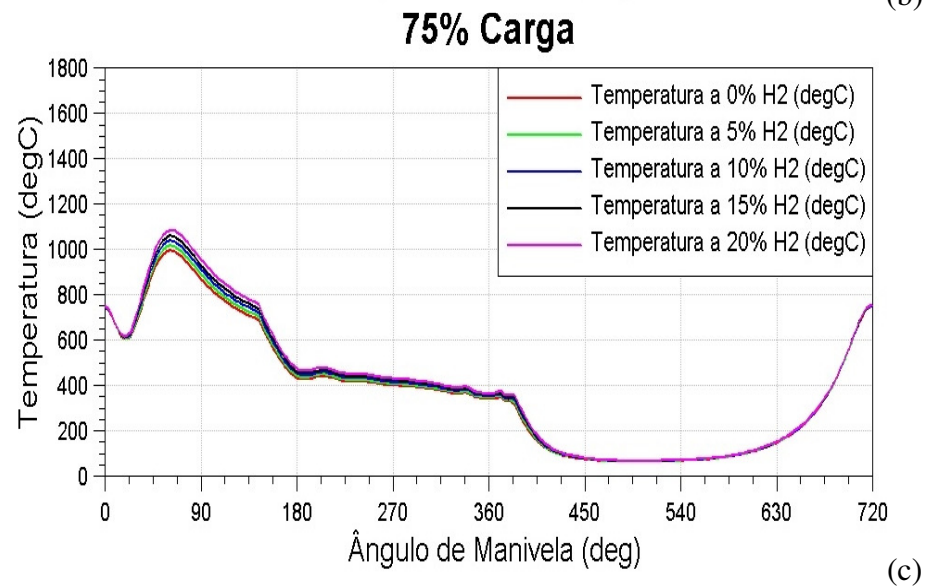
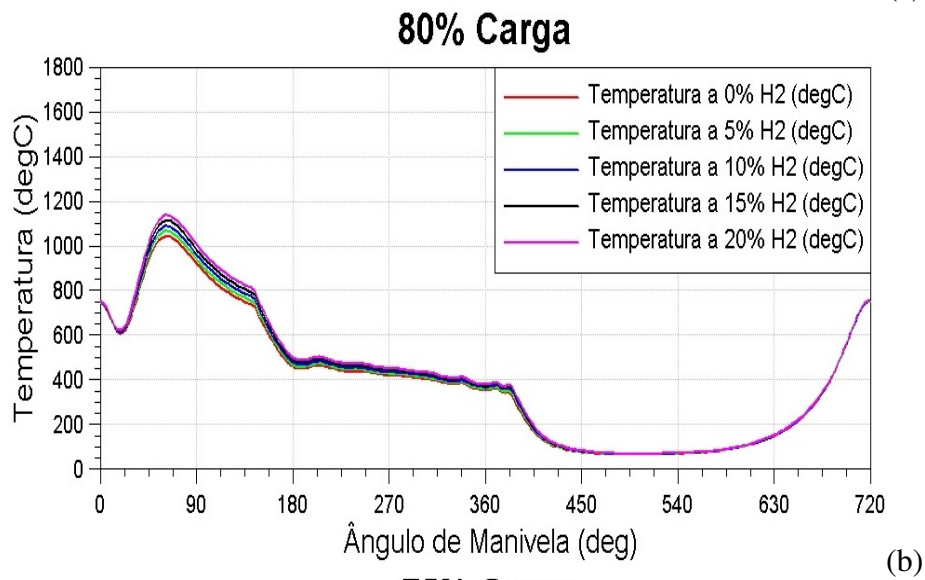
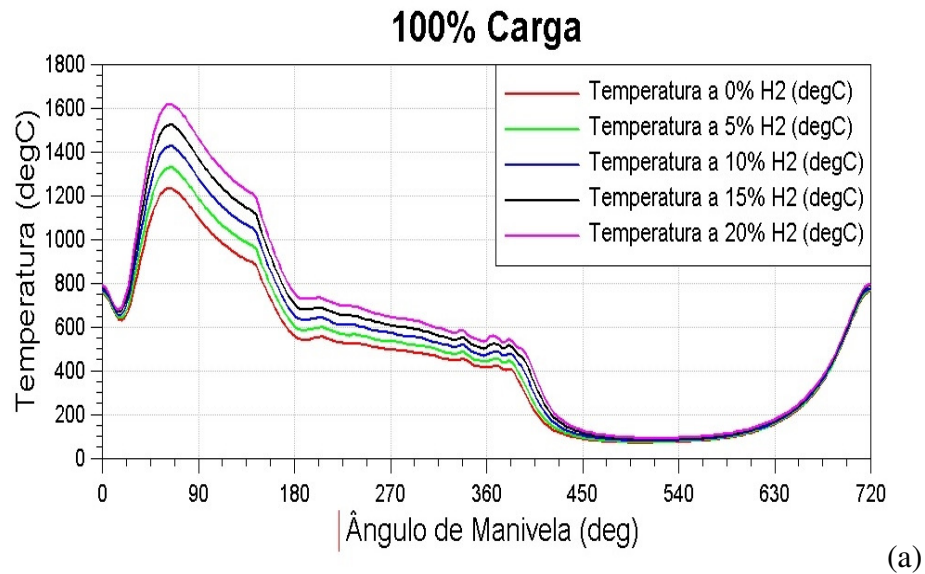
Figura 22 - Variação da potência elétrica com a carga para adição de H_2 no óleo vegetal.



Fonte: O autor.

As Figuras 22a, 22b e 22c confirmam esta afirmação, pois apresentam as curvas de temperatura máxima alcançadas no interior do cilindro do motor, quando o mesmo foi simulado para as cargas de 100%, 80% e 75%, onde se pode observar que, o aumento da temperatura com o aumento da concentração de H_2 na mistura OV+ H_2 , deve-se à redução de OV e consequente aumento da taxa de liberação de calor, o que é mostrado pelo modelo de combustão adotado na simulação.

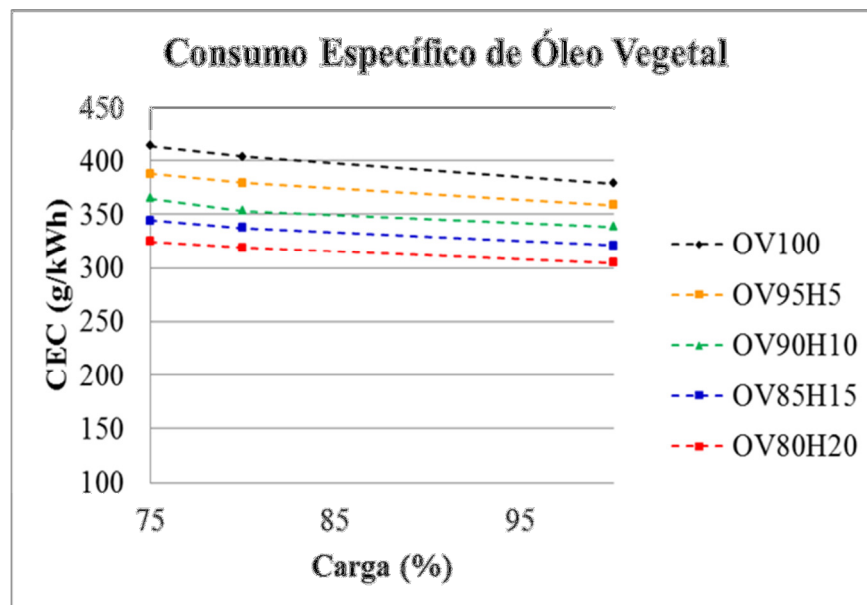
Figura 22(a),(b),(c) - Variação da temperatura máxima no interior do cilindro com a adição de H₂ no óleo vegetal, para cada uma das cargas simuladas.



Fonte: O autor.

Na Figura 23 é observada a variação do consumo específico de combustível (CEC) com as cargas no gerador, para cada uma das concentrações de H_2 no OV. Ocorreu que, o incremento da concentração de H_2 no OV diminuiu o CEC em 19,6% para operação a 100% da carga, e em 21,5% quando o regime de operação caiu para 75% de carga no gerador. A simulação mostrou que o menor valor de CEC foi de 304,5 g/kWh e ocorreu quando o grupo gerador operou com 20% de concentração de H_2 a 100% de carga. Observou-se que, para cada carga simulada, ao se aumentar a concentração de H_2 , houve uma diminuição no consumo de OV, em base mássica, possibilitando uma economia de aproximadamente 6,3% de OV, para todas as cargas simuladas, conforme mostra a Tabela 8 apresentada no Capítulo 3.

Figura 23 - Variação do consumo específico de combustível com a carga para teores de H_2 no óleo vegetal.

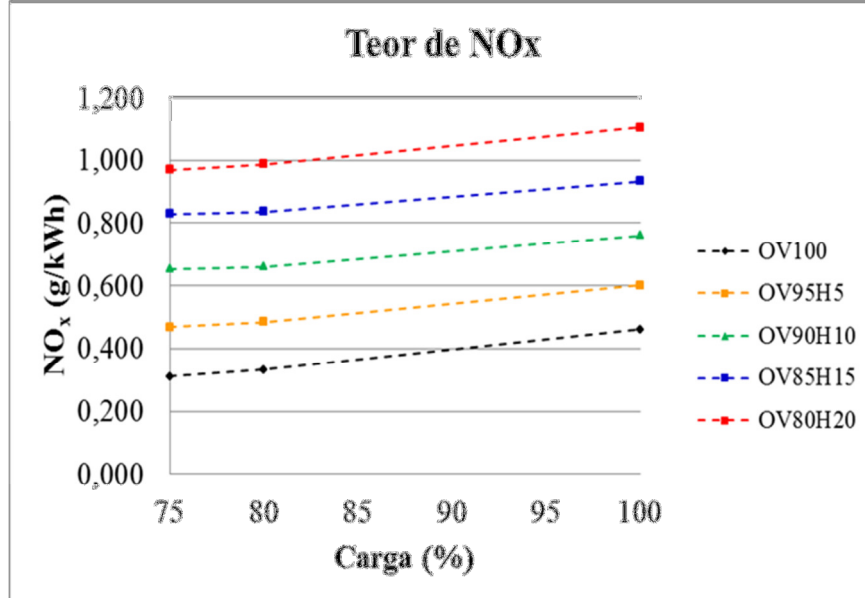


Fonte: O autor.

A Figura 24 apresenta a variação da concentração de NO_x nos gases de escape com o aumento da carga no gerador, para as diferentes concentrações de H_2 no OV. Como já era esperado, a simulação mostrou que ocorreu um aumento na concentração de NO_x com o aumento da taxa H_2/OV . À carga total e com 20% de substituição de H_2 no OV, a concentração de NO_x cresceu de 0,46 g/kWh (sem uso de H_2) para 1,10 g/kWh (com uso de H_2), e à média carga, cresceu de 0,31g/kWh para 0,96 g/kWh. Conforme apresentado na Tabela de Potencia Elétrica (Anexo F), na combustão com OV em plena carga, e com 20% de concentração de H_2 , a potência elétrica aumentou de 14,8kW para 17,2kW. Isto é uma consequência da substituição de OV e ar, por H_2 , causando uma redução na quantidade de ar, e, por conseguinte, na quantidade de N_2 , elevando a temperatura adiabática da chama,

conforme pode ser comprovado nas curvas da Figura 22(a),(b),(c). Além disso, como o mecanismo de Zeldovich é muito sensível a variações na temperatura da mistura, a taxa de produção de NO_x aumenta exponencialmente com a elevação da temperatura do gás no interior do cilindro ao se aumentar a concentração de H_2 , conforme apresentado na Figura 22(a),(b),(c).

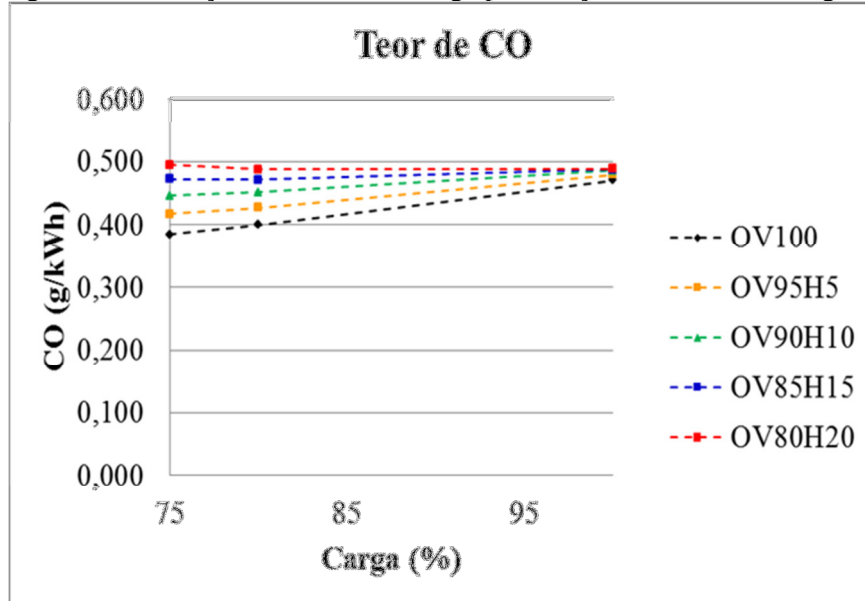
Figura 24 - Variação de NO_x com a carga para adição de H_2 no óleo vegetal.



