

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

RICARDO WALLACE MACHADO FERREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS EMISSÕES DE UMA MICROTURBINA A GÁS
UTILIZANDO BIODIESEL**

BELÉM
2011

RICARDO WALLACE MACHADO FERREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS EMISSÕES DE UMA MICROTURBINA A GÁS
UTILIZANDO BIODIESEL**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará. Área de concentração: Térmicas e Fluidos. Orientador: Prof^a. Dr^a. Danielle Regina da Silva Guerra, Co-orientador: Prof. Dr. Manoel Fernandes Martins Nogueira

BELÉM
2011

Dados Internacionais de catalogação na publicação (CIP), Biblioteca do Mestrado em Engenharia Mecânica/ UFPA, Belém, PA.

F383 Ferreira, Ricardo Wallace Machado

Análise Experimental das Emissões de uma Microturbina a Gás Utilizando Biodiesel./ Ricardo Wallace Machado Ferreira; Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Danielle Regina da Silva Guerra. – Belém, 2011.

144f. il.

Dissertação (mestrado)-Universidade Federal do Pará. Instituto de Tecnologia.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2011.

1. Combustão Biodiesel. 2. Turbinas a gás. 3. Emissões. I. Guerra, Danielle Regina da Silva, orientador. II. Título.

CDD 19. ed. 669.94

RICARDO WALLACE MACHADO FERREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS EMISSÕES DE UMA MICROTURBINA A GÁS
UTILIZANDO BIODIESEL**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará. Área de concentração: Térmicas e Fluidos.

Data de aprovação:

Banca examinadora:

Prof^a.Dr^a. Danielle Regina da Silva Guerra
PPGEM/FEM/ITEC/UFPA– Orientadora

Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava
PEAM/ ITA– Membro Externo

Prof. Manoel Fernandes Martins Nogueira, Ph D.
PPGEM/FEM/ITEC/UFPA– Membro interno

Prof^a. Dr^a. Cristiane Aparecida Martins
PEAM/ ITA– Membro Convidado

Dedico este trabalho ao meu irmão
Jefferson William (*in memoriam*),
aos meus pais Edvaldo e Jucirene
aos meus familiares e amigos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, fonte de infinita bondade e amor, por ter conspirado a favor do desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a minha namorada Fabiola, pelo amor, carinho, paciência e compreensão dedicada a mim.

À minha orientadora, professora Danielle Regina da Silva Guerra, dedico os meus mais sinceros agradecimentos, gostaria de demonstrar aqui, nessas poucas linhas, toda a minha gratidão, admiração e respeito, agradeço não só pelas orientações de cunho acadêmico e científico mas também pela amizade ao longo de todo este tempo que trabalhamos juntos, por confiar e sempre acreditar em meu potencial.

Gostaria de agradecer ao professor Manoel Fernandes Martins Nogueira pelas conversas enriquecedoras, por sua agradável companhia e apoio ao meu trabalho de mestrado, e a oportunidade de participar do programa PROCAD.

Agradeço a todos do laboratório de mecânica dos fluidos, entre eles Yuu, João, Marlus, Roger, Hussein, Luis, Tamires, Priscila, pela convivência sempre agradável, pela solidariedade e amizade do grupo. Aos companheiros do EBMA Thiago e Abud pelo total apoio na caracterização energética dos combustíveis e um agradecimento em especial ao Hendrick pela grande ajuda na formulação matemática e utilização do software ComGas.

Gostaria de agradecer aos professores Pedro Teixeira Lacava, pela oportunidade de trabalhar com turbinas a gás, pelo total apoio e esclarecimentos no trabalho experimental. E a professora Cristiane Aparecida Martins, por apresentar uma visão aplicada da instrumentação virtual com o LabView de forma enriquecedora.

Agradeço a todos os camaradas do ITA/CTA, entre eles Eduardo Molina, Dener, Giuliano Gardolinski, Ramom, Marcel, Pedro Rocha, Corá, Francisco.

Agradeço ao CNPQ, pelo auxílio financeiro através de bolsa de mestrado, e a CAPES/PROCAD pelo auxílio financeiro da parte experimental, realizada durante o mestrado, conduzida no Instituto Tecnológico da Aeronáutica em São José dos Campos – SP.

*“Conhece-te a ti mesmo e conhecerás o universo e os deuses.”
(Sócrates)*

RESUMO

O trabalho apresenta um estudo experimental com a utilização de biodiesel, diesel, suas misturas e Gás Natural em uma microturbina à gás. O estudo tem como principal objetivo entender as emissões. O aparato experimental foi construído inteiramente com o propósito de realizar ensaios com gás natural e adaptações na linha de abastecimento foram realizadas para o fornecimento do combustível líquido, não tendo sido realizadas modificações na câmara de combustão. Os experimentos foram realizados para as rotações de 45.000rpm, 50.000rpm, 55.000rpm e 60.000rpm. Pelas dificuldades experimentais encontradas para o entendimento do processo de combustão e emissões geradas, um procedimento complementar para a estimativa das emissões é apresentado, resolvendo-se e estimando-se a composição das emissões através do software ComGas V1.0 para cálculo de combustão no equilíbrio. Como contribuição, são apresentados dados experimentais de CO, CO₂, O₂, temperatura de exaustão dos gases, além das vazões mássicas, vazões molares, caracterização energética dos combustíveis e misturas.

Palavras chaves: Combustão Biodiesel. Turbinas a gás. Emissões

ABSTRACT

This work presents an experimental study with the use of biodiesel, diesel, natural gas and mixtures operating in a gas microturbine as fuel. The main objective of the study is to understand the emissions produced by the fuels. The experimental apparatus was constructed entirely for the purpose of performing tests with natural gas and changes in the supply line were made for the supply of liquid fuel, no changes were made in the combustion chamber. The experiments were performed for rotations of 45.000rpm, 50.000rpm, 55.000rpm and 60.000rpm. By the experimental difficulties encountered in understanding the combustion process and its emissions, a complementary procedure for the emissions estimation is presented, resolving and estimating the composition of emissions through ComGas V1.0 software which calculates combustion in the equilibrium. As a contribution, we present experimental data for CO, CO₂, O₂, gas exhaust temperature, mass flow rates, molar flow rates, and energy characterizing of fuels and mixtures.

Keywords: Combustion. Biodiesel. Gas turbine. Emissions

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 Variação de emissões de CO e NO _x com o torque do motor	24
Figura 1.2 Emissões de NO _x em função do excesso de ar.....	26
Figura 1.3 Emissões de CO para diesel, biodiesel e misturas	27
Figura 1.4 Emissões de NO para o diesel, biodiesel e misturas	27
Figura 1.5 Emissões com otimização do atomizador.....	28
Figura 1.6 Gráfico de contorno da distribuição média de diâmetro de gota de diesel e biodiesel.....	31
Figura 2.1 Esquema simplificado do funcionamento do analisador elementar	38
Figura 3.1 Bancada experimental	44
Figura 3.2 Configuração básica de câmara de combustão.	45
Figura 3.3 Tubo de chama da microturbina.....	46
Figura 3.4 Esquema placa de orifício.....	49
Figura 3.5 Esquema do dispositivo para calibração do rotâmetro.....	50
Figura 3.6 Painel de Instrumentação	51
Figura 3.7 Sistema supervisorio.....	52
Figura 3.8 Greenline 8000	52
Figura 3.9 Esquema de funcionamento da microturbina.....	53
Figura 4.1 Esquema simplificado da desintegração de um filme líquido	58
Figura 4.2 Injetor pressure swirl	60
Figura 4.3 Injetor utilizado na microturbina.....	61
Figura 4.4 Injetor híbrido	61
Figura 4.5 Aparato experimental e sistema de coleta de dados para medição da distribuição de gotas.	66
Figura 4.6 Vazão mássica em função da diferença de pressão.....	67
Figura 4.7 Coeficiente de descarga em função da diferença de pressão	68
Figura 4.8 SMD em função da diferença de pressão	68
Figura 4.9 Pressão de injeção 2 bar.....	69
Figura 4.10 Pressão de injeção 6 bar.....	70
Figura 4.11 Variação do ângulo de cone em função da pressão.....	70
Figura 5.1 Opções de introdução dos combustíveis.....	88
Figura 5.2 Combustível: Formula Química.	88
Figura 5.3 Menu de propriedades reagentes e produtos.....	89
Figura 5.4 Razão de equivalência.	89
Figura 6.1 Emissões de CO ₂ para rotação de 45.000 RPM.....	98
Figura 6.2 Emissões de CO para rotação de 45.000 RPM	98
Figura 6.3 Emissões de O ₂ para rotação de 45.000 RPM.....	99

Figura 6.4 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 45.000 RPM	99
Figura 6.5 Emissões de CO ₂ para rotação de 50.000 RPM	102
Figura 6.6 Emissões de CO para rotação de 50.000 RPM	103
Figura 6.7 Emissões de O ₂ para rotação de 50.000 RPM.....	103
Figura 6.8 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 50.000 RPM	104
Figura 6.9 Emissões de CO ₂ para rotação de 55.000 RPM	107
Figura 6.10 Emissões de CO para rotação de 55.000 RPM	107
Figura 6.11 Emissões de O ₂ para rotação de 55.000 RPM.....	108
Figura 6.12 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 55.000 RPM	108
Figura 6.13 Emissões de CO ₂ para rotação de 60.000 RPM	111
Figura 6.14 Emissões de CO para rotação de 60.000 RPM	111
Figura 6.15 Emissões de O ₂ para rotação de 60.000 RPM.....	112
Figura 6.16 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 60.000 RPM	112
Figura 6.17 Emissões de CO ₂ para rotação de 45.000 RPM	115
Figura 6.18 Emissões de CO para rotação de 45.000 RPM	116
Figura 6.19 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 45.000 RPM	116
Figura 6.20 Emissões de CO ₂ para rotação de 50.000 RPM	118
Figura 6.21 Emissões de CO para rotação de 50.000 RPM	119
Figura 6.22 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 50.000 RPM	119
Figura 6.23 Emissões de CO ₂ para rotação de 55.000 RPM	121
Figura 6.24 Emissões de CO para rotação de 55.000 RPM	122
Figura 6.25 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 55.000 RPM	122
Figura 6.26 Emissões de CO ₂ para rotação de 60.000 RPM	124
Figura 6.27 Emissões de CO para rotação de 60.000 RPM	125
Figura 6.28 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 60.000 RPM	125
Figura 6.29 Emissões de O ₂ variando com a rotação da microturbina.	126
Figura 6.30 Emissões de CO variando com a rotação da microturbina.	127
Figura 6.31 Emissões de CO ₂ variando com a rotação da microturbina.	128
Figura 6.32 Variação da temperatura dos gases de escape em função da rotação da turbina	129
Figura 6.33 Emissões de CO variando com a rotação da microturbina.	130
Figura 6.34 Emissões de CO ₂ variando com a rotação da microturbina.....	131
Figura 6.35 Variação da temperatura dos gases de escape em função da rotação da turbina	132
Figura 6.36 Emissões de CO em 60.000 rpm	133
Figura 6.37 Emissões de CO ₂ em 60.000 rpm	133

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Propriedades do éster metílico de sebo (biodiesel) e óleo diesel.....	23
Tabela 1.2 Propriedades de viscosidade e de massa específica das misturas de combustíveis.....	23
Tabela 2.2 Resultados da análise elementar.....	40
Tabela 2.3 Poder calorífico superior e inferior dos combustíveis.....	42
Tabela 2.4 Poder calorífico superior (MJ/kg) das misturas de biodiesel e diesel	42
Tabela 2.5 Propriedades físico-químicas dos combustíveis	43
Tabela 3.1 Catálogo Eurotron Unigás 8000	51
Tabela 4.1 Coeficientes dimensionais usados no projeto do injetor	60
Tabela 4.2 Coeficientes de descarga	61
Tabela 5.1 Vazão de combustível	78
Tabela 5.2 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 45.000 RPM.....	79
Tabela 5.3 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 50.000 RPM.....	80
Tabela 5.4 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 55.000 RPM.....	80
Tabela 5.5 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 60.000 RPM.....	80
Tabela 5.6 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 45.000 RPM.....	80
Tabela 5.7 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 50.000 RPM.....	81
Tabela 5.8 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 55.000 RPM.....	81
Tabela 5.9 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 60.000 RPM.....	81
Tabela 6.1 Resultados predições ComGas a 45.000RPM.....	91
Tabela 6.2 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	91
Tabela 6.3 Resultados predições ComGas a 50.000 rpm.....	92
Tabela 6.4 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimentais.....	92
Tabela 6.5 Resultados predições ComGas a 55.000 rpm.....	92
Tabela 6.6 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	93
Tabela 6.7 Resultados predições ComGas a 60.000 rpm.....	93
Tabela 6.8 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	93
Tabela 6.9 Resultados predições ComGas a 45.000 rpm.....	94
Tabela 6.10 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	94
Tabela 6.11 Resultados predições ComGas a 50.000 rpm	94
Tabela 6.12 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	95
Tabela 6.13 Resultados predições ComGas a 55.000 rpm	95
Tabela 6.14 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	95
Tabela 6.15 Resultados predições ComGas a 60.000 rpm	96
Tabela 6.16 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimetais.....	96
Tabela 6.17 Vazões mássicas (g/s).....	97

Tabela 6.18 Poder calorífico (MJ/kg)	97
Tabela 6.19 Vazões molares (mols/s)	97
Tabela 6.20 Potência Térmica (kW)	97
Tabela 6.21 Emissões de NO _x para rotação de 45.000 RPM	100
Tabela 6.22 Resumo das características de operação a 45.000 rpm	100
Tabela 6.23 Vazões mássicas (g/s)	101
Tabela 6.24 Poder calorífico (MJ/kg)	101
Tabela 6.25 Vazões molares (mols/s)	101
Tabela 6.26 Potência térmica (kW).....	102
Tabela 6.27 Emissões de NO _x para rotação de 50.000 RPM	104
Tabela 6.28 Resumo das características de operação a 50.000 rpm	105
Tabela 6.29 Vazões mássicas (g/s)	106
Tabela 6.30 Poder calorífico (MJ/kg)	106
Tabela 6.31 Vazões molares (mols/s)	106
Tabela 6.32 Potência térmica (kW).....	107
Tabela 6.33 Emissões de NO _x para rotação de 55.000 RPM	109
Tabela 6.34 Resumo das características de operação a 55.000 rpm	109
Tabela 6.35 Vazões mássicas (g/s)	110
Tabela 6.36 Poder calorífico (MJ/kg)	110
Tabela 6.37 Vazões molares (mols/s)	110
Tabela 6.38 Potência Térmica (kW)	110
Tabela 6.39 Emissões de NO _x para rotação de 60.000 RPM	113
Tabela 6.40 Resumo das características de operação a 60.000 rpm	113
Tabela 6.41 Vazões mássicas (g/s)	114
Tabela 6.42 Poder calorífico (MJ/kg)	114
Tabela 6.43 Vazões molares (mols/s)	115
Tabela 6.44 Potência térmica (kW).....	115
Tabela 6.45 Emissões de NO _x para rotação de 45.000 RPM	117
Tabela 6.46 Vazões mássicas (g/s)	117
Tabela 6.47 Poder calorífico (MJ/kg)	117
Tabela 6.48 Vazões molares (mols/s)	118
Tabela 6.49 Potência térmica (kW).....	118
Tabela 6.50 Emissões de NO _x para rotação de 50.000 RPM	120
Tabela 6.51 Vazões mássicas (g/s)	120

Tabela 6.52 Poder calorífico (MJ/kg)	120
Tabela 6.53 Vazões molares (mols/s)	120
Tabela 6.54 Potência térmica (kW).....	121
Tabela 6.55 Emissões de NO _x para rotação de 55.000 RPM	123
Tabela 6.56 Vazões mássicas (g/s)	123
Tabela 6.57 Poder calorífico (MJ/kg)	123
Tabela 6.58 Vazões molares (mols/s)	124
Tabela 6.59 Potência térmica (kW).....	124
Tabela 6.60 Emissões de NO _x para rotação de 60.000 RPM	126
Tabela 6.61 Incertezas de medição do BDA para rotação de 45.000 RPM	135
Tabela 6.62 Incertezas de medição do BDA para rotação de 50.000 RPM	135
Tabela 6.63 Incertezas de medição do BDA para rotação de 55.000 RPM	135
Tabela 6.64 Incertezas de medição do BDA para rotação de 60.000 RPM	135
Tabela 6.65 Incertezas de medição do BDD para rotação de 45.000 RPM	136
Tabela 6.66 Incertezas de medição do BDD para rotação de 50.000 RPM	136
Tabela 6.67 Incertezas de medição do BDD para rotação de 55.000 RPM	136
Tabela 6.68 Incertezas de medição do BDD para rotação de 60.000 RPM	137

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
ASTM	American Society for Testing and Materials
BDA	Biodiesel de origem Animal (Biomax)
BDA10	Mistura de 10% de BDA no Óleo Diesel
BDA30	Mistura de 30% de BDA no Óleo Diesel
BDA50	Mistura de 50% de BDA no Óleo Diesel
BDA70	Mistura de 70% de BDA no Óleo Diesel
BDA100	100% de BDA
BDD	Biodiesel de origem Vegetal (Palmdiesel)
BDD10	Mistura de 10% de BDD no Óleo Diesel
BDD30	Mistura de 30% de BDD no Óleo Diesel
BDD50	Mistura de 50% de BDD no Óleo Diesel
BDD70	Mistura de 70% de BDD no Óleo Diesel
BDD100	100% de BDD
CLP	Comando Lógico Programável
CEA	Chemical Equilíbrio with Applications
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GNV	Gás Natural Veicular
LACBio	Laboratório de caracterização de biomassa
SMD	Sauter mean diameter

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

m	Massa [kg]
MW	Massa molecular da espécie [kg/kmol]
n	Número de medições
P	Pressão
PCS	Poder Calorífico superior do combustível [kJ/kg]
PCI	Poder Calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
T	Temperatura
U	Incerteza na medição
N	Numero de moles
\bar{X}	Media aritmética
Y	Fração mássica
X	Fração molar

Subscrito

i	Índice para espécies químicas
x	Número de átomos de carbono
y	Número de átomos de hidrogênio
S	Número de átomos de oxigênio
w	Número de átomos de nitrogênio
V	Número de átomos de enxofre

Símbolos gregos

ϕ	Razão de equivalência
β	Número de mols de oxidante
α	Excesso de ar

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	20
1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
1.1.1 Motores Diesel	22
1.1.2 Turbinas a Gás	25
1.1.3 Atomização e Injetores do tipo Centrífugo	30
2 COMBUSTÍVEIS	33
2.1 TIPOS DE COMBUSTÍVEIS	33
2.1.1 Gás natural veicular	33
2.1.2 Diesel	34
2.1.3 Biodiesel e misturas	35
2.2 CARACTERIZAÇÃO ENERGÉTICA DOS COMBUSTÍVEIS	37
2.2.1 Procedimento experimental para obtenção da Análise Elementar	37
2.2.2 Procedimento experimental para obtenção do Poder Calorífico	39
2.3 RESULTADOS	39
2.3.1 Análise Elementar	39
2.3.2 Poder Calorífico Superior - PCS	40
2.3.3 Propriedades Físico-químicas dos combustíveis	42
3 MICROTURBINA	44
3.1 CÂMARA DE COMBUSTÃO	45
3.2 INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE	46
3.2.1 Medição de Temperatura	47
3.2.2 Medição de Pressão	47
3.2.3 Medição de Rotação	47
3.2.2 Medição de Vazão	48
3.2.3 Medição das emissões	50
3.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	51
3.4 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	53

3.5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	54
3.5.1 Preparação das amostras de combustível para os ensaios	54
3.5.2 Procedimento experimental utilizando gás natural veicular.	55
3.5.3 Procedimento experimental utilizando biodiesel	55
4 ATOMIZADOR	57
4.1 CARACTERÍSTICAS DO SPRAY	57
4.2 FATORES QUE INFLUENCIAM A ATOMIZAÇÃO	58
4.3 CARACTERÍSTICAS DO INJETOR	59
4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	62
4.4.1 Procedimento Experimental para Determinação do Coeficiente de descarga	62
4.4.2 Procedimento experimental para medição do tamanho de gota.....	64
4.4.3 Procedimento experimental para medida do ângulo de cone	66
4.5 RESULTADOS DO ESTUDO DO SPRAY	67
5 FORMULAÇÃO EMPÍRICA	72
5.1 MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS	72
5.2 RAZÃO AR COMBUSTÍVEL	74
5.3 RAZÃO AR COMBUSTÍVEL (ESTEQUIOMÉTRICO)	74
5.4 RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA	75
5.5 COMPOSIÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS	75
5.5.1 Cálculo do PCI	82
5.6 CALCULO DO EXCESSO DE AR NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	83
5.7 CALCULO DA DILUIÇÃO DAS EMISSÕES	85
5.8 COMGAS V1.0.....	87
6 RESULTADOS E ANALISES	90
6.1 RESULTADOS PREDIÇÃO COMGAS V1.0	90
6.1.1 Predições a 45.000 RPM (Biomax).....	91
6.1.2 Predições a 50.000 RPM (Biomax).....	92
6.1.3 Predições a 55.000 RPM (Biomax).....	92

6.1.4	Predições a 60.000 RPM (Biomax)	93
6.1.5	Predições a 45.000 RPM (Palmdiesel)	94
6.1.6	Predições a 50.000 RPM (Palmdiesel)	94
6.1.7	Predições a 55.000 RPM (Palmdiesel)	95
6.1.8	Predições a 60.000 RPM (Palmdiesel)	96
6.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	96
6.2.1	Ensaio a 45.000 rpm (Biomax)	97
6.2.2	Ensaio a 50.000 rpm (Biomax))	101
6.2.3	Ensaio a 55.000 rpm (Biomax)	106
6.2.4	Ensaio a 60.000 rpm (Biomax)	110
6.2.5	Ensaio a 45.000 rpm (Palmdiesel)	114
6.2.6	Ensaio a 50.000 rpm (Palmdiesel)	117
6.2.7	Ensaio a 55.000 rpm ((Palmdiesel)	120
6.2.8	Ensaio a 60.000 rpm (Palmdiesel)	123
6.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS	126
6.3.1	Análises dos resultados para o Biomax	126
6.3.2	Análises dos resultados para o Palmdiesel	129
6.4	ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO	134
7	CONCLUSÕES	138
	REFERÊNCIAS	141

1 INTRODUÇÃO

Os combustíveis renováveis tem sido alvo de interesse de diversos setores e pesquisadores quanto à sua aplicação em motores alternativos, entretanto é importante lembrar que combustíveis alternativos podem e devem ser testados em outras máquinas térmicas voltadas para geração de energia elétrica ou cogeração.

Em 2001 o setor elétrico brasileiro entrou em crise por não ser capaz de suprir a demanda de energia em todo país, como o Brasil possui uma matriz elétrica eminentemente hidrelétrica com dependência de variações climáticas, a escassez de chuva naquele ano diminuiu o fornecimento de energia elétrica para todo território levando o governo a emitir políticas de economia de energia.