Fonte: O autor.

A Figura 25 apresenta a variação da concentração de CO com o aumento da carga no gerador, para cada uma das concentrações de H_2 no OV. A simulação mostrou que o aumento da concentração de H_2 no OV elevou em 28,3% o teor de CO, quando o gerador opera a 75% de carga. No entanto, as curvas mostram que, com uma concentração de H_2 de 20%, o teor de CO nos gases de escape se manteve quase constante independente da carga no gerador. Este dado é bastante positivo, visto que na prática, ao ocorrer uma variação na carga demandada, devido queda no consumo, o grupo gerador não aumentaria a produção de CO, independente da vazão mássica de combustível. Analisando-se o modelo de formação de CO, utilizado na simulação e apresentado no ANEXO A, ao se aumentar a presença de H na mistura, observa-se que passa a existir uma competição entre “CO” e “H” por “O”, possibilitando um leve aumento na produção de CO, que torna-se mais visível na Figura 25 para operação em médias cargas.

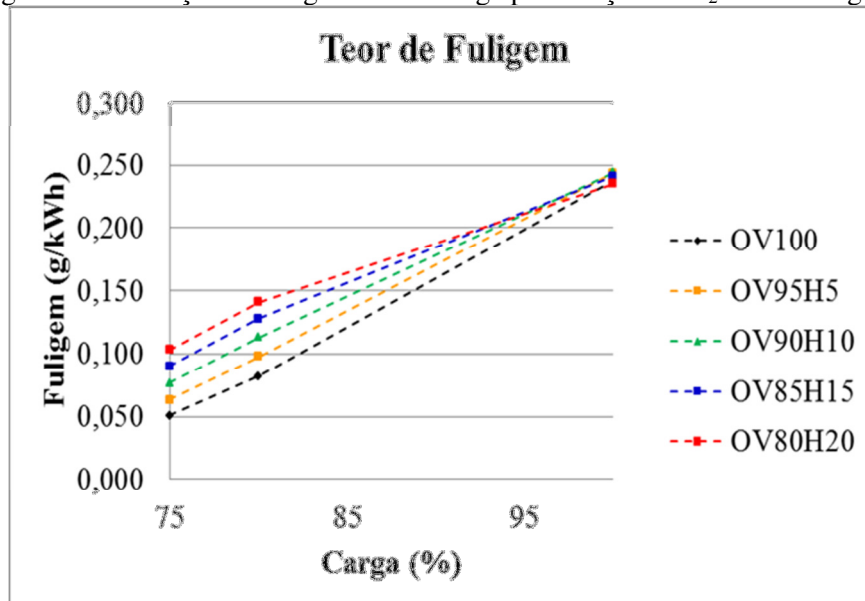
Figura 25 - Variação de CO com a carga para adição de H₂ no óleo vegetal.



Fonte: O autor.

A Figura 26 apresenta a produção de fuligem com o aumento da carga no gerador, para cada uma das concentrações de H₂ no OV.

Figura 26 - Variação de fuligem com a carga para adição de H₂ no óleo vegetal.

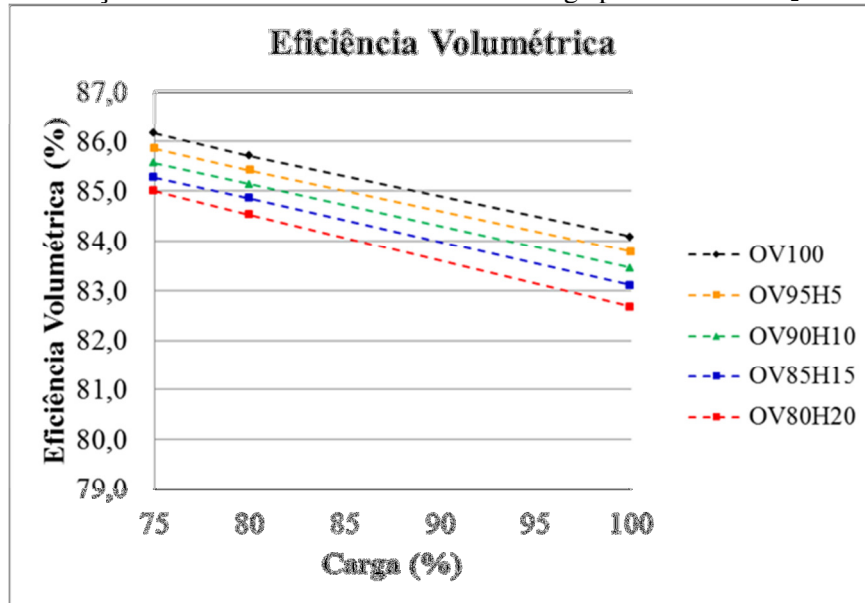


Fonte: O autor.

A simulação mostrou que o aumento da carga no gerador aumentou a concentração de fuligem nos gases de escape. A 75% de carga, a quantidade de fuligem dobra de valor quando a concentração de H₂ varia de 0% a 20%, mas a 100% de carga a quantidade de fuligem produzida ficou estabilizada próxima a 0,240 g/kWh para as concentrações de H₂ testadas.

Valores mínimos de fuligem foram obtidos com OV “in natura” e ficaram em 0,051 g/kWh. Segundo Heywood (1988), fuligem constitui-se de material particulado resultante da combustão incompleta de combustíveis hidrocarbonetos. Desta forma, o excesso de carbono restante da combustão compete com o H_2 , para reagir com O_2 . Em altas cargas, mais combustível é demandado, ou seja, mais C é injetado para uma mesma quantidade disponível de O_2 . Logo, combustível em excesso e em altas temperaturas, há uma maior tendência de formar fuligem. No entanto, a 75% de carga, quando a demanda de combustível passa a ser menor, a variação da formação de fuligem com a presença de H_2 torna-se mais visível devido a menor presença de C. Mesmo assim, a formação de fuligem ainda pode ser considerada baixa, pois segundo Heywood (1988), para este tipo de motor, a mesma fica em torno de 0,5 g/kWh a 1,5 g/kWh.

A Figura 27 apresenta a variação da eficiência volumétrica do motor com o aumento da carga no gerador, para cada uma das concentrações de H_2 no OV. Com o aumento da carga no gerador e na concentração de H_2 , a simulação apresentou uma diminuição na eficiência volumétrica do motor na ordem de 1,4% com o gerador operando a 75% de carga e 1,7% com 100% de carga. A simulação mostrou que a 100% de carga e 20% de concentração de H_2 , a eficiência volumétrica pode cair para até 82,6%. Este fato pode acontecer, pois maiores cargas requerem mais combustível, que gerarão maiores potências (mostrado na Figura 21), e portanto maior quantidade de calor será liberado, o que aumentará a temperatura média no interior da câmara de combustão resultando em um aumento da temperatura ao redor do equipamento, conforme mostra a Tabela 10. Além disso, haverá maior liberação de calor para os gases, fazendo com que aumente a temperatura dos gases residuais, aumentando a temperatura do ar no início da combustão. A temperatura do ar na entrada do sistema aumenta, diminuindo a densidade do ar, reduzindo a eficiência volumétrica.

Figura 27 - Variação de eficiência volumétrica com a carga para teores de H₂ no óleo vegetal.

Fonte: O autor.

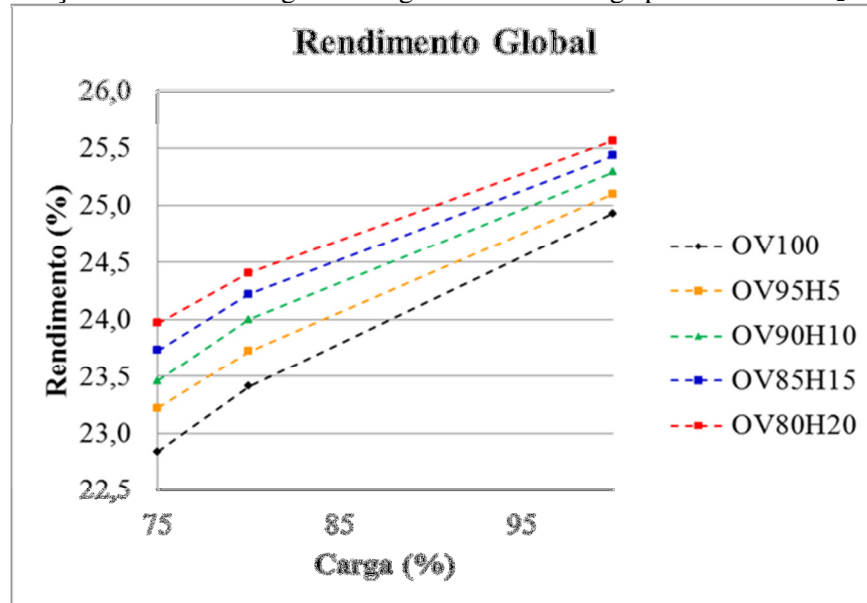
Tabela 10. Variação da temperatura máxima no interior do cilindro com o aumento da injeção de H₂ com a carga.

TEMPERATURA (°C) E TEORES DE H ₂ (x10 ⁻² g/s)	CARGA					
	75%		80%		100%	
	TEMP.	H ₂	TEMP.	H ₂	TEMP.	H ₂
VO100	995	0,0	1045	0,0	1235	0,0
VO95H5	1072	1,8	1124	1,9	1266	2,4
VO90H10	1146	3,7	1203	3,9	1296	4,9
VO85H15	1221	5,5	1282	5,9	1327	7,4
VO80H20	1298	7,4	1363	7,9	1358	9,9

Fonte: O autor.

A Figura 28 apresenta a variação do rendimento global do grupo gerador com o aumento da carga demandada, para cada uma das concentrações de H₂. Com 75% de carga, o grupo gerador tem o rendimento melhorado com a adição de H₂ em aproximadamente 5%, e houve um ganho de 2,5% operando a carga máxima. A simulação mostrou que o grupo gerador pode atingir valores acima de 25,5% de rendimento global, operando com 20% de concentração de H₂ no óleo vegetal.

Figura 28 - Variação do rendimento global do gerador com a carga para teores de H_2 no óleo vegetal.



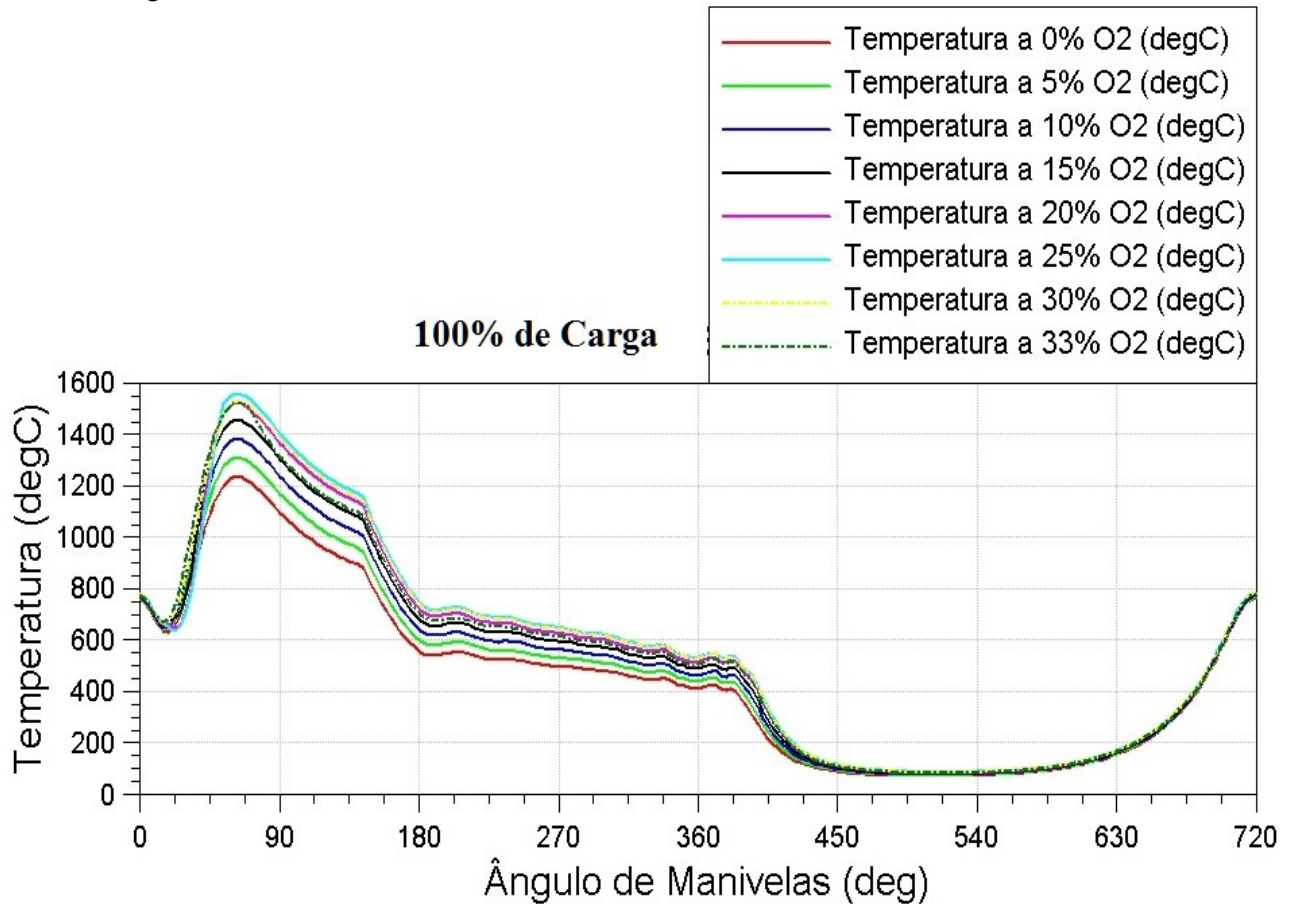
Fonte: O autor.

4.2 Simulação do óleo vegetal reagindo com ar enriquecido com oxigênio

A simulação do grupo gerador consumindo óleo vegetal “in natura” e reagindo com ar enriquecido com O_2 mostrou que, operando com 100% de carga, o motor aceitou, em base mássica, uma adição de até 33% do O_2 , além do inicialmente contido no ar. Entretanto, a partir de 25%, o acréscimo de O_2 passa a absorver calor da câmara de combustão a ponto de provocar uma diminuição na temperatura média no interior da câmara, levando a uma extinção da chama. A simulação indicou que o mesmo acontece para cargas menores, onde o fenômeno acentua-se devido a diminuição na quantidade do combustível injetado, fazendo com que o grupo gerador alcance um limite operacional, para cargas de 80% e 75%, com teores máximos de O_2 acrescidos ao ar, de 14% e 12%, respectivamente. A Figura 29 mostrou que o acréscimo de O_2 no ar de admissão possibilitou que a temperatura no interior do cilindro continuasse crescendo até que esse valor atingisse 25% de O_2 . Ao se injetar O_2 acima desse percentual, o gráfico mostrou que a temperatura no interior do cilindro começou a diminuir, sendo possível injetar um máximo de 33% de O_2 em base mássica. Nas Figuras 29(a) e 29(b) foi possível observar que, para cargas de 80% e 75%, as curvas de temperatura apresentaram um deslocamento para a esquerda em relação a carga de 100%. Este deslocamento das curvas mostrou ser sugestivo que, o aumento da injeção de O_2 provocou uma antecipação no atraso de ignição devido a uma aceleração no processo de combustão. Pelo modelo de combustão adotado é possível afirmar que houve um aumento na taxa de

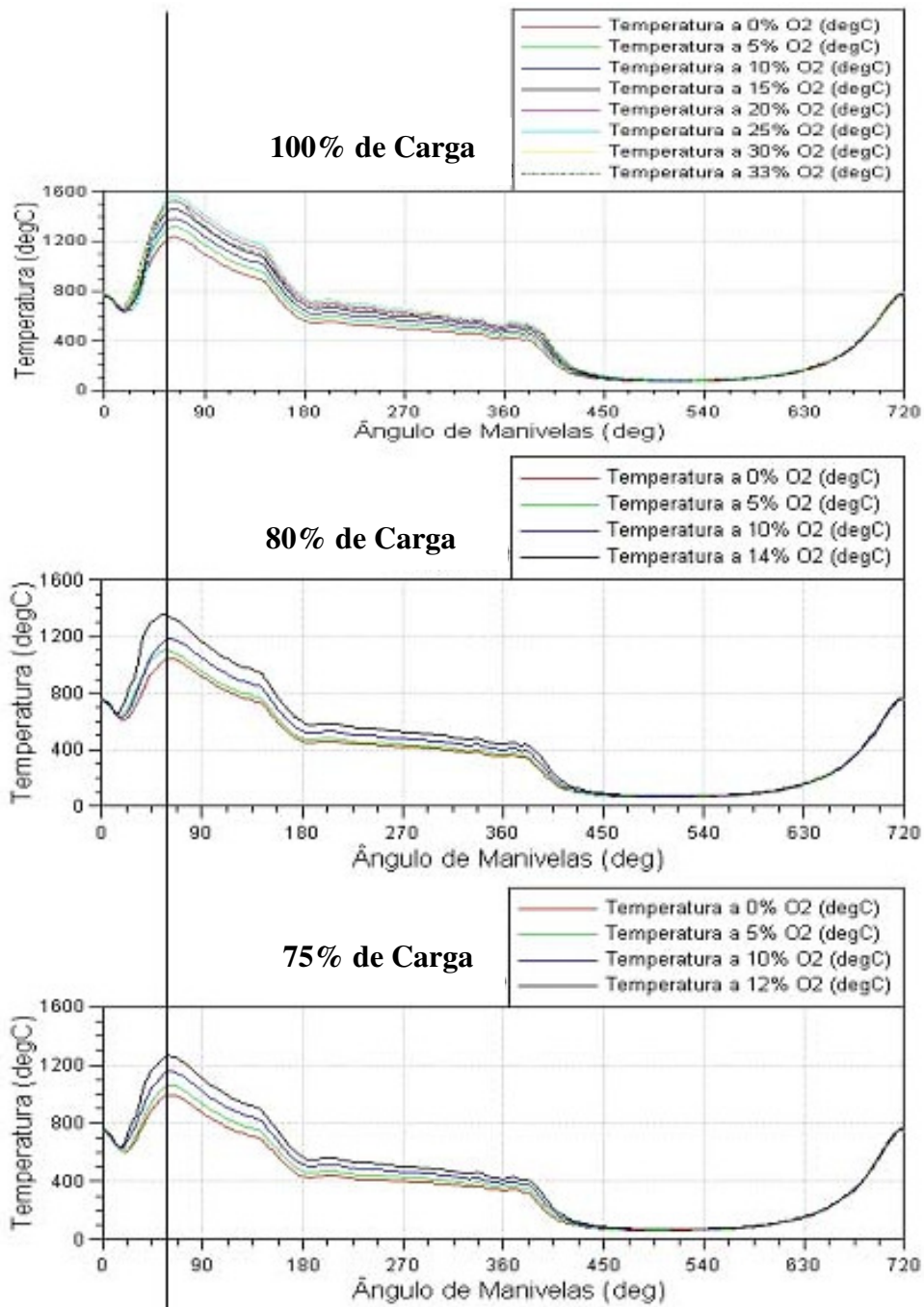
liberação de calor com o acréscimo de O_2 levando a uma aceleração no processo de combustão. Essa aceleração no processo de combustão conferiu um aumento na potência mecânica do motor, e um aumento na potência elétrica, conforme mostra a Figura 30.

Figura 29(a) - Variação da temperatura máxima no interior do cilindro para um ciclo motor operando a 100% de carga com incremento de O_2 no ar de admissão.



Fonte: O autor.

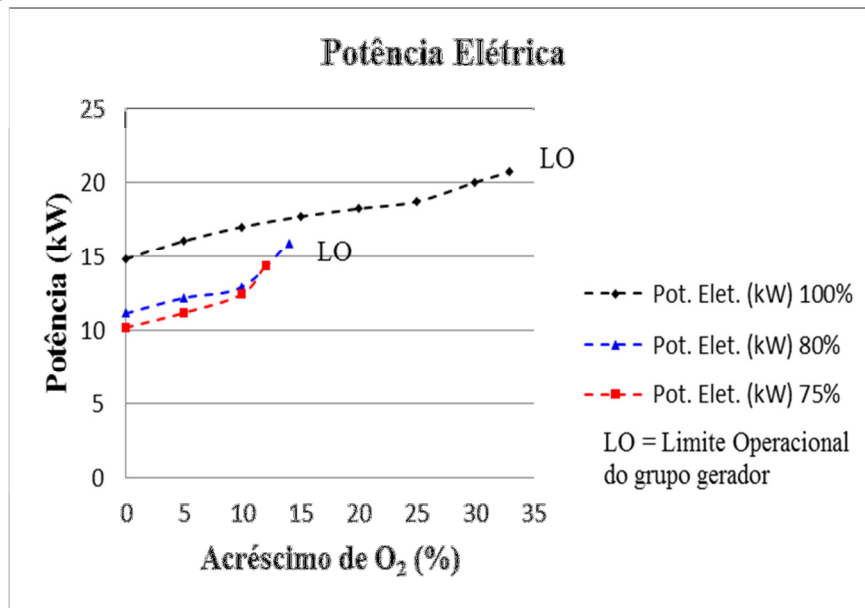
Figura 29(b) - Temperatura no interior do Cilindro x Ângulo de Manivela para variações de O₂ acrescentado ao ar, com o grupo-gerador operando a 100%, 80% e 75% de carga, respectivamente.



Fonte: O autor.

A Figura 30 apresenta variações da potência elétrica do gerador, para cada acréscimo de O₂ no ar. A simulação mostrou que ocorreu aumento na potência elétrica na saída do grupo gerador com o incremento na injeção de O₂, para todos os três níveis de carga simulados, se comparado com o motor operando somente com OV, sem injeção de O₂ pelo coletor de admissão. A potência elétrica aumentou em 41,3% para 75% de carga, em 42,8% para 80% de carga e em 39,8% para 100% de carga, em relação a utilização somente de OV.

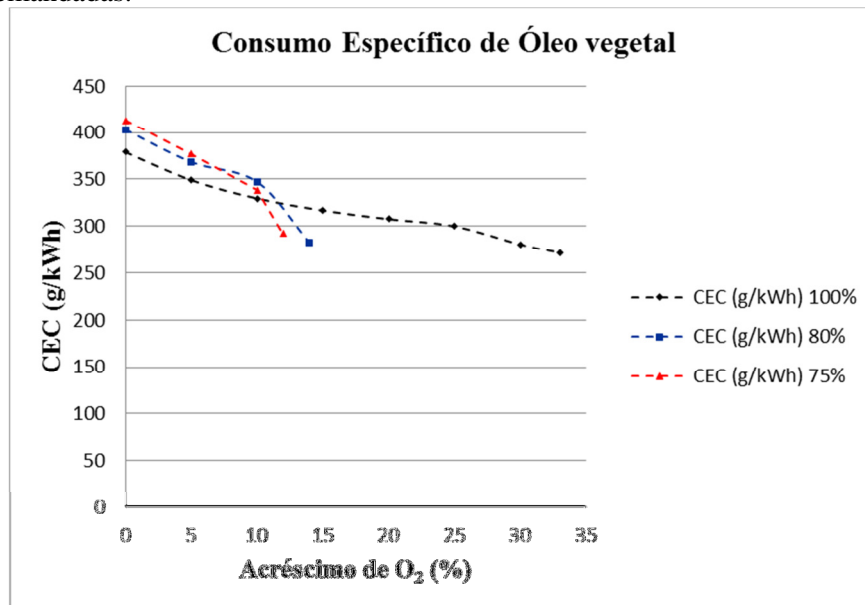
Figura 30 - Variação da potência elétrica com o acréscimo de O₂ no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

Na Figura 31 observou-se a variação do consumo específico de combustível (CEC) com as cargas no gerador, para cada um dos acréscimos de O₂ no ar de admissão. Verificou-se que o incremento de O₂ diminuiu o CEC em 28,4% para operação a 100% da carga, em 30,0% para operação a 80% da carga e em 29,2% quando o regime de operação foi de 75% de carga no gerador. A simulação mostrou que a condição de menor CEC, que foi de 271,2 g/kWh, ocorreu quando o grupo gerador operou com 100% de carga e teor de O₂ de 33%, estando próximo ao seu limite operacional, para esta carga.