Atualmente diversos países inclusive o Brasil seguem uma nova tendência no setor energético: o desenvolvimento da geração distribuída com ênfase para aquelas com produção em pequena escala. A geração distribuída pode ser definida como a geração de potência elétrica por meio de pequenas unidades localizadas perto dos consumidores e centros de carga.

Dentre as diversas tecnologias que podem ser usadas na geração distribuída e de pequena escala, as microturbinas a gás têm se apresentado como uma opção tecnológica. As microturbinas são pequenas máquinas térmicas operando no ciclo Brayton que produzem eletricidade na faixa de 20 a 500 kW. Tem se observado muitas pesquisas em motores alternativos, poucas têm sido desenvolvidas nos motores rotativos como as turbinas.

Um exemplo da aplicação de microturbinas pode ser visto no crescente emprego destes equipamentos utilizando gás natural como fonte de geração de energia distribuída. Algumas vantagens no uso da microturbina é a sua baixa emissão de poluentes, alta confiabilidade devido ao pequeno número de partes girantes, instalação relativamente simplificada, baixo custo de manutenção. Entre as desvantagens estão o custo e a tecnologia emergente, ou seja, tecnologia esta ainda em fase de testes e sua eficiência está termodinamicamente limitada pelo processo termodinâmico.

O uso de combustíveis alternativos como o biodiesel em microturbinas a gás pode ser uma possibilidade viável, principalmente com as mudanças na indústria da energia na busca por novas tecnologias. Fatores que devem ser foco de atenção quanto a esta aplicação e uso são: desempenho do equipamento, nível de emissões produzidas, custos de operação.

Neste contexto, este trabalho objetiva apresentar um estudo experimental para determinar as emissões provenientes de uma microturbina a gás operando com biodiesel, diesel e suas misturas, com adição de gás natural.

Devido à constituição de um novo combustível formado a partir das misturas do biodiesel, diesel e gás natural, também é buscado apresentar a caracterização energética do combustível através das análises elementar e determinação do poder calorífico superior de cada mistura produzida. Uma formulação empírica para as misturas de combustíveis será proposta visando viabilizar o cálculo dos produtos gerados no equilíbrio pelo processo de combustão. Os resultados simulados serão comparados com os obtidos da campanha experimental.

Os dados coletados experimentalmente serão analisados tendo como referência os resultados obtidos do ensaio utilizando somente o gás natural como combustível, sendo comparadas variáveis como: emissões nos gases de saída, temperatura de exaustão e razão ar-combustível.

Do ponto de vista organizacional, o trabalho está dividido em capítulos conforme os assuntos abordados e descritos nos parágrafos seguintes.

O primeiro capítulo é dedicado à apresentação do problema a ser estudado com os objetivos e os artigos relevantes que serviram como base para o desenvolvimento do trabalho.

O segundo capítulo apresenta as propriedades físico-químicas e a caracterização energética dos combustíveis utilizados nos ensaios com a microturbina.

No terceiro é apresentado o aparato experimental e metodologia empregada.

O quarto capítulo é dedicado ao estudo do injetor quanto ao levantamento das características da atomização.

No quinto capítulo é proposto uma formulação empírica da mistura de combustível visando o cálculo da composição dos gases de exaustão no equilíbrio.

Os resultados e análises são apresentados e discutidos no sexto capítulo. Finalmente no sétimo capítulo apresenta-se a conclusão e perspectivas futuras para estudo.

1.1 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

Trabalhos têm sido desenvolvidos sobre o comportamento de turbinas a gás utilizando combustíveis alternativos como biodiesel e biogás, tanto para verificar a viabilidade técnica, como para realizar uma análise da influência destes nas emissões e mudanças nas características da turbina, como eficiência e potência. Entretanto quando se trata do uso do biodiesel especificamente, há uma quantidade excessivamente superior de trabalhos publicados envolvendo o uso do biodiesel em motores alternativos, do que de estudos que abordam o uso de biodiesel em turbinas a gás.

Com foco nas emissões geradas com a utilização desses combustíveis alternativos em processos de combustão, foi realizado neste trabalho um levantamento dos estudos publicados sobre o uso de biodiesel em motores de combustão interna alternativos (motores diesel) e rotativos (turbinas à gás). A adoção pelo levantamento bibliográfico envolvendo as duas classificações de máquinas térmicas se deve a escassez do assunto no que tange às turbinas a gás. Outra observação foi de que as principais contribuições encontradas na literatura somente foram publicadas nos últimos cinco anos. Estas serviram de base para as análises dos resultados encontrados no trabalho em questão e são abordadas nos parágrafos seguintes.

Um item importante no estudo da aplicação de combustíveis líquidos em processos de combustão é o processo de atomização. Um sucinto levantamento bibliográfico sobre o assunto também é apresentado aqui.

1.1.1 Motores Diesel

Os primeiros estudos da utilização de biodiesel em motores diesel datam da década dos anos de 1980 e 1990 com Sims Ralph (1985), Ali and Hannal (1994), Graboski e McCormic

(1998) e Last et al (1995). Nos últimos cinco anos a aplicação de biodiesel como uma alternativa ao diesel como combustível tem se acentuado. O uso de biodiesel e suas misturas ganharam atenção de Öner e Altun (2009), em que investigaram desde a produção do biodiesel de origem do sebo animal pelo processo de transesterificação até a utilização em motores diesel, sendo determinadas as propriedades químicas do combustível. Neste estudo a massa específica e viscosidade foram obtidas de acordo com as normas ASTM D6751 e EN 14214. Tais propriedades apresentaram valores próximos ao valor do diesel, o resultado da análise do poder calorífico do biodiesel apresentou resultado levemente abaixo comparado ao do diesel, conforme é apresentado nas tabelas 1.1 e tabelas 1.2.

Tabela 1.1 Propriedades do éster metílico de sebo (biodiesel) e óleo diesel

Propriedade	Diesel	Biodiesel
Poder Calorífico Superior (MJ/kg)	42,7	39,85
Viscosidade (mm ² /s) (a 40 °C)	3,67	5,07
Massa específica (kg/m ³) (a 15 °C)	843,51	877 (a 17 °C)
Número de cetano	47	30

Fonte: ÖNER ; ALTUN (2009).

Tabela 1.2 Propriedades de Viscosidade e de massa específica das misturas de combustíveis

Propriedade	B5	B20	B50
Viscosidade (mm ² /s) (a 40 °C)	3,68	3,76	3,87
Massa específica (kg/m ³) (a 15 °C)	844,66	846,99	853

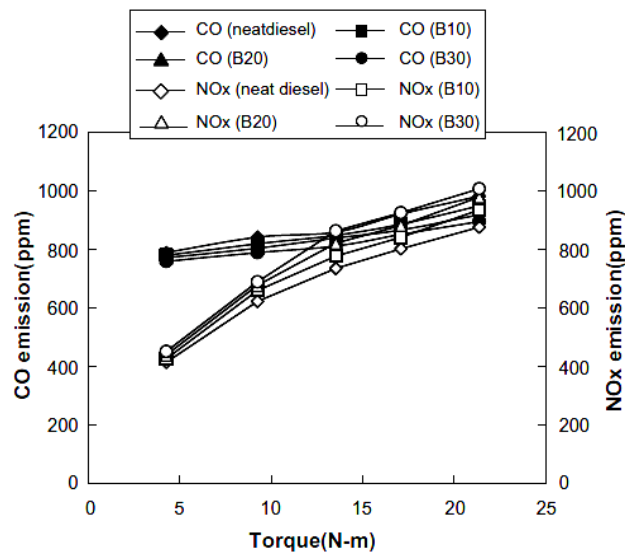
Fonte: ÖNER ; ALTUN (2009)

Ainda na investigação de Öner e Altun (2009), os resultados mostraram que a adição de biodiesel ao diesel provoca a diminuição da eficiência efetiva do motor e aumenta o consumo específico. A isto se atribuiu o fato do biodiesel apresentar um baixo poder calorífico em relação ao diesel. Com relação às emissões, monóxido de carbono (CO), óxido de nitrogênio (NO_x), dióxido de enxofre (SO₂) e fuligem foram reduzidas em torno de 15%, 38,5%, 72,7% e

56,8% respectivamente, para o B100 comparado ao diesel. Por fim concluíram que é possível o uso de biodiesel com injeção direta em motores diesel, promovendo ainda uma redução na poluição do ar.

Os efeitos do uso de biodiesel derivado do óleo da semente de algodão no desempenho e emissões de um motor diesel foram analisados por Nabi *et al.*(2009). Os resultados revelaram que as misturas biodiesel/diesel apresentaram uma menor emissão de CO, particulados e de fumaça do que o diesel puro, como mostrado na figura 1.1, entretanto as misturas de biodiesel apresentaram maior emissão de NO_x em relação ao diesel, diferentemente do observado por Öner e Altun.

Figura 1.1 Variação de emissões de CO e NO_x com o torque do motor



Fonte: Nabi *et al* (2009).

Comparando com diesel puro, a mistura de 10% de biodiesel reduziu as emissões de particulados e fumaça em torno de 24% e 14% respectivamente, já a mistura de 30% de biodiesel reduz a emissão de CO em 24% porém aumenta em 10% a de NO_x. Segundo o autor a razão para isto se deve pela presença de oxigênio na estrutura molecular do biodiesel e também pela menor cadeia de aromáticos presentes no mesmo. Com relação à eficiência térmica utilizando as misturas de biodiesel, esta apresentou resultado levemente menor que a eficiência com uso do diesel puro, isto é devido ao poder calorífico do biodiesel ser menor

que o do diesel e também a fatores como volatilidade, alta viscosidade e maior massa específica do biodiesel.

Mohamed et al (2008) realizaram um estudo em motor diesel com sistema de bicomustível de compressão variável, utilizando gás natural liquefeito e biodiesel derivado de jojoba como chama piloto. Foram examinados alguns parâmetros como: tipos de combustíveis gasosos, velocidade e carga do motor, tempo de injeção, razão de compressão e vazão mássica do combustível piloto. Os resultados mostraram que a viscosidade cinemática do biodiesel de jojoba necessita sofrer uma pequena redução e o número de cetano é menor em relação ao diesel, o que afeta o processo de combustão de forma positiva. Quanto às emissões, o monóxido de carbono foi menor que 1% sobre todas as condições de operação do motor, o ruído de combustão é menor quando utilizado o biodiesel para uma grande faixa de cargas, para diferentes taxas de compressão e combustíveis gasosos.

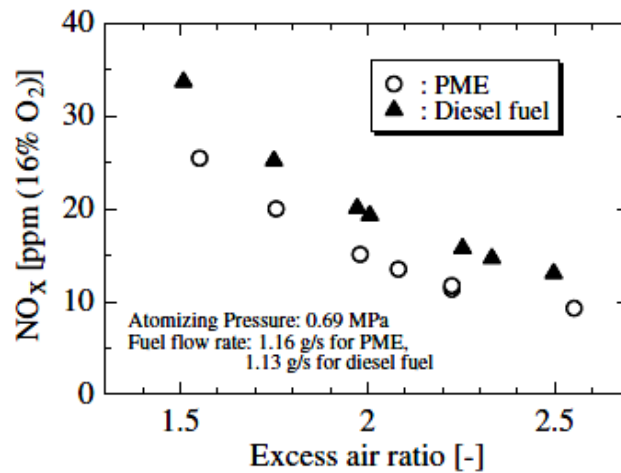
1.1.2 Turbinas a Gás

No que tange à aplicação de biodiesel em turbinas à gás, estes estudos são ainda em minoria. Hashimoto *et al.*(2008) investigou as características de combustão do Palm Methyl Ester (PME) usado em turbinas a gás. Cálculo do equilíbrio químico e caracterização da atomização usando um analisador laser de spray por difração (LDSA) também foram realizados. O resultado encontrado mostrou que as características da combustão do PME são similar a do combustível diesel e indica que a emissão de NO_x pode ser reduzida pelo uso do PME como combustível para turbinas a gás, conforme pode ser visto na figura 1.2.