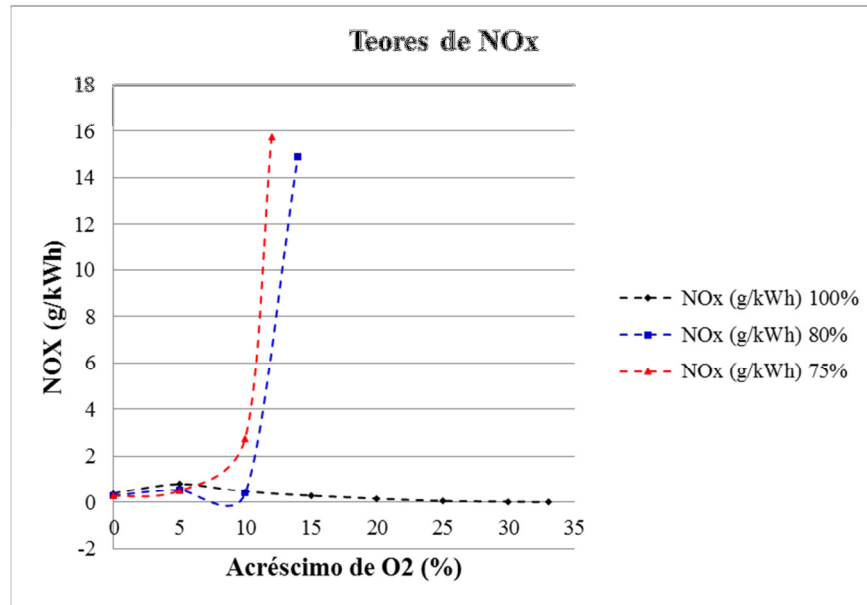
Figura 31 - Variação do consumo específico de combustível com o acréscimo de O₂ no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

A Figura 32 apresenta a variação dos teores de NO_x nos gases de escape com o aumento da carga no gerador, para as diferentes quantidades de O_2 no ar de admissão.

Figura 32 - Variação dos teores de NO_x com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

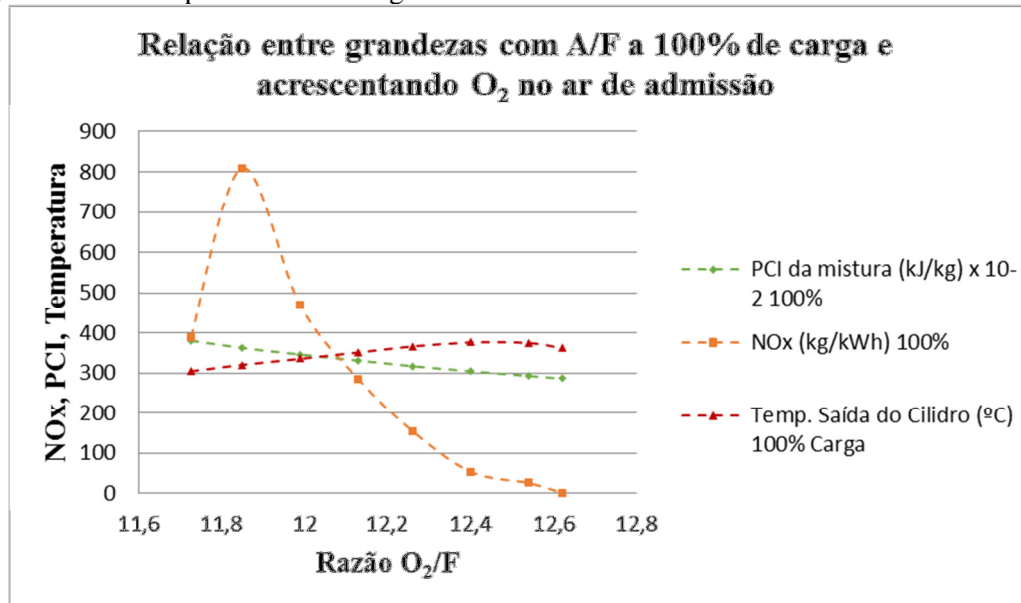
À carga total, conforme se aumentou O_2 , a concentração de NO_x foi diminuindo de 0,3903 g/kWh para 0,0019 g/kWh. Considerando que a taxa de produção de NO_x depende de três fatores (temperatura, concentração de N_2 e de O_2) e a quantidade produzida depende do tempo que a mistura fica a alta temperatura, a simulação mostrou na Figura 30 que aumentou a potência do grupo gerador devido o aumento de O_2 no interior da câmara de combustão, que reduz a concentração de N_2 , levando a um aumento da temperatura média no interior do cilindro, havendo uma tendência de aumento da geração de NO_x , porém a redução de N_2 também leva a uma diminuição no teor de NO_x .

As curvas apresentadas na Figura 33 mostraram que, como a câmara de combustão passou a ter excesso de O_2 , devido o aumento na injeção de O_2 , o PCI da mistura foi diminuindo. Justifica-se, pois O_2 em excesso aumentou a massa total da mistura combustível (chamada agora de gás+OV). De acordo com a equação (2.5), com o aumento da massa total da mistura combustível, diminui o PCS, diminuindo o PCI.

A temperatura média na saída do cilindro não aumentou significativamente, mantendo-se entre 300°C e 400°C. A Figura 33 mostrou que NO_x subiu no início porque a adição de O_2 faz aumentar a temperatura, e ainda existe abundância de N_2 . Quando começa a faltar N_2 , NO_x começa a cair. Para operações a 75% e 80% de carga, ocorreu um expressivo

aumento na concentração de NO_x com o aumento na taxa O_2/OV . Para estas cargas, as altas temperaturas no interior da câmara foram alcançadas quando havia disponibilidade de N_2 , possibilitando o aumento na formação de NO_x , mas devido a menor quantidade de combustível injetado, o grupo gerador atingiu o seu limite operacional com os teores de O_2 injetados, ou seja, 12% e 14% respectivamente.

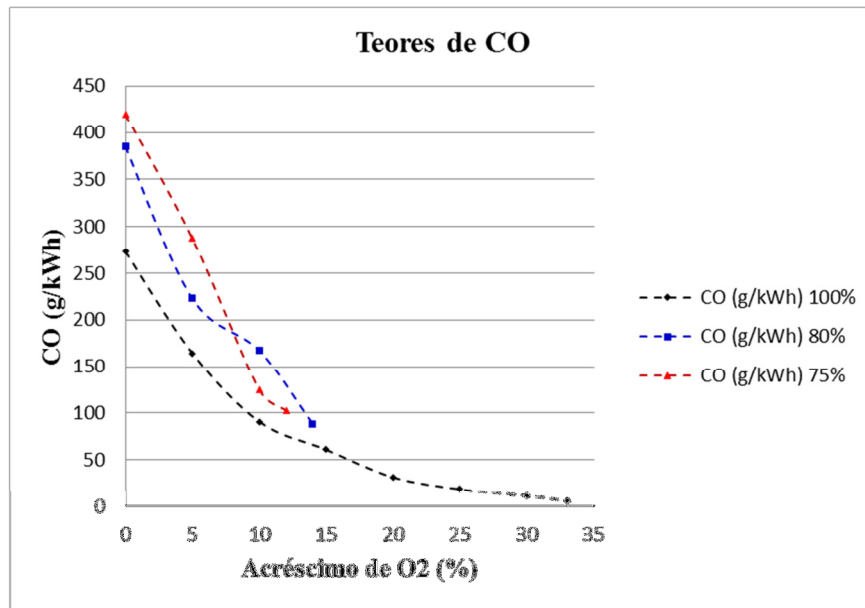
Figura 33 - Variação de NO_x , PCI e Temperatura na Saída do Cilindro com a razão A/F, aumentando O_2 no gás de admissão para 100% de carga demandada.



Fonte: O autor.

A Figura 34 apresenta a variação da concentração de CO com o aumento da carga no gerador, para cada acréscimo de O_2 no ar de admissão. A simulação mostrou que os teores de CO diminuíram com o aumento na injeção de O_2 no ar, para todas as condições de carga simuladas. A maior queda de CO em pontos percentuais foi de 97,9% e ocorreu com o grupo gerador à plena carga. O menor valor alcançado foi de 5,62 g/kWh, com 33% de O_2 . Um dos motivos para o decréscimo de CO é que, ao se aumentar a quantidade de O_2 no ar, a mistura tornou-se cada vez mais pobre, aumentando a eficiência da combustão, havendo disponibilidade de O_2 em excesso, o que permite a conversão de CO em CO_2 .

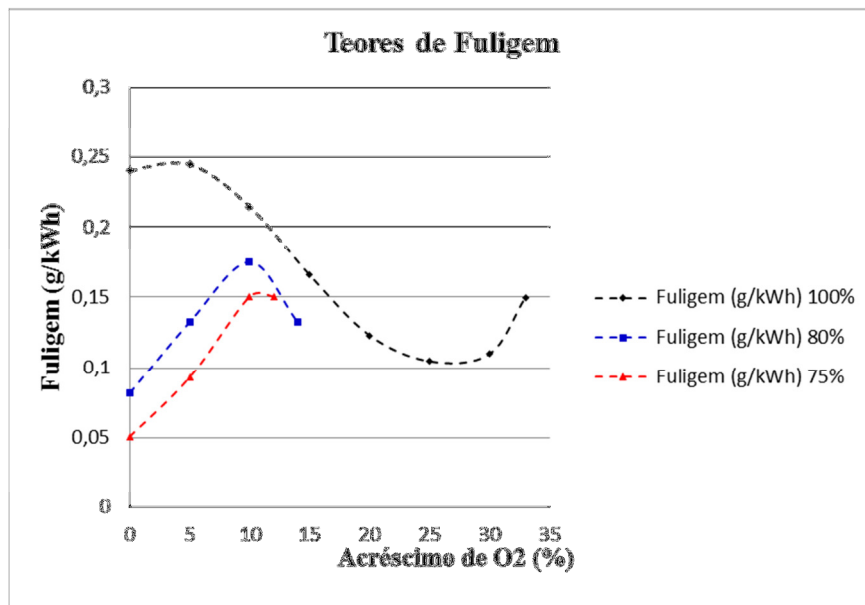
Figura 34 - Variação dos teores de CO com o acréscimo de O₂ no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

A Figura 35 apresenta variação da produção de fuligem com o aumento da carga no gerador, para cada acréscimo de O₂ no ar de admissão.

Figura 35 - Variação dos teores de fuligem com o acréscimo de O₂ no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

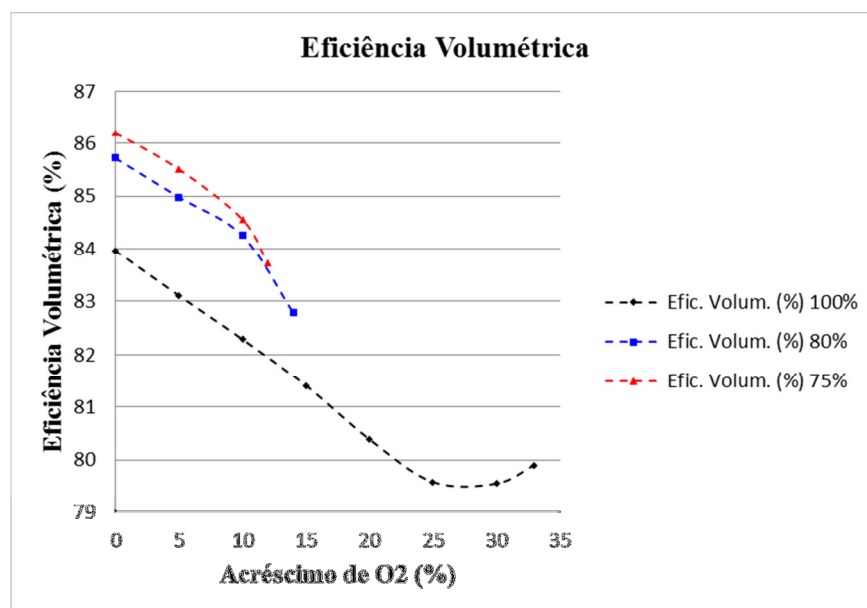
A simulação mostrou que, com o grupo gerador operando na carga máxima, o teor de fuligem inicialmente diminui com o aumento na quantidade de O₂ injetado. Ao se aumentar a injeção de O₂ acima de 30%, o teor de fuligem sofreu um pequeno acréscimo. A queda no teor

de fuligem é justificada visto que, como a fuligem é produzida principalmente na fase de combustão difusa, o aumento da quantidade de O_2 na queima pode melhorar a combustão difusa e promover a oxidação da fuligem nos tempos de expansão e exaustão. Por outro lado, o pequeno aumento na produção de fuligem para teores de O_2 acima de 30% pode ser devido à queda na temperatura no interior do cilindro devido o excesso de O_2 injetado, que leva a uma diminuição na velocidade da combustão. Essa diminuição na velocidade da combustão associado ao acréscimo de combustível na câmara provoca a formação da fuligem antes do motor atingir o seu limite operacional.

Com o grupo gerador operando em cargas de 75% e 80%, observou-se inicialmente um breve aumento na produção de fuligem. Ao se aproximar de 10% de O_2 injetado, a produção de fuligem passou a decrescer com o aumento na injeção de O_2 até que o motor atingiu o seu limite operacional, que ocorreu quando as quantidades de O_2 injetado pela admissão alcançaram 12% e 14%, para cargas de 75% e 80%, respectivamente.

A Figura 36 apresenta a variação da eficiência volumétrica com o acréscimo de O_2 no ar de admissão. Com o aumento da carga no grupo gerador e da quantidade de O_2 injetado no ar que entra pelo coletor de admissão, a simulação apresentou uma diminuição na eficiência volumétrica do gerador na ordem de 2,8% com o gerador operando a 75% de carga e 3,4% com 80% de carga. A 100% de carga, a eficiência volumétrica caiu até 79%, conforme foi sendo aumentada a quantidade de O_2 .

Figura 36 - Variação da eficiência volumétrica com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.

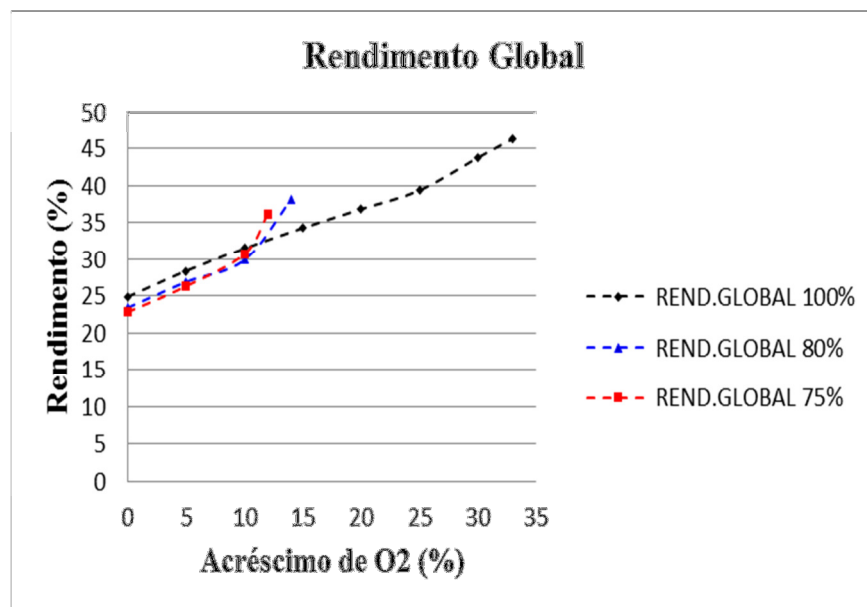


Fonte: O autor.

Este fato pode acontecer, pois maiores cargas exigirão maiores potências (Figura 30), o que aumentará a temperatura média no interior da câmara de combustão e aumentará a temperatura ao redor do equipamento. Com isso, ocorre maior liberação de calor para o ambiente, fazendo com que aumente a temperatura do ar na entrada do sistema, diminuindo a densidade do ar, o que reduziu a eficiência volumétrica. A partir de 25% de acréscimo de O_2 no ar de admissão, a quantidade de O_2 promoveu o efeito inverso no motor do grupo gerador, passando a reduzir a temperatura média no interior da câmara de combustão, diminuindo a temperatura média do cilindro, e em consequência, diminuiu a liberação de calor e a densidade do ar, aumentando a eficiência volumétrica, que cessou ao atingir o limite operacional do motor.

A Figura 37 apresenta a variação do rendimento global do grupo gerador com o aumento da carga demandada, para cada um dos acréscimos de O_2 . A simulação mostrou que o grupo gerador melhorou seu rendimento global para todas as três cargas simuladas, se comparado ao seu rendimento global inicial, sem o enriquecimento com O_2 , no ar de admissão. A taxa de crescimento do rendimento foi de 86,0% para 100% de carga, 62,8% para 80% de carga e 58,3% de melhoria operando com 75% de carga. Na simulação o grupo gerador conseguiu alcançar 46,3% de rendimento global, operando com 33% de acréscimo de O_2 no ar de admissão a 100% de carga.

Figura 37 - Variação do rendimento global com o acréscimo de O_2 no ar de admissão para cargas demandadas.



Fonte: O autor.

5 CONCLUSÃO

Neste capítulo são apresentadas as conclusões obtidas das simulações realizadas e também sugestões para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

Nesta pesquisa foi modelado e simulado um motor Diesel, de um grupo gerador de 20kVA, operando com óleo vegetal “in natura”, onde realizou-se a substituição, em base energética, de óleo vegetal (OV) por hidrogênio (H_2), em proporções previamente estabelecidas. As conclusões desta primeira etapa da pesquisa foram:

- A injeção de H_2 pelo coletor de admissão possibilitou um aumento na potência elétrica do grupo gerador, tanto para o mesmo operando em cargas médias (aumento de 19,2%), como operando em carga máxima (aumento de 16,5%).
- O consumo específico de combustível diminuiu com o aumento da proporção de H_2 no OV, sendo de 19,6% e 21,5% para operações em 100% e 75% de carga respectivamente. A diminuição no consumo específico correspondeu a uma redução de aproximadamente 6,3% de OV, em base mássica.
- O aumento de H_2 colaborou para o aumento nos teores de NO_x em mais de 100%, se comparado com a utilização de somente OV “in natura”.
- A quantidade de CO aumentou em 28,3% com o uso de H_2 , para cargas a 75% e se manteve quase constante a plena carga, para quaisquer teores de H_2 .
- Os teores de fuligem dobraram com a presença de H_2 a médias cargas, e se mantiveram quase constantes a 100% de carga, com valores próximos a 0,240 g/kWh.
- A eficiência volumétrica diminuiu com o aumento de H_2 para valores entre 1,4% e 1,7% para cargas médias e altas, respectivamente.
- O rendimento global do grupo gerador melhorou com a utilização de 20% de H_2 a 100% de carga, possibilitando um rendimento 25,5% maior com o incremento de H_2 comparado com a utilização somente de OV “in natura”.

Na segunda etapa da pesquisa, ao ser simulado o motor Diesel operando com óleo vegetal “in natura”, com enriquecimento do ar a partir da injeção de O_2 pelo coletor de admissão, com o incremento, em base mássica, de O_2 , em proporções previamente estabelecidas, chegou-se às seguintes conclusões:

- Verificou-se que, independente do regime de trabalho, se em média ou alta carga, a simulação revelou que o motor possui um limite de aceitação de massa de O_2 acrescido ao ar,

no interior da câmara de combustão, onde ao atingir esse limite operacional, não foi mais possível a simulação, pois as condições não foram mais favoráveis para que ocorresse combustão.

- Com o motor funcionando a 100% de carga e após atingir 25% de incremento de O₂ no ar, o O₂ passou a absorver calor do interior da câmara de combustão, mas o motor funcionou com até 33% de O₂ acrescido ao ar, quando atingiu seu limite operacional. Para cargas de 80% e 75% esse limite foi bem menor, sendo de 14% e 12% respectivamente.

- O enriquecimento do ar com O₂ provocou uma redução no atraso de ignição do motor, acelerando o processo de combustão para médias cargas, o que permitiu um aumento na potência elétrica do grupo gerador de 41,3% para 75% de carga, 42,8% para 80% de carga e 39,8% para 100% de carga, se comparado com a utilização somente de OV.

- O acréscimo de O₂ ao ar de admissão diminuiu o consumo específico de combustível em 28,4% para operação a 100% da carga, em 30,0% para operação a 80% da carga e em 29,2% para 75% de carga no gerador, sendo o menor valor de consumo igual a 271,2 g/kWh, com 100% de carga e teor de O₂ de 33%.

- Para 100% de carga, a simulação mostrou que os teores de NO_x foram diminuindo com o acréscimo de O₂, mas aumentaram exponencialmente para médias cargas até o motor atingir o seu limite operacional.

- A formação de CO foi diminuindo com o aumento de O₂ para todas as condições de carga.

- Os teores de fuligem tiveram uma queda a 100% de carga e para 80% e 75% de carga, tiveram um breve aumento, mas depois tenderam a cair, com o aumento da quantidade de O₂, mantendo-se em níveis baixos para as três condições de operação.

- A eficiência volumétrica também sofreu um decréscimo para as três condições de operação simuladas.

- A simulação mostrou que o grupo gerador melhorou seu rendimento global para todas as três cargas simuladas, se comparado ao seu rendimento global inicial, sem o enriquecimento com O₂. Na simulação o grupo gerador conseguiu alcançar 46,3% de rendimento global, operando com 33% de acréscimo de O₂ no ar de admissão a 100% de carga.

- A metodologia de simulação adotada pode ser aplicada em outros motores de combustão interna diesel, bastando que sejam inseridos os dados correspondentes ao motor que se queira simular.

- Os resultados da simulação foram bastante elucidativos e confiáveis, e mostraram que a adoção desses vetores energéticos são promissores, se usados em motores com características semelhantes ao modelado, operando com óleo vegetal “in natura”.

- A técnica de utilização desses vetores energéticos pode ser adotada por empresas de geração de energia elétrica que atendam ao Sistema Isolado na região amazônica.
- Com a tecnologia existente para geração e a disponibilidade de aquisição de hidrogênio ou oxigênio, torna-se tecnicamente viável a implantação de grupos geradores com os elementos considerados, para geração de energia elétrica em comunidades isoladas, desde que existam políticas públicas voltadas para o setor.
- As simulações mostraram o potencial que esta técnica possui, de reduzir o consumo específico de combustível (CEC) de motores Diesel, de qualquer porte, possibilitando ao motor operar com CEC dentro dos limites impostos pela ANEEL, quando o aumento do CEC for devido ao aumento de biodiesel no Diesel.

5.2 Trabalhos futuros

- Realizar trabalhos experimentais utilizando o óleo vegetal “in natura” como combustível principal, efetuando a substituição energética com o H₂ e o enriquecimento do ar de admissão com o uso do O₂, com os teores propostos neste trabalho.
- Alimentar o modelo de simulação utilizado neste trabalho com alguns parâmetros obtidos experimentalmente, tais como a curva de pressão no interior da câmara de combustão, a fim de que sejam visualizadas curvas de pressão experimentais.
- Efetuar novas simulações variando parâmetros operacionais do motor, tais como atraso da injeção e pressão de injeção, entre outros.
- Realizar novas simulações utilizando outros modelos de combustão fornecidos pelo software AVL BOOST[®], assim como o uso de modelos preditivos de combustão.
- Desenvolver uma metodologia de determinação do c_p para o óleo vegetal “in natura”.

Este trabalho gerou a publicação de um artigo completo, no periódico DYNA, com conceito CAPES QUALIS A2 (Engenharias IV), em cumprimento aos requisitos exigidos pelo PPGEE para defesa da tese, conforme descrito abaixo.

Campos, R. A. S., Nogueira, M. F. M. e Tostes, M. E. L., Computational simulation of a Diesel generator consuming vegetable oil "in nature" and air enriched with hydrogen. DYNA, 82 (190), pp. 147-152, 2015. DOI: <http://dx.doi.org/10.15446/dyna.v82n190.43678>

REFERÊNCIAS

ALI, O. M., YUSAF, T., MAMAT, R., ABDULLAH, N. R., ABDULLAH, A. A. Influence of Chemical Blends on Palm Oil Methyl Esters Cold Flow Properties and Fuel Characteristics. **Energies**, v. 7, p. 4364-4380, 2014.

ALLMER, I. Faster Access to Gas Exchange and Combustion Analysis by Combining Simulation and Measurement. In: JSAE, 2003, Yokohama/Japan. **AVL List GmbH**, Austria, 2003.

ALMEIDA, S. C. A., BELCHIOR, C. R., NASCIMENTO, M. V. G., VIEIRA, L. S. R., FLEURY, G. Performance of a Diesel generator fuelled with palm oil. **Fuel**, v. 81, p. 2097 - 2102, 2002.

ALMEIDA, Vinícius Tadeu dos Passos. **Simulação computacional de emissões e desempenho de um motor Diesel operando com óleo Diesel e hidrogênio**. 2012. 128 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2012.

AN, H., YANG, W. M., MAGHBOULI, A., LI, J., CHOU, S. K., CHUA, K. J., WANG, J. X., LI, L. Numerical investigation on the combustion and emissions characteristics of a hydrogen assisted biodiesel combustion in a Diesel engine. **Fuel**, v. 120, p. 186 – 194, 2014.

ANEEL. **Agência Nacional de Energia Elétrica**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/>>. Acesso em 22/07/2015.

AVL. Manual Gas Properties, AVL BOOST Version 2013.2, Graz, Austria, 2013.

AVL. Manual Theory Guide, AVL BOOST Version 2013.2, Graz, Austria, 2013.

AVL. Manual Users Guide, AVL BOOST Version 2013.2, Graz, Austria, 2013.

AVL. Disponível em: <<http://avl.com/>>. Acesso em: 09/01/2013.

BARROS, JOSÉ EDUARDO MAUTONE (Coord.). Combustão em Motores Diesel. In: IV Escola de Combustão, 2013, Belém, PA. REDE NACIONAL DE COMBUSTÃO E UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ, Belém, Brasil, 2013.

BEN. **Balanco Energético Nacional 2014 – Ano base 2013**. Rio de Janeiro, 2014.

BP Statistical Review of World Energy. Disponível em <<http://www.bp.com/>>. Acesso em: 20/06/2015.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna: Volume 1**. 1ª Reimpressão. São Paulo: Blucher, 2012. 553 p.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna: Volume 2**. 1ª Reimpressão. São Paulo: Blucher, 2012. 485 p.

CAIKA, V., KRAMMER, J., TATSCHL, R., WEISSBACHER, B. An Integrated 1D / 3D Workflow for Analysis and Optimization of Injection Parameters of a Diesel Engine. In: SAE INDIA MOBILITY CONFERENCE, 2002, Madras, Índia. **SAE 2001-28-0004**, Índia, 2002.