Os autores analisaram também a diferença de temperatura de chama adiabática do PME em relação diesel. O cálculo do equilíbrio químico foi realizado com ajuda do código CEA da NASA, e as propriedades das espécies do gás foram obtidas do banco de dados termodinâmico JANAF. Os resultados mostraram que as temperaturas de chama adiabática dos combustíveis praticamente não apresentam diferença, sendo esta menor que 0.6%. O autor investigou as características de atomização do PME e do diesel encontrando que não houve grande diferença entre a vazão de combustível em relação ao tamanho médio de gota (Sauter Medium Diameter). Concluíram ainda que o PME possui menor tendência à formação de

chama luminosa e fuligem do que o diesel, e para o mesmo SMD ou viscosidade cinemática, a emissão de NO_x do PME é menor que a do Diesel.

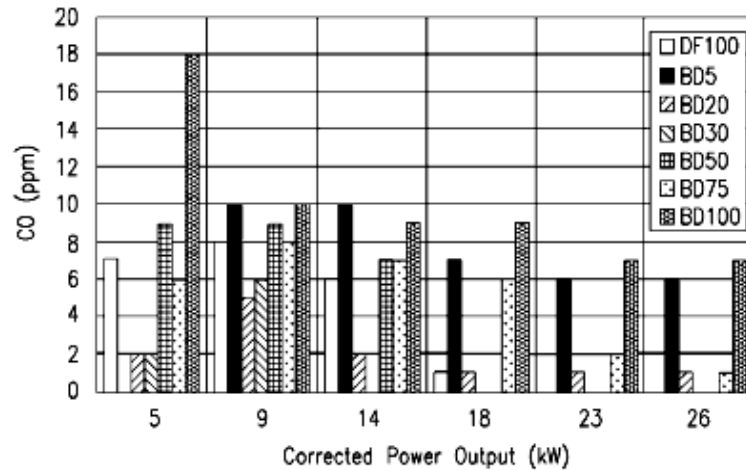
Figura 1.2 Emissões de NO_x em função do excesso de ar



Fonte: Hashimoto *et al* (2008).

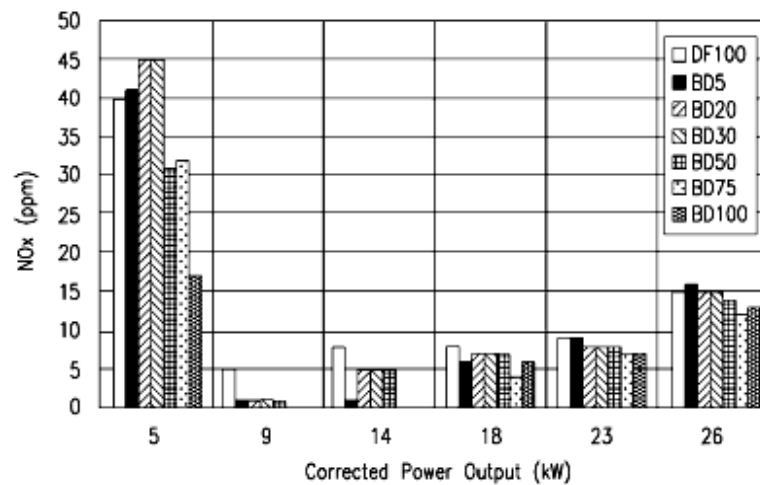
Com foco no desempenho e nas emissões, Nascimento *et al* (2008) realizaram um estudo em uma microturbina de 30 kW, utilizando biodiesel de óleo de colza e suas misturas como combustível. Neste estudo também simularam o ciclo usando o software GATE Cycle GE para avaliação do desempenho térmico da microturbina. Os autores encontraram resultados satisfatórios entre a simulação e os resultados experimentais abaixo da carga total e acima de 50% da carga para o diesel, biodiesel e suas misturas. Os resultados revelaram que o uso do biodiesel resulta em leve aumento de CO, baixo índice de NO_x e sem emissão de SO_2 , conforme apresentado nas figura 1.3 e figura 1.4. O desempenho térmico nos testes mostrou que o biodiesel puro tem um consumo específico maior que o do diesel. Durante os testes a microturbina não apresentou nem um tipo de falhas ou dificuldades de partida quando se substituiu o combustível.

Figura 1.3 Emissões de CO para diesel, biodiesel e misturas



Fonte: Nascimento *et al* (2008).

Figura 1.4 Emissões de NO para o diesel, biodiesel e misturas

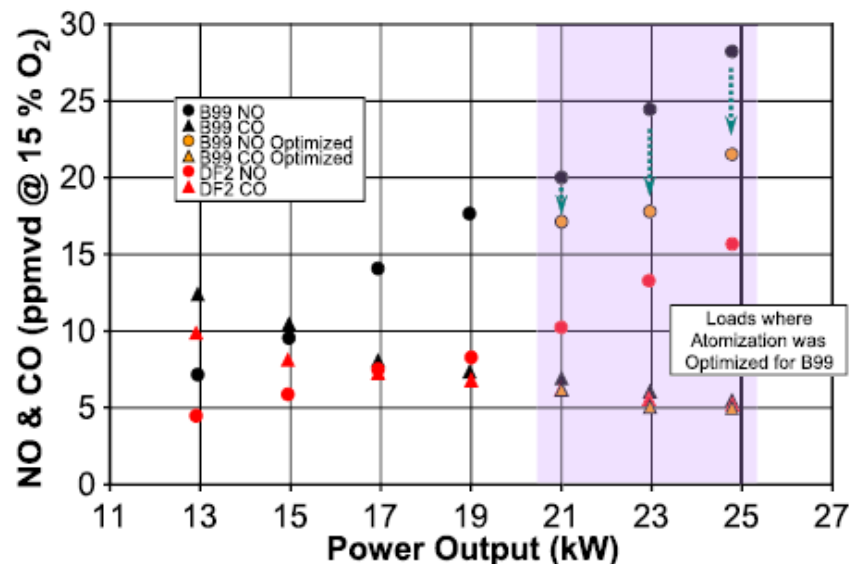


Fonte: Nascimento *et al* (2008).

Na investigação de Bolszo e McDonell (2009) foi realizado o estudo de otimização de emissões de uma turbina a gás de 30 kW, operando com biodiesel de soja. Os estudos incluíram atomização, vaporização, combustão e emissões de biodiesel comparando-os com diesel destilado (DF2). A turbina utilizada foi uma microturbina geradora, sendo sua aplicação primariamente para uso como sistema de reserva ou geração de energia em

localidades remotas. Os resultados encontrados mostraram que a máquina se adaptou com êxito a operar com biodiesel, porém a mudança de combustíveis do DF2 para o biodiesel sem implementar mudanças no sistema de injeção de combustível implicou em um aumento na emissão de NO_x. Com relação à análise das características de atomização e vaporização sugeriram que mesmo melhorando somente a atomização, esta não leva a uma redução de NO_x abaixo do nível de emissões quando utilizado o DF2, conforme apresentado na figura 1.5. Portanto, outro fator deve estar associado para esta redução, e para confirmar esta suposição seriam necessários estudos relacionados aos mecanismos de cinética química para auxiliar a compreender melhor este caso.

Figura 1.5 Emissões com otimização do atomizador



Fonte: Bolszo ; Mcdonell , (2009)

As características de combustão do óleo de palma (PME) como um combustível alternativo para turbinas a gás, também foram investigadas por Park *et al* (2009). No estudo foram realizados experimentos, cálculos de equilíbrio químico e investigação das características de atomização do combustível, utilizando o método de análise da difração do spray (LDSA). Os resultados encontrados mostram que: a temperatura adiabática de chama do PME é quase a mesma do diesel para a mesma razão de equivalência; o PME apresenta uma tendência menor de formar chama luminosa e fuligem que o diesel.

Rehman *et. al* (2010) descreve os resultados de um programa de desenvolvimento que visa determinar a viabilidade técnica da utilização de biodiesel de jatrofa em uma turbina a gás Rover 1/S60. O dispositivo de ensaio foi equipado com um dinamômetro para variação da carga e um analisador AVL de gás de descarga. Os resultados dos testes de duas misturas (b1 e b2) foram relatados e comparados com o desempenho em condições padrão utilizando diesel. Dentre as observações estão que: o biodiesel de jatrofa tem propriedades próximas ao do diesel; quando esterificado é miscível com o combustível diesel, podendo ser usado em qualquer proporção; o consumo de combustível de várias misturas foi mais elevado em cargas menores devido à maior massa específica, baixa volatilidade, alta viscosidade, entretanto melhora como o proceder da combustão devido à diminuição da viscosidade.

Quanto às emissões de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos, a partir do escape da turbina, para as misturas b1 e b2 os níveis são mais baixos do que as emissões provenientes do combustível diesel. Emissões de NOx de b1 e b2 são mais elevadas do que o diesel, devido à melhor combustão resultando em maior temperatura do ciclo. Como as emissões de NOx são dependentes da temperatura, são mais elevados em alta temperatura.

A pesquisa do uso de combustíveis alternativos em aeronaves e turbinas à gás tem se tornado frequente pois beneficiaria a economia e o meio ambiente. Devido a intensidade do tráfego aéreo de operações civis e militares, o desenvolvimento de combustíveis alternativos na aviação é justificado. Embora tenha havido evidências de que poucos estudos de diagnóstico foram concluídos sobre o uso de biocombustíveis em voos comerciais e militares.

Dada a importância, Habib *et. al.* (2010) desenvolveram o estudo do desempenho e emissões características de uma turbina a gás de 30 kW utilizando como biocombustível: éster metílico de soja, éster metílico de canola, éster metílico de colza reciclada, gordura animal, e seus 50% em mistura ao combustível de aviação JetA. A adição de biocombustíveis resultou em uma redução de empuxo estático e consumo específico de combustível, e eficiência térmica aumentada, em relação ao querosene de aviação. As emissões de CO e NO foram reduzidas com a mistura de biocombustível. Os resultados sugerem que uma mistura ótima poderia ser encontrada de forma que reduza as emissões de poluentes, produzindo o empuxo desejado.

Outro trabalho do setor de aviação foi desenvolvido por Silva (2009) onde analisou os parâmetros de desempenho e emissões de poluentes para várias misturas de biodiesel/querosene de aviação em um turboeixo Rover 1/S60. Os testes mostraram que não houve alterações significativas na operação do turboeixo. O estudo mostrou, também, que houve decréscimo de eficiência térmica e aumento de consumo de combustível com a utilização de misturas mais ricas em biodiesel. As emissões de poluentes também decresceram com o aumento de teor de biodiesel na mistura.

1.1.3 Atomização e Injetores do tipo Centrífugo

A combustão e as emissões de um motor usando óleo diesel são afetadas pelas características da atomização do combustível. O trabalho clássico encontrado na literatura e que frequentemente é citado nas investigações atuais, é o de Lefebvre (1989) na qual descreve o processo de atomização detalhadamente, apresenta os parâmetros de projeto de injetores, define como avaliar e modelar os resultados obtidos por funções de distribuição matemáticas e empíricas para prever o coeficiente de descarga e o diâmetro médio de gotas.

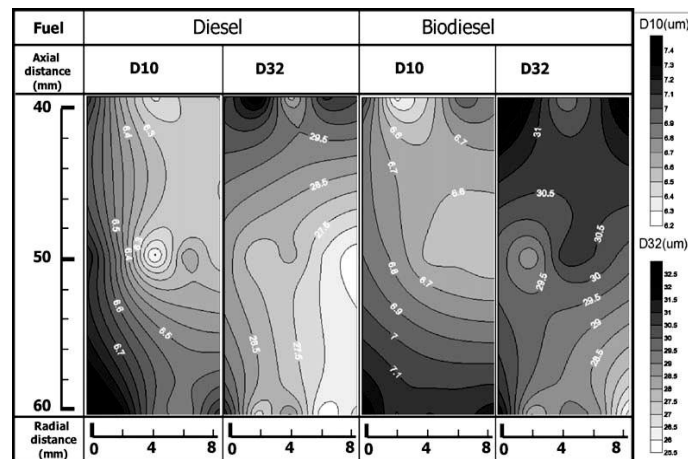
Carlisle *et al* (1955) forneceu uma importante relação do coeficiente de descarga, C_D , com a área do pórtico, o diâmetro da câmara de *swirl* e com o diâmetro de saída. Um trabalho semelhante foi desenvolvido por Risk e Lefebvre (1985). Uma expressão mais completa de previsão do C_D em relação às medidas internas do injetor foi apresentada por Jones (1982).

Um procedimento para projeto de atomizadores do tipo centrífugo para operar a baixa pressão de operação foi desenvolvido por Couto *et al* (1997). Foram avaliados os parâmetros: coeficiente de descarga, ângulo de cone do spray, diâmetro de gota (SMD). Os resultados teóricos e experimentais apresentaram uma boa concordância entre si.

Em outro estudo relativamente mais recente, Park *et al.*(2009) investigou as características da injeção e atomização do combustível SME (Soybean oil methyl ester) em um motor diesel e comparou estes resultados com os do óleo diesel. Os resultados experimentais foram comparados com resultados numéricos obtidos do código KIVA-3V. As características do spray como o tipo de penetração, a área e o centroide, além do retardo de injeção, foram analisadas. A penetração do spray do biodiesel foi similar ao comportamento

do diesel sendo comparado para várias condições de injeção e ambiente. O diâmetro médio de gota (SMD) do biodiesel diminuiu ao longo do eixo do spray, isto se deve porque existe uma interação entre o spray e o gás ambiente que afeta a atomização do combustível. O tamanho de gota do biodiesel é levemente maior que o do diesel, entretanto a diferença entre os dois combustíveis é pequena como pode ser observado na figura 1.6

Figura 1.6 Gráfico de contorno da distribuição média de diâmetro de gota de diesel e biodiesel



Fonte: Park *et al*(2009).

O trabalho de Almeida (2002) descreve o projeto de injetores do tipo centrífugo tangencial e helicoidal, utilizando a metodologia ocidental, assim como procedimento experimental através de ensaios a frio para validação da metodologia utilizada. Foi avaliado o coeficiente de descarga, o ângulo de abertura do spray, e cálculos para determinação do diâmetro médio de gotas. Em adição, Rocha (2003) realizou experimentos com os dois injetores desenvolvidos por Almeida, avaliando a distribuição de gotas variando a pressão e utilizando a técnica de espalhamento da luz laser. Também avaliou a abertura dos ângulos de cone do atomizador utilizando técnicas fotográficas.

Os trabalhos pontuados foram essenciais para o estudo do spray produzido pelo injetor aqui utilizado.

A partir desta revisão da literatura alguns pontos principais a respeito do biodiesel podem ser observados:

- (i) Propriedades como poder calorífico superior, massa específica, temperatura de chama adiabática, apresentam valores próximos ao encontrado no diesel.
- (ii) O uso do biodiesel em condições adequadas no processo de combustão inferem um menor ou maior índice de emissões de NO_x dependendo da origem do óleo, se vegetal ou animal.
- (iii) Geralmente é necessário fazer pequenas modificações no sistema de injeção de combustíveis, para o uso de biodiesel em motores que a princípio não foram projetados para seu uso.

Das investigações e dos resultados expostos nesta seção, este trabalho se insere contribuindo com um novo conjunto de dados experimentais provenientes de um aparato experimental não comercial, o qual foi projetado e construído inteiramente no Instituto Tecnológico de Aeronáutica. O estudo permitirá identificar observações encontradas na literatura e apresentar a viabilidade da utilização de novos combustíveis alternativos. No presente caso, as emissões produzidas por misturas de biodiesel, de origem vegetal e animal, em diesel e gás natural, utilizadas como combustível operando em uma microturbina a gás. Diferentemente de outros trabalhos, será apresentada a previsão teórica da composição dos gases gerados pela combustão no equilíbrio, através das fórmulas empíricas de cada mistura, determinadas a partir de uma metodologia adotada para este estudo.

Anteriormente aos ensaios experimentais, é necessário conhecer o tipo de combustível bem como suas propriedades, assim sendo, o capítulo seguinte é dedicado à apresentação das propriedades físico-químicas de todos combustíveis utilizados, suas vantagens e desvantagens em relação à viabilidade técnica, e a caracterização energética de cada um.

2 COMBUSTÍVEIS

O desenvolvimento de sistemas flexíveis ou adaptação para operação com diferentes combustíveis, requer uma análise teórica bem criteriosa, uma vez que muitas são as variáveis a analisar como: estequiometria, diluição, temperatura e pressão e as características do processo de combustão. Estas variáveis são fundamentais e estão intimamente ligadas ao tipo de combustível a ser utilizado.

Com foco no tipo de combustível utilizado, este capítulo é destinado a apresentar as características de cada combustível escolhido para os testes, bem como suas vantagens e desvantagens. Para entender o comportamento do combustível quando submetido ao processo de combustão e possibilitar uma análise das emissões com certa confiabilidade, é que serão apresentadas as propriedades físico-químicas e a caracterização energética de cada combustível e suas misturas.

A caracterização energética fornecerá resultados que permitirão determinar a fórmula empírica de cada combustível de forma isolada, determinar o poder calorífico superior e inferior. De posse destes dados, será possível propor a fórmula empírica do novo combustível, apresentada no quarto capítulo deste trabalho.

Os combustíveis utilizados foram diesel, biodiesel e suas misturas adicionados a estes o gás natural.

2.1 TIPOS DE COMBUSTÍVEIS

2.1.1 Gás natural veicular

Combustível fóssil formado por uma mistura de hidrocarbonetos de baixa massa molar, sendo seu principal composto o metano (CH_4), fazem parte da composição também do gás natural o propano (C_3H_8), butano (C_4H_{10}), penteno (C_5H_{12}), hexano (C_6H_{14}), isobutano (iC_4H_{10}) e frações minoritárias de dióxido de carbono (CO_2), sulfeto de hidrogênio (H_2S), água, nitrogênio e mercaptanas.

No Brasil a composição do gás natural para comercialização é definida pela portaria de número 104 de 8 de julho de 2002 da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP). Para o experimento será considerada a composição do gás natural definida pela mencionada Portaria, utilizando-se os limites mínimos de metano, etano, propano e butano para a região sudeste do Brasil em proporção de volume.

O Gás Natural apresenta diversas aplicações podendo ser usado como combustível para fornecimento de calor, geração e cogeração de energia, como matéria-prima nas indústrias siderúrgica, química, petroquímica e de fertilizantes. Na área de transportes é utilizado como substituto de outros combustíveis, caracterizando-se como uma opção técnica e economicamente viável de substituição do álcool e gasolina para os veículos de passeio. Também pode ser usado em veículos pesados, movidos a diesel.

O Gás Natural reduz fortemente a emissão de resíduos de carbono quando comparado ao diesel, o que aumenta a qualidade do ar, reduz os custos de manutenção e aumenta a vida útil do equipamento.

As desvantagens do Gás Natural essencialmente são a dificuldade no transporte devido ao fato de ocupar maior volume, mesmo pressurizado, e a dificuldade em liquefazer, requerendo para isso temperaturas da ordem de -160°C .

O Gás Natural Veicular (GNV) é uma mistura combustível gasosa tipicamente proveniente do GN e biogás, destinada ao uso veicular e cujo componente principal é o metano, observadas as especificações estabelecidas pela ANP. PORTARIA ANP N 32, DE 6.3.2001.

2.1.2 Diesel

Combustível fóssil destilado do petróleo que apresenta concentrações variáveis de enxofre, nitrogênio e compostos metálicos, sendo os principais constituintes do óleo diesel cadeias carbônicas de 6 a 30 átomos. O óleo diesel é formado por hidrocarbonetos parafínicos, olefínicos e aromáticos formulados através da mistura de diversas correntes de destilação como gasóleo, nafta pesada, diesel leve e diesel pesado, provenientes de diversas etapas de processamento do petróleo bruto.

A proporção destes componentes no óleo diesel são aquelas que permitam enquadrar o produto final dentro das especificações definidas pela ANP. O combustível diesel utilizado nos ensaios é o mesmo combustível comercializado para o consumidor metropolitano do sudeste do Brasil e segue as especificações de acordo com a RESOLUÇÃO ANP N 15, DE 19.3.2006.

Há tendência de uso do diesel em centrais termoelétricas operando em turbinas a gás, devido ao fácil armazenamento e transporte do combustível e também oferece mais segurança na prevenção de incêndios ou caso de perigo de fogo, devido ao fato de ser inflamável somente se estiver sob altíssimas temperaturas ou pressões. É mais poluente que outros combustíveis devido a sua composição química. É fonte não renovável.

2.1.3 Biodiesel e misturas

O Biodiesel pode ser produzido a partir de diversas matérias primas, tais como óleos vegetais, gorduras animais, óleos e gorduras residuais obtidos por meio de diversos processos. Pode também ser usado puro ou em mistura com o diesel mineral, em diversas proporções. É energia renovável. As terras cultiváveis podem produzir uma enorme variedade de oleaginosas como fonte de matéria-prima para a produção de biodiesel.

A evolução tecnológica nos últimos anos mostra tendências para adoção da transesterificação como processo final (Norma ASTM - D6751). A Definição de biodiesel segundo a ANP “é um combustível composto de alquilsteres e de ácidos graxos de cadeia longa, derivados de óleos vegetais ou de gorduras animais”, conforme especificação da RESOLUÇÃO ANP N 7, DE 19.3.2008.

Dentre as desvantagens do biodiesel, está o fato que não se sabe ao certo como o mercado irá assimilar a grande quantidade de glicerina obtida como subproduto da produção deste (entre 5 e 10% do produto bruto). A queima parcial da glicerina gera acroleína, produto suspeito de ser cancerígeno. Outra preocupação é quanto a produção intensiva da matéria-prima de origem vegetal que pode levar a um esgotamento das capacidades do solo, ocasionando a destruição da fauna e flora, aumentando, portanto, o risco de erradicação de espécies e o possível aparecimento de novos parasitas, como o parasita causador da Malária.

Misturas ou composições de biodiesel e combustível diesel, convencional à base de hidrocarbonetos, são os produtos mais comumente distribuídos para uso no mercado de varejo de combustível diesel. Grande parte do mundo usa um sistema conhecido como o *fator B* para indicar a quantidade de biodiesel em qualquer mistura de combustível: biodiesel a 100% é referido como B100, biodiesel a 20% é rotulado como B20, biodiesel a 5% é rotulado como B5, biodiesel a 2% é rotulado como B2.

Dois fornecedores de biodiesel colaboraram com este trabalho, a empresa Agropalma (Tailândia/PA) que forneceu o biodiesel de óleo de palma denominado Palmdiesel, e a empresa Fertibom (Catanduva/SP) com seu biodiesel denominado Biomax, de gordura animal.