Chempro. Disponível em <<http://www.chempro.in/palmoilproperties.htm>>. Acesso em 02/06/2013.

COELHO, Suani Teixeira et al. Uso de óleo de palma “in natura” como combustível em comunidades isoladas da Amazônia. In: III WORKSHOP BRASIL- JAPÃO EM ENERGIA, MEIO AMBIENTE E DESENVOLVIMENTO SUSTENTÁVEL, 2005, Campinas, Brasil. 2005.

COSTA, Mario e COELHO, Pedro. **Combustão**. Brasil: Editora Orion, 2010. 714 p.

DEEP, A., KUMAR, N., KUMAR, M., SINGH, A., GUPTA, D., PATEL, J. S. Performance and Emission Studies of Diesel Engine Fuelled with Orange Peel Oil and N-Butanol Alcohol Blends. **SAE Technical Paper 2015-26-0049**, 2015.

DUARTE, Ana Rosa Carriço de Lima Montenegro. **Análise de parâmetros de sustentabilidade para geração de energia elétrica com óleo vegetal em comunidades isoladas na Amazônia**. 2009. 153 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Belém, 2009.

EDWIN-GEO, V., NAGARAJANA, G., NAGALINGAM, B. Studies on dual fuel operation of rubber seed oil and its biodiesel with hydrogen as the inducted fuel. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 33, p. 6357 – 6367, 2008.

ELETROBRÁS. Grupo Técnico Operacional da Região Norte. Secretaria Executiva. Diretoria de Geração. **Informe de mercado dos sistemas isolados. Consumo e carga de energia elétrica. Resultados consolidados**. 2º Semestre/2014, 2014.

FERREIRA, I. A., SODRÉ, J. R., LINKE, P. Numerical study on injection timing for reduced emissions from an engine operating with Diesel oil and hydrogen. In: 22ND INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 2013, Ribeirão Preto, Brasil, 2013.

GTON. Grupo Técnico Operacional da Região Norte – **Plano Anual de Operação dos Sistemas Isolados para 2012**. Disponível em: <<http://www.eletrabras.com/>>. Acesso em: 02/06/2015.

HAPPONEN, M., HEIKKILÄ, J., SAKSA, P. A., MURTONEN, T., LEHTO, K., ROSTEDT, A., SARJOVAARA, T., LARMI, M., KESKINEN, J., VIRTANEN, A., Diesel exhaust emissions and particle hygroscopicity with HVO fuel-oxygenate blend. **Fuel**, v.103, p. 380 – 386, 2013.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. USA: McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 p.

Hyundai Auto Tech, Inc. Disponível em: <<http://www.hyundaiengine.com/>>. Acesso em 01/07/2015.

ICLODEAN, C., BURNETE, N., VARGA, B., Simulation of pollutant emission for compression ignition engine fueled with biofuels using computer simulation with two combustion models. **Annals Of The Oradea University. Fascicle Of Management And Technological Engineering**, v. XXII (XII), 2013/1, p. 127 – 132, 2013.

KAMIMOTO, T., KOBAYASHI, H. Combustion processes in Diesel engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 17, p. 163-189, 1991.

KENNEDY, I. M. Models of soot formation and oxidation. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 23, p. 95-132, 1997.

KIM, D., KIM, S., OH, S., NO, S. Y. Engine performance and emission characteristics of hydrotreated vegetable oil in light duty Diesel engines. **Fuel**, v. 125, p. 36 – 43, 2014.

KRAMMER, J., FAIRBROTHER, R., LEIFERT, T., GANDE, R., SALENTINIG, G. On-line simulation support for gas exchange and combustion analysis at test bed. In: 2012 FALL TECHNICAL CONFERENCE PROCEEDINGS OF THE ASME INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION'S, ICEF 2012, Vancouver, British Columbia, Canada. 2012.

KUMAR, M.S., RAMESH, A., NAGALINGAM, B. Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 28, p. 1143 - 1154, 2003.

KUMAR, N., BANSAL, S., VIBHANSHU, V., SINGH, A., Utilization of Blends of Jatropha Oil and N-Butanol in a Naturally Aspirated Compression Ignition Engine. **SAE Technical Paper 2013 -01-2684**, 2013.

LACAVAL, P.T., PIMENTA, A. P., CARVALHO JR., J. A., FERREIRA, M. A. Utilização de chamas enriquecidas na incineração de resíduos líquidos aquosos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS – ENCIT, 2000, Porto Alegre, Brasil, 2000.

LAKSHMINARAYANAN, P. A., AGHAV, Y. V. Modelling Diesel combustion with contributions by Yu Shi and Rolf Reitz. **Mechanical Engineering Series**, Springer, 2010.

LATA, D. B., MISRA, A., MEDHEKAR, S. Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel Diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 37, p.6084 – 6096, 2012.

MARTINI, J., DELALIBERA, H. C., WEIRICH NETO, P.H. Consumo de óleo de soja pré-aquecido por motor Diesel. **Agricultural Science and Technology**, v. 18, n. 3, 2012.

MAZIERO, José Valdemar Gonzalez, CORRÊA, Ila Maria, ÚNGARO, Maria Regina, BERNARDI, José Augusto, STORINO, Moisés. Desempenho de um motor Diesel com óleo bruto de girassol. **Revista Brasileira de Agrociência**, Pelotas, v. 13, n. 2, p. 249-255, 2007.

MCALLISTER, S., CHEN, J. Y., PELLO, A. C. F. Fundamentals of Combustion Processes. **Mechanical Engineering Series**, Springer, New York, USA, 2011.

MELO, G.F., LACAVA, P.T., CARVALHO JR., J.A. A case study of air enrichment in rotary kiln incineration. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. V. 25, n. 5, p. 681 – 692, 1998.

MENEZES, Eliana Weber de. **Produção de Trabalho, Geração de Contaminantes e Tratamento Pós-Combustão em Motores Ciclo Diesel**. 2009. 150 f. Tese (Doutorado em Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Instituto de Química, Porto Alegre, 2009.

MMA. **Ministério do Meio Ambiente**. Conselho Nacional do Meio Ambiente. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=615>>. Acesso em 15/05/2015.

MIR, A. A., WANI, M. M. Computational analysis of performance and emissions of a compression ignition engine under various air induction methods. **International Journal of Thermal & Environmental Engineering**, v. 9, n.1, p. 47-52, 2015.

MORAIS, A. M., JUSTINO, M. A. M., VALENTE, O.S., HANRIOT, S. M., SODRÉ, J. R. Hydrogen impacts on performance and CO₂ emissions from a Diesel power generator. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, p. 6857 – 6864, 2013.

MORAN, Michael J., SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics: SI Version**. 5TH Edition, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2006. 831 p.

NO, S. Y., Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines – A review. **Fuel**, v. 115, p. 88 – 96, 2014.

NOGUEIRA, Manoel Fernandes Martins, RENDEIRO, Gonçalo, BRASIL, Augusto César de Mendonça. **Combustão e Gasificação de Biomassa Sólida – Soluções energéticas para a Amazônia**. 1^a Edição, Brasília, DF, Brasil: Ministério das Minas e Energia, 2008. 193 p.

OLIVEIRA, Flávio Augusto Dias de. **Uso da Oxi-Combustão em Equipamentos Convencionais Como Alternativa a Queima com Ar**. 2012. 136f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ONS. **Operador Nacional do Sistema Elétrico**. Disponível em: <<http://www.ons.org.br/>>. Acesso em: 22/07/2015.

PEREIRA, R. S., NOGUEIRA, M. F. M., TOSTES, M. E. L. Evaluating indirect injection Diesel engine performance fueled with palm oil. In: 14TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 2012, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 2012.

PEREIRA, Ricardo da Silva. **Avaliação e desempenho de motor de injeção indireta consumindo óleo de palma “in natura”**. 2011. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Belém, 2011.

PEREIRA, Valmir Machado. **Estudo e modelagem dinâmica de gerador de indução acionado por máquina de combustão interna com controle de tensão e de frequência por meio de inversor PWM**. 2003. 139 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) -

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação. Campinas, 2003.

PIMENTEL, Valéria S. de B.; BELCHIOR, Carlos Rodrigues Pereira. Análise e diagnose de Diesel geradores operando com óleo de dendê “in natura”. In: 4º ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL. AGRENER, 2002.

PINHEIRO, P. C. C., VALLE, R. M. Controle de combustão: Otimização do excesso de ar. In: II CONGRESSO DE EQUIPAMENTOS E AUTOMAÇÃO DA INDÚSTRIA QUÍMICA E PETROQUÍMICA, 1995, Rio de Janeiro, RJ. **Anais...Automação Industrial São Paulo: ABIQUIM, Associação Brasileira da Indústria Química e de Produtos Derivados, 1995. p. 157 – 162.**

PLANALTO. **Presidência da República Federativa do Brasil**, Casa Civil. Disponível em: <<http://www2.planalto.gov.br/presidencia/legislacao>>. Acesso em: 14/05/2015.

RAKOPOULOS, C. D., SCOTTA, M. A., KYRITSIS, D. C.; GIAKOUMIS, E. G. Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. **Energy**, v. 33, p. 248 – 255, 2008.

REN, Y.; HUANG, Z.; MIAO, H.; DI, Y.; JIANG, D.; ZENG, K.; LIU, B.; WANG, X.; Combustion and emissions of a DI Diesel engine fuelled with Diesel-oxygenate blends. **Fuel**, v. 87, p. 2691–2697, 2008.

RICHTER, H., HOWARD, J.B. Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot - a review of chemical reaction pathways. **Progress in Energy and Combustion Science**, V. 26, p. 565 – 608, 2000.

SARAVANAN, N., NAGARAJAN, G., KALAISELVAN, K.M., DHANASEKARAN, D. An experimental investigation on hydrogen as a dual fuel for Diesel engine system with exhaust gas recirculation technique. **Renewable Energy**, v. 33, p. 422–427, 2008.

SIDIBÉ, S. S., BLIN, J., VAITILINGOM, G., AZOUMAH, Y. Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in Diesel engines state of the art: Literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 2748–2759, 2010.

SITU, R., IRELAND, G., BODISCO, T., BROWN, R. Thermodynamic Modeling of Ethanol Fumigation in a Diesel Engine. In: 20TH INTERNATIONAL CONGRESS ON MODELLING AND SIMULATION, 2013, Adelaide, Australia, 2013.

STANMORE, B. R., BRILHAC, J. F., GILOT, P. The oxidation of soot: a review of experiments, mechanisms and models. **Carbon**, v. 39, p. 2247 – 2268, 2001.

TREE, D. R., SVENSSON, K. I. Soot processes in compression ignition engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 33, p. 272 – 309, 2007.

URNS, Stephen R. **Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações** / Stephen R. Turns; tradução: Amir Antônio Martins de Oliveira Junior. 3nd Ed., Porto Alegre: McGraw Hill Education, 2013. 406 p.

VERHELST, S., SIERENS, R. Aspects concerning the optimization of a hydrogen fueled engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 26, p. 981 – 985, 2001.

VERHELST, S., WALLNER, T. Hydrogen fueled internal combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 35, p. 490 – 527, 2009.

WANG, L., QU, D., SONG, C., TIAN, Y. Study on Performance Optimization of Car Diesel Engine with VNT Based on One-dimensional Simulation and Experimental Verification. **Applied Mechanics and Materials**, vols. 155-156, p. 12-17, 2012.

WANG, X., CHEUNG, C.S., DI, Y., HUANG, Z. Diesel engine gaseous and particle emissions fueled with Diesel–oxygenate blends. **Fuel**, v. 94, p. 317 – 323, 2012.

WANKER, R., WURZENBERGER, J.C., HIGBIE, D. 1d and 3d cfd simulation of exhaust-gas aftertreatment devices: parameter optimization via genetic algorithm. In: PROCEEDINGS OF 5TH ASME/JSME INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMPUTATIONAL TECHNOLOGIES FOR FLUID/THERMAL/STRESS SYSTEMS WITH INDUSTRIAL APPLICATIONS ASME PVP DIVISION CONFERENCE, 2004, San Diego, California, 2004.

YANG, W. M., AN, H., MAGHBOULI, A., LI, J., CHOU, S. K., CHUA, K. J. A numerical study on a hydrogen assisted Diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, p. 2919 – 2928, 2013.

ZANCANARO JUNIOR, Flávio Vanderlei. **Simulação Numérica do Escoamento Turbulento em Motores de Combustão Interna**. 2010. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2010.

ZHOU, J.H., CHEUNG, C.S., LEUNG, C.W. Combustion, performance and emissions of ULSD, PME and B50 fueled multi-cylinder Diesel engine with naturally aspirated hydrogen. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, p. 14837 – 14848, 2013.

ANEXOS

ANEXO A – Modelos de emissões

A1- Modelo de formação de NO_x implementado pelo AVL BOOST, baseado no modelo de Pattas and Häfner (1973), sendo levado em conta 6 reações, conforme o mecanismo de Zeldovich.

Tabela 11 – Reações usadas no BOOST para cálculo de formação de NO_x.

Reação	Taxa	k_0 [cm ³ ,mol,s]	a [-]	T _A [K]
	$k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T A_i}{T}\right)}$			
R1 N ₂ +O = NO+N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4,93x10 ¹³	0,0472	38048,01
R2 O ₂ +N = NO+O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1,48x10 ⁸	1,5	2859,01
R3 N+OH = NO+H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4,22x10 ¹³	0,0	0,0
R4 N ₂ O+O = NO+NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4,58x10 ¹³	0,0	12130,6
R5 O ₂ +N ₂ = N ₂ O+O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2,25x10 ¹⁰	0,825	50569,7
R6 OH+N ₂ = N ₂ O+H	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9,14x10 ⁷	1,148	36190,66

Fonte: AVL BOOST Theory Guide, 2013.

Equação para cálculo de taxas de produção e destruição de NO_x.

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2,0(1 - \alpha^2) \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \frac{r_4}{1 + AK_4}$$

onde:

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{PostProcMult}} \quad AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3} \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$$

sendo que:

C_{PostProcMult} = Parâmetro de ajuste cinético na produção de NO;

C_{KineticMult} = Parâmetro multiplicador direto de NO;

C_{NO,act} = Concentração de NO_x real;

C_{NO,equ} = Concentração de NO no equilíbrio.

A2- Modelo de formação de CO implementado pelo AVL BOOST, baseado no modelo de Onorati et al. (2001), sendo levado em conta 2 reações, conforme apresentado na Tabela 12, a seguir:

Tabela 12 – Reações usadas no BOOST para cálculo de formação de CO.

Reação	Taxa
	$k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-TA_i}{T}\right)}$
R1 $\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$	$r_1 = 6,76 \times 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{r}{1102,0}\right)} C_{\text{CO}} \cdot C_{\text{OH}}$
R2 $\text{CO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{O}$	$r_2 = 2,51 \times 10^{12} \cdot e^{\frac{-24055,0}{T}} \cdot C_{\text{CO}} \cdot C_{\text{O}_2}$

Fonte: AVL BOOST Theory Guide, 2013.

Equação para cálculo de taxas de produção e destruição de CO.

$$r_{\text{CO}} = C_{\text{const}} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha)$$

onde: $\alpha = \frac{C_{\text{CO,act}}}{C_{\text{CO,equ}}}$

A3- Modelo de formação de fuligem: O software AVL BOOST utiliza um modelo baseado no trabalho de Schubiger et al. (2002), obtido através de pesquisas experimentais. A taxa de variação da massa de fuligem é dada pela diferença entre sua formação e oxidação, a partir da equação a seguir:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{s,form}}{dt} - \frac{dm_{ox}}{dt}$$

onde:

$\frac{dm_s}{dt}$ = taxa de variação da massa de fuligem;

$\frac{dm_{s,form}}{dt}$ = taxa de formação de fuligem;

$\frac{dm_{ox}}{dt}$ = taxa de oxidação de fuligem.

ANEXO B – Dados referentes ao conjunto de válvulas

Figura B1 - Valores inseridos referentes às válvulas de admissão e seu deslocamento

Cylinder = Identical Cy

Valve Port Specification

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Calculate Dynamic Incylinder Swirl

Timing

Valve Opening Shift deg

Valve Closing Shift deg

Reference Lift for Valve Timing mm

Reference Lift Base

Tree View:

- Target Pressure Curve
- Target Pressure Curve 2
- Fractal
- HCCI 6 Zone
- In Cylinder Evaporation
- Open Chamber Gas Eng
- AVLMZCM
- Pollutants
- Knock
- Heat Transfer
 - Piston Calibration Factor
 - Head Calibration Factor
 - Liner Calibration Factor
 - Variable Wall Temperatu
 - Liner Layer Wall Temper
- Valve Port Specifications
 - VPS[1]: Pipe 1: Intake
 - Valve Controlled
 - Lift Curve
 - Flow Coefficients[1
 - Dynamic Swirl
 - Piston Controlled

Cylinder = Identical Cylin

Lift Curve

Specification

Valve Opening deg

Cam Length deg

Increment deg

Numb. of Points

Manipulation

Valve Opening deg

Cam Length deg

	Crank Angle (X) deg	ValveLift (Y) mm
1	340	0
2	354.647	0.44
3	369.294	1.53
4	383.941	2.54
5	398.588	4.38
6	413.235	6.32

Tree View:

- Target Pressure Curve
- Target Pressure Curve 2
- Fractal
- HCCI 6 Zone
- In Cylinder Evaporation
- Open Chamber Gas Eng
- AVLMZCM
- Pollutants
- Knock
- Heat Transfer
 - Piston Calibration Factor
 - Head Calibration Factor
 - Liner Calibration Factor
 - Variable Wall Temperatu
 - Liner Layer Wall Temper
- Valve Port Specifications
 - VPS[1]: Pipe 1: Intake
 - Valve Controlled
 - Lift Curve
 - Flow Coefficients[1
 - Dynamic Swirl
 - Piston Controlled
 - Chamber Valve
 - Chamber Attach
 - VPS[2]: Pipe 2: Exhaust

Figura B2 - Valores inseridos referentes às válvulas de exaustão e seu deslocamento

Cylinder = Identical Cy

- Target Pressure Curve
- Target Pressure Curve 2
- Fractal
- HCCI 6 Zone
- In Cylinder Evaporation
- Open Chamber Gas Eng
- AVLMZCM
- Pollutants
- Knock
- Heat Transfer
 - Piston Calibration Factor
 - Head Calibration Factor
 - Liner Calibration Factor
 - Variable Wall Temperatu
 - Liner Layer Wall Temper
- Valve Port Specifications
 - VPS[1]: Pipe 1: Intake
 - VPS[2]: Pipe 2: Exhaust
 - Valve Controlled
 - Lift Curve
 - Flow Coefficients[1
 - Dynamic Swirl

Valve Port Specification

Exhaust pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter: 32 mm

Valve Clearance: 0.18 mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area: 1 [-]

Calculate Dynamic Incylinder Swirl

Modification of Valve Lift Timing

Valve Opening Shift: 0 deg

Valve Closing Shift: 0 deg

Reference Lift for Valve Timing: 0 mm

Reference Lift Base: Effective

Cylinder = Identical Cylin

- Target Pressure Curve
- Target Pressure Curve 2
- Fractal
- HCCI 6 Zone
- In Cylinder Evaporation
- Open Chamber Gas Eng
- AVLMZCM
- Pollutants
- Knock
- Heat Transfer
 - Piston Calibration Factor
 - Head Calibration Factor
 - Liner Calibration Factor
 - Variable Wall Temperatu
 - Liner Layer Wall Temper
- Valve Port Specifications
 - VPS[1]: Pipe 1: Intake
 - VPS[2]: Pipe 2: Exhaust
 - Valve Controlled
 - Lift Curve
 - Flow Coefficients[1
 - Dynamic Swirl
 - Piston Controlled
 - Chamber Valve
 - Chamber Attach

Lift Curve

Specification

Valve Opening: 125 deg

Cam Length: 257 deg

Increment: 15.117 deg

Numb. of Points: 18

Manipulation

Valve Opening: 125 deg

Cam Length: 257 deg

	Crank Angle (X) deg	ValveLift (Y) mm	
1	125	0	<input type="button" value="Insert Row"/> <input type="button" value="Remove Row"/> <input type="button" value="Load"/> <input type="button" value="Store"/> <input type="button" value="ExciteTD Import"/>
2	140.118	0.08	
3	155.235	0.95	
4	170.353	2.68	
5	185.471	5.23	
6	200.588	6.64	

ANEXO C - Dados geométricos e operacionais coletados

C1- DADOS DO MOTOR

COMBUSTIVEL	ÓLEO VEGETAL
PCI	38085 kJ/kg
VELOCIDADE	1800 rpm
MODELO DE LIMPEZA DO CILINDRO	PERFECT MIXING
ORDEM DE IGNIÇÃO	1-3-4-2
VOLUME TOTAL FILTRO DE AR	9424,7 cm ³
COMPRIMENTO DO FILTRO DE AR	280 mm
VOLUME DO COLETOR DE ADMISSÃO	0,9 l
VOLUME DO COLETOR DE EXAUSTÃO	0,5 l
TEMPERATURA DO AR DE ENTRADA	30 °C

C2- DADOS DO CILINDRO

DIÂMETRO	91,1 mm
CURSO	100,0 mm
RAZÃO DE COMPRESSÃO	22:1
COMPRIMENTO DA BIELA	160,0 mm
DESLOCAMENTO DO PINO DO PISTÃO	0,0 mm
FOLGA EFETIVA DE BLOW BY	8X10 ⁻⁵ mm
PRESSÃO MEDIA DO CARTER	1 bar

C3- DADOS DA COMBUSTÃO

MODELO	VIBE TWO-ZONE
INÍCIO DA INJEÇÃO	5° ATDC
INÍCIO DA COMBUSTÃO	9 graus
DURAÇÃO DA COMBUSTÃO	85 graus
PARÂMETRO DE CONTORNO DA CURVA “m”	1,3
PARÂMETRO “a”	6,9

C4- DADOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

MODELO	WOSCHNI 1978
SUPERFÍCIE DA ÁREA DO PISTÃO	9125,5 mm ²
TEMPERATURA DA PAREDE DO PISTÃO	180 °C
ÁREA DA SUPERFÍCIE DA CABEÇA DO CILINDRO	6518,2 mm ²
TEMPERATURA DA PAREDE	160 °C
ÁREA DA SUPERFÍCIE (PISTÃO NO PMS)	290 mm ²
TEMPERATURA DA PAREDE (PISTÃO NO PMS)	160 °C

TEMPERATURA DA PAREDE (PISTÃO NO PMI) 90 °C

C5- ESPECIFICAÇÃO DAS VÁLVULAS

DIÂMETRO INTERNO DO ASSENTO DE VÁLV. ADMISS.	37,7 mm
DIÂMETRO INTERNO DO ASSENTO DE VÁLV. EXAUST.	32,0 mm
FOLGA ENTRE VÁLVULAS (LIMPEZA CILINDRO)	0,18 mm
ABERTURA VÁLVULA ADMISSÃO	340°
FECHAMENTO VÁLVULA ADMISSÃO	589°
ABERTURA VÁLVULA EXAUSTÃO	125°
FECHAMENTO VÁLVULA EXAUSTÃO	382°

ANEXO D – Coeficientes polinomiais do óleo vegetal utilizado

Figura D1 - Gráfico c_p/R x T para o óleo vegetal utilizado na simulação, para Temperaturas Inferiores, apresentando o polinômio de 4ª ordem, de onde foram extraídos os coeficientes inseridos no programa.