Para o estudo em particular adotou-se uma nomenclatura para cada composição de combustível utilizando biodiesel adicionado ao diesel, uma vez que foram utilizadas misturas em proporções pré-estabelecidas, a nomenclatura é apresentada na tabela 2.1.

Tabela 2.1 Misturas de biodiesel em diesel adotadas

Palmdiesel	Composição
BDD10	90% Diesel +10% Palmdiesel
BDD30	70% Diesel +30% Palmdiesel
BDD50	50% Diesel +50% Palmdiesel
BDD70	30% Diesel +70% Palmdiesel
BDD100	0% Diesel +100% Palmdiesel
Biomax	
BDA10	90% Diesel +10% Biomax
BDA30	70% Diesel +30% Biomax
BDA50	50% Diesel +50% Biomax
BDA70	30% Diesel +70% Biomax
BDA100	0% Diesel + 100% Biomax

Fonte: (autoria própria)

2.2 CARACTERIZAÇÃO ENERGÉTICA DOS COMBUSTÍVEIS

Para poder avaliar a capacidade energética de um combustível é necessário realizar a caracterização energética do mesmo. Essa caracterização é feita através de dois procedimentos: análise elementar e determinação do poder calorífico.

A determinação do poder calorífico quantifica a energia contida no combustível, com a determinação do seu poder calorífico superior e inferior; enquanto a análise elementar quantifica os percentuais em massa dos elementos: carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre (C, H, O, N, S) e cinzas contidas no combustível.

Foi realizada a caracterização energética somente de duas amostras de biodiesel, uma amostra fornecida pelo fabricante Agropalma, o Palm diesel de origem vegetal, mais precisamente derivado da palmácea de dendê, enquanto o fabricante Fertibom forneceu seu biodiesel denominado Biomax derivado de gordura animal, o sebo bovino. Os demais combustíveis utilizados no ensaio da microturbina como o gás natural e diesel, tiveram seus dados de caracterização energética obtidos das tabelas da ANP.

As amostras de biodiesel foram analisadas no sub-laboratório de caracterização de biomassa, LACBio, localizado no Laboratório de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará.

2.2.1 Procedimento experimental para obtenção da Análise Elementar

Um combustível seja ele em qualquer estado, pode ser caracterizado pela análise elementar, na qual é determinado a porcentagem mássica de carbono, hidrogênio, enxofre, nitrogênio e cinza no material. A determinação do oxigênio é obtida pelo cálculo da diferença das quantidades das composições. Para a realização desta análise foi utilizado o equipamento chamado analisador elementar CHNS/O, modelo 2400 Series II CHNS/O com pesagem feita em ultramicrobalança, modelo AD-6, ambos da Perkin Elmer.

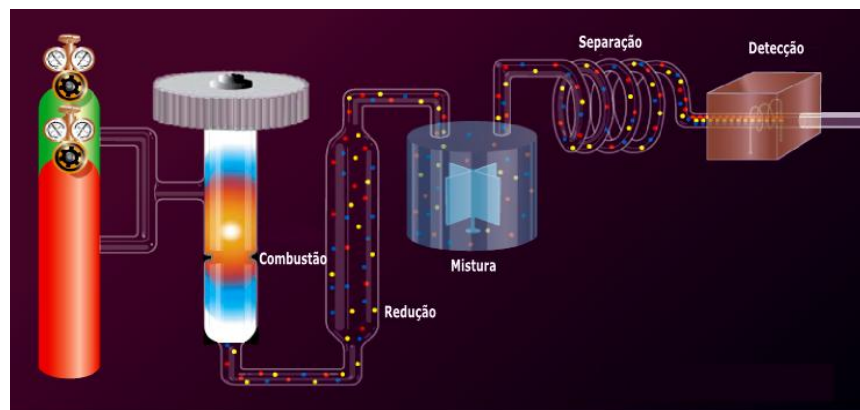
Primeiramente preparou-se as amostras dos combustíveis em triplicatas, a análise foi feita com 1,5 a 3mg de cada amostra, pesada na ultramicrobalança através da qual as amostras são automaticamente passadas ao analisador elementar, que segue basicamente este processo:

cada amostra é pirolisada a 975°C em um tubo de quartzo na presença de oxigênio um pouco acima da razão estequiométrica. A oxidação completa é otimizada por um catalisador que é composto de óxido de tungstênio e óxido de zircônio (EA 6000). O fluxo de gás que deixa a área de combustão inclui o dióxido de carbono, água, óxidos de nitrogênio e um excesso de oxigênio. A mistura de gases resultantes da combustão flui através de um tubo de quartzo onde estão embalados os grânulos de cobre que retém o excesso de oxigênio e o óxido de nitrogênio (NO) sendo reduzido para nitrogênio gasoso (N_2) e os óxidos de enxofre (SO_x) são reduzidos para dióxido de enxofre (SO_2). A mistura de gases é levada pelo hélio, gás de arraste, sob pressão para um reator de mistura e na sequência transferido para um sistema de cromatografia de fase gasosa.

Os elementos químicos C, H, N e S que estão no estado de gás, CO_2 , H_2O , N_2 e SO_2 , são separados por uma coluna de cromatografia gasosa empacotada associada a um detector de condutividade térmica. Oxigênio da amostra é medido separadamente trocando a coluna por outra com outras quantidades de reagentes ou pode ser equacionado por diferença. Todo o processo é apresentado de forma simplificada na figura 2.1. Os gases utilizados no processo foram, oxigênio para a combustão e hélio para o arraste dos gases gerados na combustão.

Após este processo foi computado todos os resultados dos percentuais de cada elemento, os quais são apresentados no tópico 2.3 “Resultados da caracterização energética”.

Figura 2.1 Esquema simplificado do funcionamento do analisador elementar



Fonte: (autoria própria)

2.2.2 Procedimento experimental para obtenção do Poder Calorífico

É definido como a quantidade de energia interna contida no combustível, sendo que quanto mais alto for o poder calorífico, maior será a energia contida no combustível. É expresso pela quantidade de calor produzido na combustão por unidade de massa deste produto sendo comumente expresso em MJ/kg.

O poder calorífico pode ser classificado como poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI). O poder calorífico pode ser determinado teoricamente através de cálculos, desde que se tenha a composição elementar do combustível (C,H,N,S,O) e o calor de combustão dos elementos ou compostos gasosos.

A determinação do PCS experimental foi realizada utilizando-se de uma bomba calorimétrica, modelo C2000 Control da IkaWerke. No procedimento foi separada uma amostra de aproximadamente 0,5 g do combustível a ser analisado. A amostra foi pesada em um cadinho e ambos colocados no reator do calorímetro. O sistema foi pressurizado a 30bar com oxigênio.

As medições e cálculos do PCS estão padronizados com as normas D240-87, D1989-91, E 711-87 da ASTM. O ensaio durou aproximadamente o tempo de 20 minutos por amostra e foi realizado em triplicata, o valor apresentado neste trabalho é a média dos valores encontrados.

2.3 RESULTADOS

2.3.1 Análise Elementar

Os resultados obtidos da análise elementar dos dois tipos de biodiesel foram próximos, apresentando uma diferença de aproximadamente 4% em cada elemento constituinte. A maior diferença observada foi no percentual de oxigênio, onde o biodiesel derivado de gordura animal, Biomax, apresentou um percentual de 20% maior em relação ao Palmdiesel. Os valores são apresentados na tabela 2.2.

Tabela 2.2 Resultados da análise elementar

	%C	%H	%O	%N	%S
Palmdiesel	76,610	12,800	8,715 (1)	0,300	1,575
Biomax	75,907	12,072	10,505(1)	-0,567 (2)	1,515

Fonte: (autoria própria)

(1) calculado por diferença.

(2) o resultado pode ser considerado como sendo zero, pois está abaixo do limite de detecção do analisador elementar.

Portanto se dividir o percentual de cada componente do biodiesel por seu respectivo massa molecular, obtém-se as seguintes fórmulas empíricas apresentadas para o biodiesel de origem animal e o de origem vegetal:

- $C_{6,319}H_{11,977}N_{0,040}O_{0,656}S_{0,047}$ (Biomax)
- $C_{6,378}H_{12,699}N_{0,021}O_{0,544}S_{0,049}$ (Palmdiesel)

2.3.2 Poder Calorífico Superior – PCS

O poder calorífico superior é um parâmetro importante na análise de combustão, uma vez que o poder calorífico superior ou calor de reação representa a quantidade de calor transferida na câmara de combustão durante a combustão e indica a energia contida no combustível.

Uma alternativa quando não possuímos os valores experimentais do PCS, é a utilização de equações de determinação do poder calorífico. No presente trabalho o uso da equação 2.1 para o cálculo do PCS, foi realizado para verificar a integridade da amostra de combustível analisada, devido ao transporte da mesma e garantir a confiança nos resultados experimentais obtidos. Existem inúmeras correlações empíricas para os mais variados tipos de combustíveis, em nosso trabalho utilizamos o método proposto por Channiwala e Parikh (2002),

evidenciado na equação 2.1. O uso de metodologias para o cálculo do PCS será empregado novamente no capítulo 5, na formulação empírica dos combustíveis ensaiados.

$$PCS = 0,3491C + 1,1783H + 0,1005S - 0,1034O - 0,0151N - 0,0211Ash \quad (\text{eq.2.1})$$

Sendo:

- C: % de carbono contido no combustível
- H: % de hidrogênio contido no combustível
- S: % de enxofre contido no combustível
- O: % de oxigênio contido no combustível
- N: % de nitrogênio contido no combustível
- Ash: % de cinzas contida no combustível.

Os valores do PCS experimental, obtidos através da bomba calorimétrica para os seguintes combustíveis: biodiesel, e misturas BDA10, BDA30, BDA50, BDA70, BDA100, BDD10, BDD30, BDD50, BDD70, BDD100, foram comparados com os valores teóricos apresentando valores bastante próximos, com um erro inferior a 3% daquele obtido experimentalmente. O PCS das diversas misturas apresentou em média, um valor em torno de 4% abaixo do poder calorífico do diesel de petróleo. O poder calorífico superior e inferior de todos os combustíveis utilizados nos ensaios são apresentados na Tabela 2.3, já o PCS das misturas estão na tabela 2.4.

Para o cálculo do PCI de cada combustível foi utilizado a formulação apresentada a seguir:

$$PCI = PCS - 9h \times \left(\frac{h_{lv}}{MW_{comb}} \right) \quad (2.2)$$

Onde,

PCI: poder calorífico inferior (kJ/kg)

PCS: poder calorífico superior (kJ/kg)

h: fração molar de hidrogênio constituinte do combustível (kg/kg)

h_{lv}: entalpia de vaporização(kJ / kg)

Tabela 2.3 Poder calorífico superior e inferior dos combustíveis

Propriedades	Combustíveis			
	GNV	Diesel	Biodiesel	
			Palmdiesel	Biomax
Poder Calorífico Superior (MJ/kg)	54,30	42,2	39,71	38,71
Poder Calorífico Inferior (MJ/kg)	49,23	39,2	36,91	36,09

Fonte: (autoria própria)

Tabela 2.4 Poder calorífico superior (MJ/kg) das misturas de biodiesel e diesel

Palmdiesel	PCS teórico	PCSexperimental	Erro no PCS (%)teórico-exp.
BDD10	42,0557	41,9186	0,3259
BDD30	41,8387	41,4274	0,9829
BDD50	41,6217	40,9362	1,6468
BDD70	41,4047	40,4450	2,3176
BDD100	41,0793	39,7083	2,9374
Biomax			
BDA10	41,9156	41,8186	0,2314
BDA30	41,4185	41,1274	0,7028
BDA50	40,4362	40,9214	1,1856
BDA70	40,4243	39,7450	1,6804
BDA100	39,6787	38,7083	2,4456

Fonte: (autoria própria)

2.3.3 Propriedades Físico-químicas dos combustíveis

As propriedades físico-químicas dos combustíveis foram obtidas de diversas fontes. Para o diesel foi consultada a base de dados do Grupo de Energia Biomassa e Meio Ambiente da UFPA. Os dados do gás natural veicular foram obtidos da Companhia de Gás de São Paulo. Quanto aos dois tipos de biodiesel, algumas especificações foram fornecidas pela Agropalma sobre o Palmdiesel. A Fertibom Indústrias Ltda não forneceu as propriedades do biodiesel de origem do sebo bovino, entretanto alguns resultados de caracterização do mesmo

produto foram encontrados no trabalho de Silva (2009). As informações quanto às propriedades são apresentadas de forma resumida na tabela 2.5.