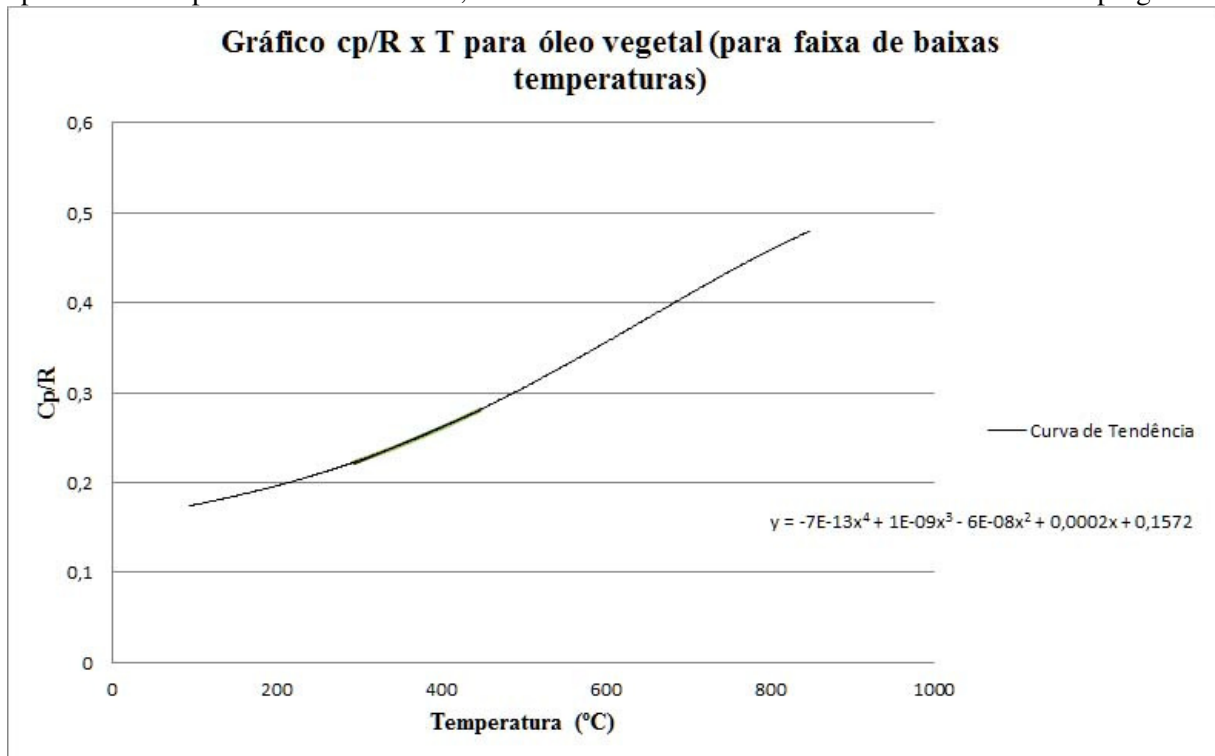
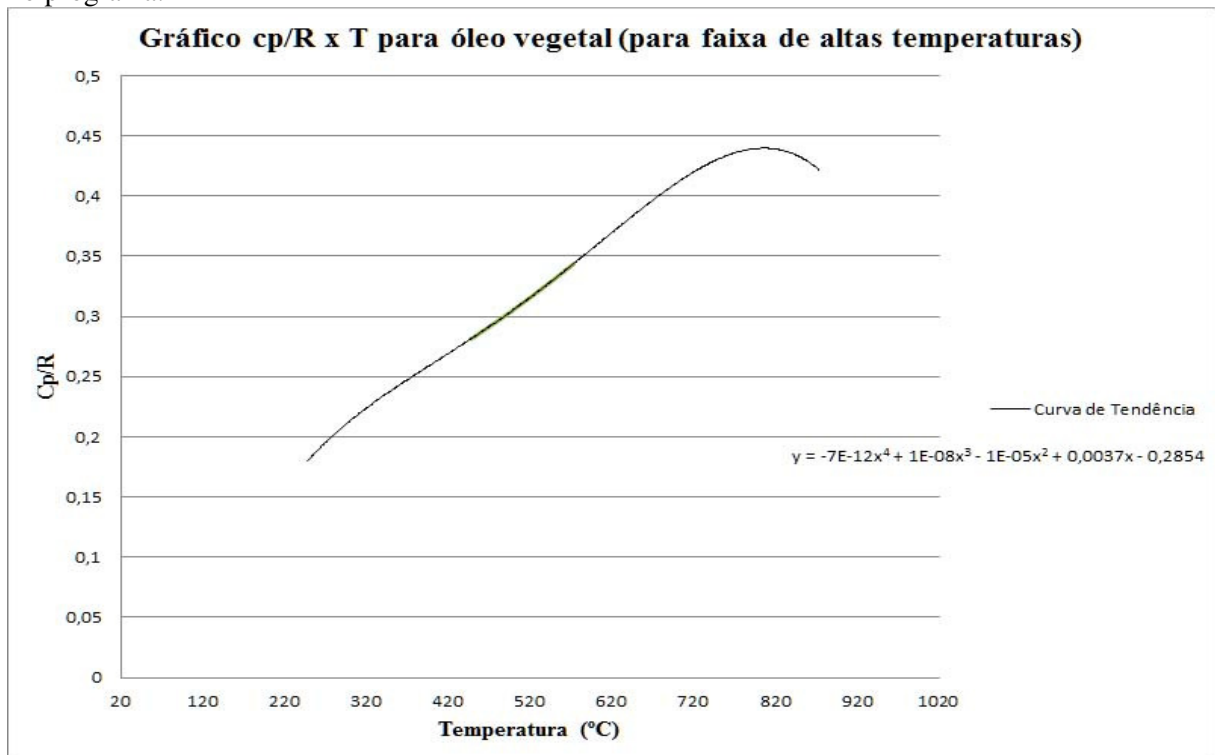


Figura D2 - Gráfico c_p/R x T para o óleo vegetal utilizado na simulação, para Temperaturas Superiores, apresentando o polinômio de 4ª ordem, de onde foram extraídos os coeficientes inseridos no programa.



ANEXO E – Demais modelos adotados na simulação

E1- Modelo de Plenums

O plenum é um componente adotado pelo software BOOST, no qual as pressões espaciais e as diferenças de temperaturas são desprezadas. Neste trabalho, as trocas de calor no plenum também foram desprezadas. A equação adotada pelo programa para o cálculo das condições do gás no interior do plenum é dada por:

$$\frac{d(m_{pl} \cdot u)}{d\alpha} = -p_{pl} \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e + \frac{dQ_{reac}}{d\alpha}$$

onde:

m_{pl} = massa no plenum;

u = energia interna específica;

p_{pl} = pressão no plenum;

V = volume do plenum;

Q_w = perda de calor pela parede;

α = ângulo do eixo de manivelas;

dm_i = vazão mássica entrando no plenum;

dm_e = vazão mássica saindo no plenum;

h_i = entalpia da massa entrando no plenum;

h_e = entalpia da massa que deixa o plenum;

Q_{reac} = geração de entalpia devido a reações químicas.

E2- Modelo de Tubos

O conjunto de equações de conservação adotadas que modelam o escoamento unidimensional nas tubulações do motor foram as equações de Euler:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U)$$

onde:

U = representa o vetor de estado;

F = representa o vetor de fluxo;

$S(U)$ = representa o termo fonte, dado por dois outros termos fonte, ou seja:

$$S(U) = S_A(F(U)) + S_R(U)$$

onde:

$S_A (F(U)) = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \cdot F$ é causado pelas mudanças axiais na seção transversal do tubo e S_R (U) é a parcela do termo fonte que leva em conta as reações químicas homogêneas, os termos de transferência de calor e massa entre as fases sólida e gasosa e fontes de atrito. Detalhes do modelo encontram-se no Theory Guide.

E3- Dados das Fronteiras do Sistema

As fronteiras do sistema representadas no programa como SB1 e SB2 são as regiões que representam a interface entre o modelo simulado e o meio externo, e é onde serão inseridos os dados que representam as considerações de contorno informadas ao programa. Os dados inseridos no programa pelas fronteiras do sistema SB1 e SB2 foram os apresentados nas telas a seguir:

Figura E3 - Dados das Fronteiras do Sistema

The figure displays two screenshots of the software interface, labeled SB1 - Data and SB2 - Data, showing the configuration for System Boundary conditions.

SB1 - Data:

- System Boundary Tree:**
 - SystemBoundary
 - General
 - Boundary Conditions (selected)
 - Pressure - Table
 - Gas Temperature - Table
 - Fuel Vapour - Table
 - Combustion Products - Table
 - Ratio Value - Table
 - Gas Mass Fraction
 - Flow Coefficients
 - Pipe 12 Inflow - Table
 - Pipe 12 Outflow - Table
 - Acoustic Source
 - Transmission Loss
 - Linear Acoustics
 - Impedance

- Boundary Conditions Panel:**
- Local Boundary Conditions (selected)
- Preference: [Dropdown] [Update]
- Pressure: 1 bar
- Gas Temperature: 30 degC
- Mass Fraction Input:
- Fuel Vapour: 0 [-]
- Combustion Products: 0 [-]
- Ratio Type: A/F - Ratio
- Ratio Value: 14.7 [-]

SB2 - Data:

- System Boundary Tree:**
 - SystemBoundary
 - General
 - Boundary Conditions (selected)
 - Pressure - Table
 - Gas Temperature - Table
 - Fuel Vapour - Table
 - Combustion Products - Table
 - Ratio Value - Table
 - Gas Mass Fraction
 - Flow Coefficients
 - Pipe 10 Inflow - Table
 - Pipe 10 Outflow - Table
 - Acoustic Source
 - Transmission Loss
 - Linear Acoustics
 - Impedance

- Boundary Conditions Panel:**
- Local Boundary Conditions (selected)
- Preference: [Dropdown] [Update]
- Pressure: 1 bar
- Gas Temperature: 40 degC
- Mass Fraction Input:
- Fuel Vapour: 0 [-]
- Combustion Products: 0.95 [-]
- Ratio Type: A/F - Ratio
- Ratio Value: 14.7 [-]

E4- Modelo de Injetor

O injetor é o dispositivo adotado pelo BOOST para que se possa injetar o combustível ou outro tipo de substância pelo coletor de admissão. Neste trabalho, H₂ e O₂ foram injetados pelo injetor que estava localizado na entrada do coletor de admissão. Para simular o escoamento através do injetor, o programa baseia-se na equação de energia, na equação da continuidade e nas fórmulas para mudança de estado isentrópica. Logo,

$$\dot{m} = \alpha \cdot A_{geo} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi$$

onde:

\dot{m} = taxa de vazão mássica;

α = coeficiente de escoamento;

A_{geo} = área geométrica de escoamento;

p_{o1} = pressão de estagnação à montante;

T_{o1} = temperatura de estagnação à montante;

R_o = constante particular do gás;

ψ = função pressão.

A função pressão depende das propriedades do gás e da taxa de pressão, sendo representado pela equação:

$$\psi = \sqrt{\frac{K}{K-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

ANEXO F – Dados obtidos e utilizados nos gráficos dos resultados obtidos.**F1 – Dados referentes ao H₂.**

Potência Elétrica

POT. ELETR.	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	10,17	10,69	11,16	11,65	12,13
80	11,12	11,65	12,17	12,68	13,18
100	14,80	15,41	16,04	16,65	17,25

Consumo Específico de Combustível

CEC	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	413,8	387,6	365,2	344,2	325
80	403,7	379,5	353,3	337,3	319
100	379	358,5	338,7	320,9	304,5

Teores de NO_x

NO _x	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	0,3111	0,4689	0,6528	0,8302	0,9692
80	0,3329	0,4843	0,6604	0,8361	0,9884
100	0,4610	0,6017	0,7610	0,9330	1,1040

Teores de CO

CO	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	0,3853	0,4177	0,4464	0,4722	0,4945
80	0,4005	0,4276	0,4512	0,4711	0,4875
100	0,4704	0,4795	0,4853	0,4878	0,4880

Teores de Fuligem

FULIGEM	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	0,0509	0,0632	0,0766	0,0901	0,1034
80	0,0823	0,0978	0,1133	0,1281	0,1411
100	0,2381	0,2437	0,2444	0,2411	0,2351

Eficiência Volumétrica

EFIC. VOL.	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	86,15	85,85	85,56	85,27	85,00
80	85,70	85,41	85,14	84,86	84,53
100	84,09	83,78	83,45	83,10	82,67

Rendimento Global

REND.GLOBAL (%)	OV100	OV95H5	OV90H10	OV85H15	OV80H20
75	22,84	23,22	23,46	23,73	23,97
80	23,41	23,72	24,00	24,22	24,41
100	24,93	25,10	25,29	25,43	25,56

F2 – Dados referentes ao O₂.

Potência Elétrica

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
Pot. Elet. (kW) 100%	14,80	16,07	17,02	17,71	18,24	18,71	20,00	20,69
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
Pot. Elet. (kW) 80%	11,13	12,18	12,92	15,90				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
Pot. Elet. (kW) 75%	10,18	11,17	12,44	14,39				

Consumo Específico de Combustível

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
CEC (g/kWh) 100%	379,1	349,2	329,7	316,8	307,6	299,9	280,5	271,2
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
CEC (g/kWh) 80%	403,33	368,56	347,45	282,33				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
CEC (g/kWh) 75%	413,43	376,8	338,3	292,4				

Teores de NO_x

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
NOx (g/kWh) 100%	0,3903	0,8098	0,4687	0,2848	0,1552	0,0542	0,0258	0,0019
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
NOx (g/kWh) 80%	0,2894	0,5556	0,3944	14,8988				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
NOx (g/kWh) 75%	0,2728	0,5060	2,7697	15,7424				

Teores de CO

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
CO (g/kWh) 100%	273,36	164,48	90,81	60,86	31,23	18,5	11,06	5,62
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
CO (g/kWh) 80%	385,08	222,75	167,23	88,34				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
CO (g/kWh) 75%	419,25	287,53	124,90	102,84				

Teores de Fuligem

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
Fuligem (g/kWh) 100%	0,2401	0,2447	0,2146	0,1658	0,1231	0,1048	0,1098	0,1498
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
Fuligem (g/kWh) 80%	0,0818	0,1324	0,1749	0,1326				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
Fuligem (g/kWh) 75%	0,0509	0,0931	0,1504	0,1505				

Eficiência Volumétrica

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
Efic. Volum. (%) 100%	83,96	83,11	82,29	81,41	80,39	79,58	79,55	79,90
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
Efic. Volum. (%) 80%	85,72	84,98	84,25	82,79				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
Efic. Volum. (%) 75%	86,20	85,51	84,56	83,73				

Rendimiento Global

Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	15	20	25	30	33
REND.GLOBAL 100%	24,92	28,42	31,53	34,30	36,86	39,39	43,79	46,35
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	14				
REND.GLOBAL 80%	23,43	26,92	29,92	38,16				
Acréscimo de O ₂ (%)	0	5	10	12				
REND.GLOBAL 75%	22,86	26,34	30,73	36,19				