Tabela 2.5 Propriedades físico-químicas dos combustíveis

Propriedades	Combustíveis			
	GNV	Diesel	Biodiesel	
			Palmdiesel	Biomax
Massa específica (kg/m ³)	0,74	839,7	843	860
Viscosidade cinemática (cSt)	-	2,6	3,98	5,62
Ponto de fulgor (°C)	-187,8	60	135	187,8
Glicerol(%)	-	-	<0,01	0,018
Glicerídeos totais (%)	-	-	0,08	-
Acidez(%)	-	-	0,03	1,96
Água (%)	-	-	0,03	-
Cinzas (%)	-	0,001	0,015	-
Teor de voláteis (%)	-	99,7	-	-

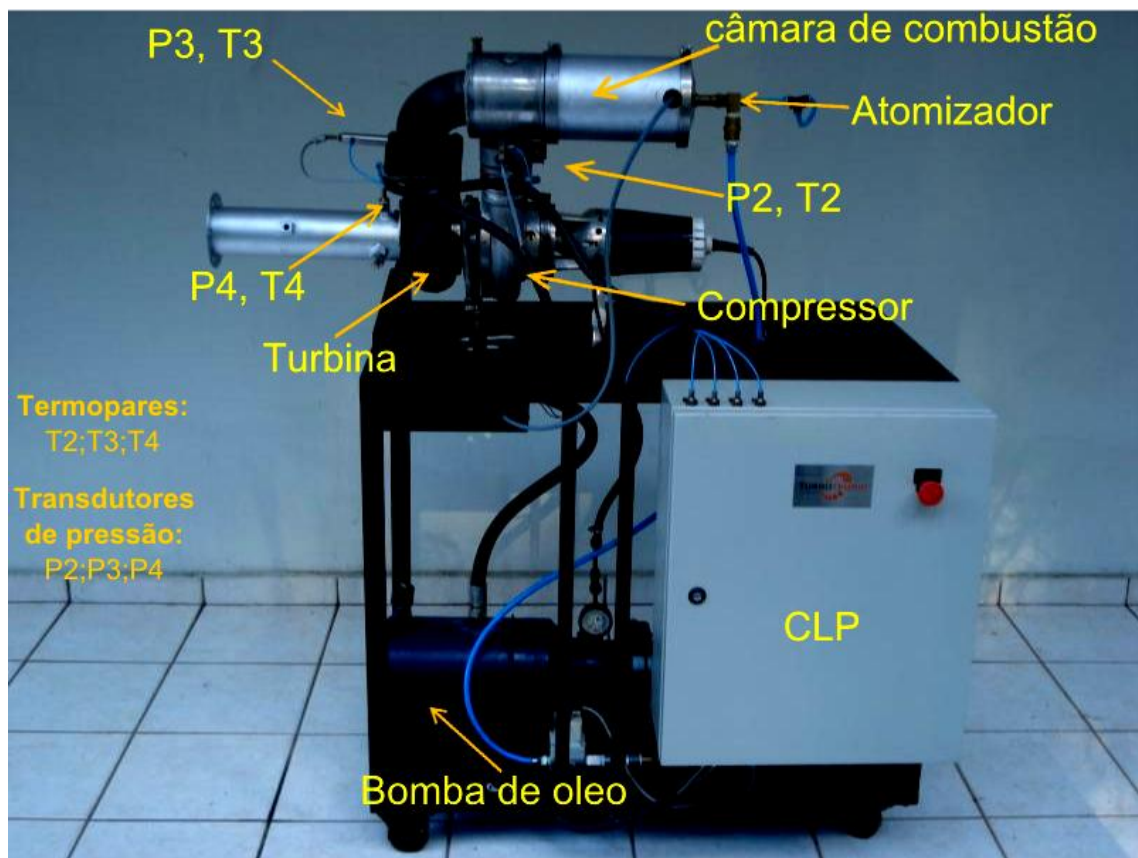
Fonte: (autoria própria)

Neste capítulo foram apresentadas as principais características dos combustíveis a serem ensaiados na microturbina. No capítulo seguinte são apresentadas as características do equipamento e aparato experimental utilizado neste trabalho.

3 MICROTURBINA

A bancada experimental da microturbina foi construída no laboratório de combustão, propulsão e energia da Divisão de Engenharia Aeronáutica do Instituto Tecnológico de Aeronáutica em São José dos Campos, São Paulo. A bancada experimental possui arquitetura robusta para garantir uma vida útil prolongada e confiabilidade na operação. A princípio a microturbina foi projetada para o uso de gás natural como combustível, em um segundo momento foi projetado e construído um sistema de injeção híbrido no qual se possibilita o uso de combustível líquido e gás. No estudo em questão foi utilizado biodiesel, diesel e suas misturas além do gás natural. A figura 3.1 ilustra a bancada com a microturbina usada no trabalho.

Figura 3.1 Bancada experimental



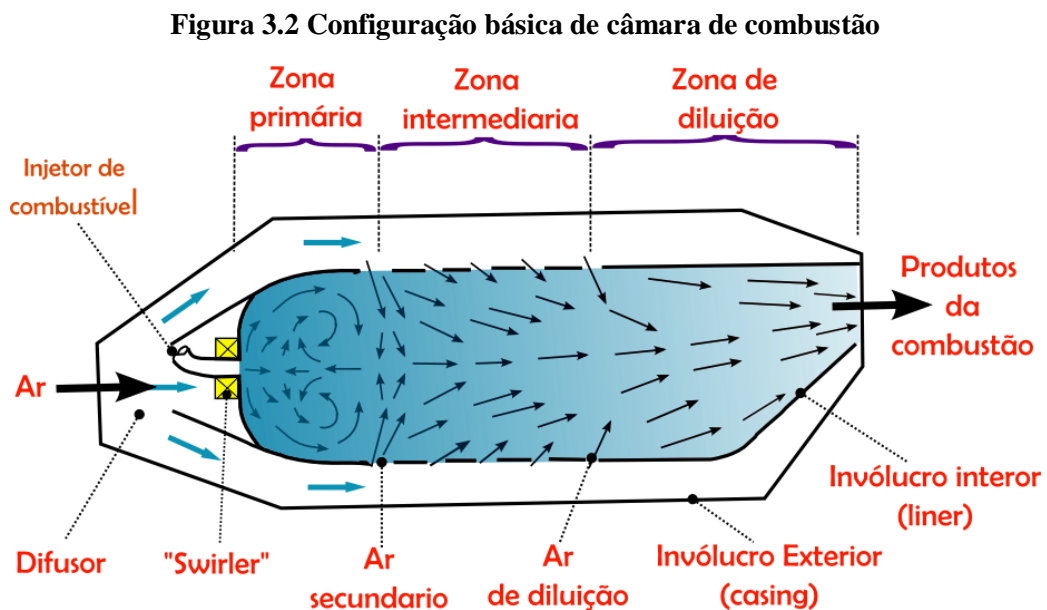
(Fonte: autoria própria)

3.1 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A câmara de combustão é onde ocorre a queima do combustível. De modo geral, como este trabalho visa analisar as emissões como produtos da combustão, é importante ter em mente o comportamento qualitativo do escoamento ar-combustível dentro da câmara.

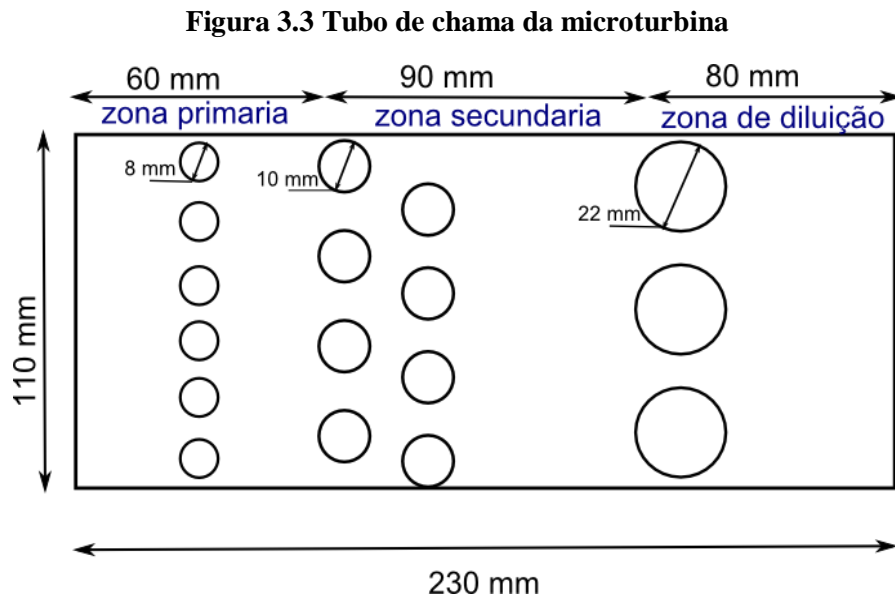
Tipicamente a câmara de combustão pode ser dividida em três zonas: primária, intermediária e de diluição. A primeira permite a ignição e a estabilização da chama resultante da reação entre o combustível e o ar de combustão primário. Nesta zona há o aparecimento de uma região de recirculação devida aos jatos radiais introduzidos entre as zonas primária e intermediária. A combustão ocorre essencialmente na zona primária, com uma razão ar-combustível aproximadamente estequiométrica, grande parte do combustível deve ser queimado nesta zona. Na zona intermediária, todo o combustível remanescente é consumido. Entre a zona intermediária e a de diluição é introduzido mais ar que se destina a garantir uma distribuição de temperaturas tanto quanto possível uniforme e suficientemente baixa na saída da câmara de combustão de forma que não danifique as pás da turbina.

Em uma turbina a gás, a câmara de combustão é o invólucro inferior sendo delimitada por um invólucro exterior, tendo um difusor na entrada. A configuração básica descrita é apresentada em sua forma esquemática na figura 3.2.



(Fonte: autoria própria)

O difusor tem função de reduzir a velocidade do ar contribuindo assim para a estabilização da chama, sendo uma parte do ar, ar primário, conduzido para a zona primária. O ar restante, ar secundário e de diluição, escoam no espaço delimitado pelos invólucros exterior e interior. O combustível é atomizado e introduzido na zona primária sob a forma de um spray. A câmara utilizada nos ensaios deste trabalho é apresentada na figura 3.3.



(Fonte: autoria própria)

3.2 INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

Quando se deseja controlar e monitorar uma determinada quantidade de variáveis, se faz necessário o uso de sistema de aquisição e monitoramento de dados bem como de atuação. Para atuar neste aspecto na bancada experimental, primeiramente foram estabelecidos quais parâmetros seriam necessários para caracterizar o sistema. As grandezas de temperatura e pressão devem ser monitoradas, pois são essenciais para determinar estados do ciclo termodinâmico. A velocidade de rotação da turbina por sua vez é a variável de entrada mais importante do ponto de vista de controle, assim como também está fortemente ligada à vazão de combustível injetado na câmara de combustão. O meio adotado para controlar a rotação é através da vazão de combustível.

Para o desenvolvimento e aplicação do sistema de aquisição de dados e monitoramento, foram usados transdutores, controladores e sensores que serão detalhados nos parágrafos a seguir, assim como o software empregado e seu respectivo hardware envolvido.

3.2.1 Medição de Temperatura

As temperaturas foram medidas através de um termopar tipo K e por um termopar tipo T em cada posição, como mostrado na figura 3.1, onde podemos observar T2 logo após o compressor e antes do combustor, T3 antes da entrada da turbina, e T4 após as pás da turbina. A faixa de operação do termopar tipo K utilizado é de 0 a 1260°C com erro de $\pm 1^\circ\text{C}$ ou 0,75% e o termopar tipo T é de 0 a 400°C com erro de $\pm 2,2^\circ\text{C}$ ou 0,75%. Os termopares foram conectados a um módulo analógico Rockwell de onde os sinais são enviados ao CLP Micrologix 1100.

3.2.2 Medição de Pressão

As pressões foram medidas por um sensor de pressão em cada posição como mostrado na figura 3.1, de forma semelhante aos sensores de temperatura, tem-se P2 situado logo após o compressor, P3 logo após o combustor e antes da turbina, enquanto P4 está localizado após as pás da turbina. O sensor tem range de 0 a 6 bar com erro de 1%. Os sensores foram ligados a um módulo analógico Rockwell de onde os sinais são enviados ao CLP Micrologix 1100.

3.2.3 Medição de Rotação

A rotação do compressor e consequentemente a da microturbina uma vez que ela é ligada ao compressor por um eixo solidário, foi medida por um sensor indutivo do tipo Hall. A contagem dos pulsos é enviada do sensor Hall para um contador de pulsos Phoenix Contact MCR-f-UI-DC de onde os sinais são enviados ao CLP Micrologix 1100.

3.2.4 Medição de Vazão

A medição de vazão de combustível da microturbina consiste em dois sistemas de medições, um para contabilizar a quantidade de gás natural, e outro para contabilizar o combustível líquido (biodiesel e misturas), para contabilizar a vazão de gás natural, utilizou-se uma placa de orifício, enquanto para o diesel e biodiesel se fez o uso de um rotâmetro, a seguir são apresentados os medidores de vazão utilizados neste trabalho.

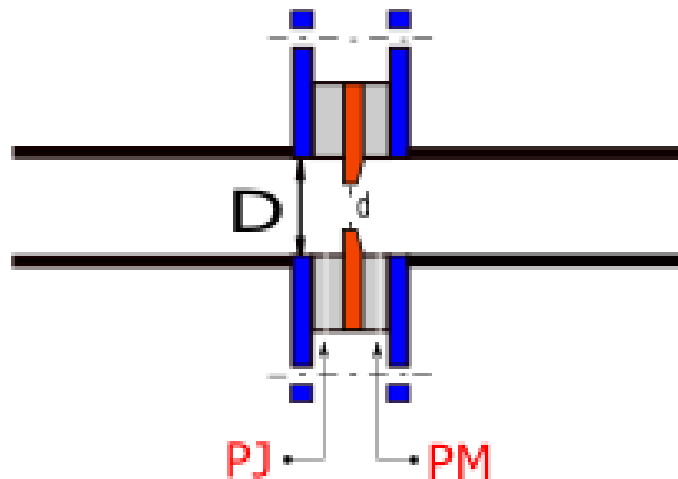
3.2.4.1 Placa de orifício para medição da vazão de GNV

Basicamente é elemento primário, cuja finalidade é a medição de vazão de fluidos. A placa de orifício consiste num disco com o orifício central, com saída em ângulo que deve ser montado concêntrico ao eixo do conduto cilíndrico, provido de duas tomadas de pressão uma a jusante e outra a montante do disco. A figura 3.2 apresenta uma placa de orifício com tomadas de pressão utilizada para medição da parcela de GNV utilizada na combustão.

A medição da vazão de gás natural veicular foi realizada através da placa de orifício, que esta localizada na base da bancada experimental, no qual recebe o GNV e envia para o injetor. Para realizar as medidas foi necessária a realocação de um termopar e um transdutor de pressão do sistema da microturbina, para fins de automação da aquisição de dados da placa, portanto, foram realocados o termopar T4 e o transdutor P4 que juntamente com o transdutor Pgas, foram conectados ao sistema supervisor.

As equações matemáticas utilizadas para calcular as vazões mássicas do gás natural seguiram a metodologia apresentada por Delmeé (1987).

Figura 3.4 Esquema placa de orifício



(Fonte: autoria própria)

3.2.4.2 Rotâmetro

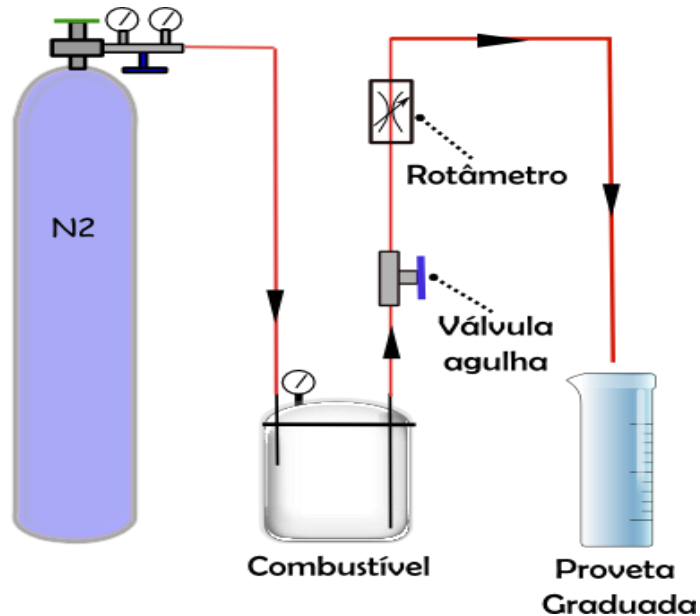
O rotâmetro utilizado para fazer as medidas de vazão do combustível é um rotâmetro da marca Omel, série 4T calibrado de fábrica para uma vazão de 0 a 14 g/s para um líquido de massa específica 850 kg/m^3 . O rotâmetro está localizado na linha de alimentação de combustível líquido antes do injetor de combustível, e para a correta medição dos fluxos das misturas de combustíveis foi determinada a curva de correção do rotâmetro.

A vazão volumétrica real foi determinada através de uma proveta graduada de 1000 ml e de um cronômetro. As leituras no rotâmetro foram fixadas nos seguintes valores: 2,8; 4,2; 5,6 e 7,0 g/s. Para cada valor fixado foram realizadas quatro medidas de vazão através do tempo necessário para que 100 ml de combustível fossem medidos na proveta. Através do tempo médio entre as quatro medidas foram determinadas as vazões volumétricas.

A vazão mássica foi determinada através da massa específica calculada. Os valores reais foram plotados contra os pontos do rotâmetro em uma planilha no software CALC –BrOffice gerando as equações de correção. A calibração do rotâmetro pode ser demonstrada através da figura 3.5, onde temos a mistura do combustível sendo pressurizada pelo N_2 , em seguida a

válvula agulha controla o fluxo de combustível que passa através do rotâmetro até chegar à proveta graduada.

Figura 3.5 Esquema do dispositivo para calibração do rotâmetro



(Fonte: autoria própria)

3.2.5 Medição das emissões

Para realizar a análise dos gases de combustão foi utilizado um analisador de gases do fabricante Eurotron, modelo Greenline 8000. Este equipamento possui sensores eletroquímicos capazes de coletar e analisar emissões como: CO, CO₂, NO, NO_x, de acordo com a tabela 3.1.

Os dados referentes à medição de NO_x durante os ensaios com a turbina não serão analisados, devido que os mesmos não apresentaram resultados confiáveis, os resultados coletados estavam na faixa de erro do Greenline8000, portanto optou-se por não analisar as emissões de NO_x.

Tabela 3.1 Catálogo Eurotron Unigás 8000

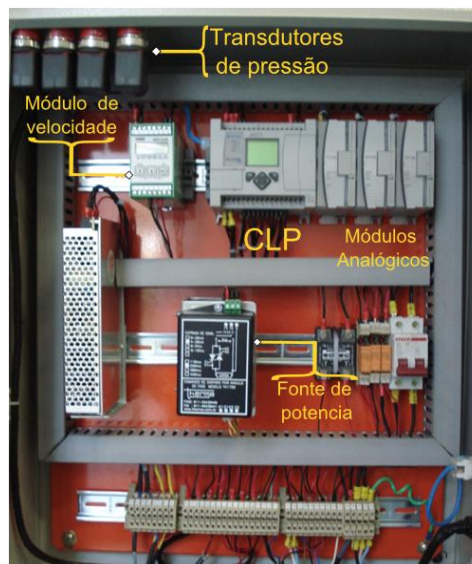
Analisador de Gases Greenline 8000				
Espécie	Tipo de Sensor	Faixa de Medição	Resolução	Erro
O ₂	Eletroquímico	0-25%	0,10%	±0,1 :% vol
CO ₂	Infravermelho	0-20,00%	0,01%	± 3% leit. ou ±0,3%
CO	Eletroquímico	0-20000 ppm	1ppm	< 300 ppm± 10 ppm Até 2000 ppm±4% >2000 ppm±10%
NO	Eletroquímico	0-4000 ppm	1ppm	<100 ppm±5ppm > 3000: ppm±4%

Fonte: (autoria própria)

3.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

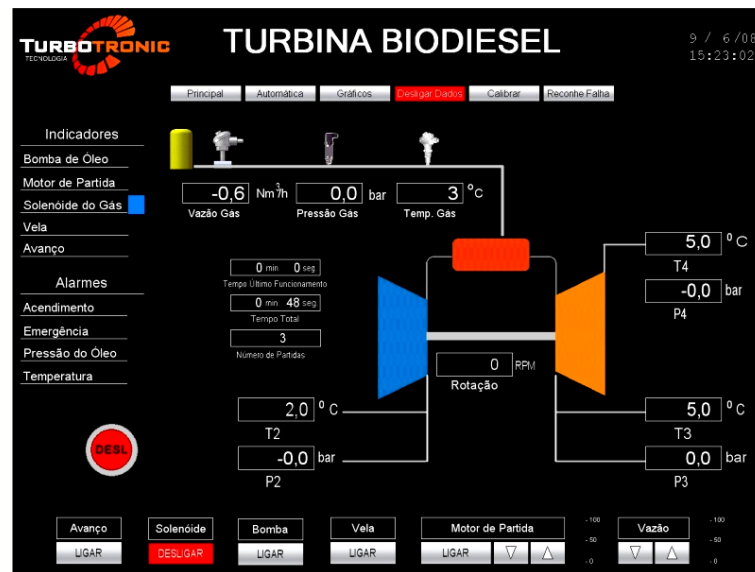
O sistema de aquisição de dados e controle da microturbina é composto por um software supervisor desenvolvido na plataforma RSView 32 do fabricante Rockwell no qual está conectado a um comando lógico programável (CLP) modelo Micrologix 1100. A figura 3.6 e figura 3.7 mostram respectivamente o CLP e o sistema supervisor empregado.

Figura 3.6 Painel de Instrumentação



(Fonte: autoria própria)

Figura 3.7 Sistema supervisório



(Fonte: autoria própria)

Os dados de emissões de CO₂, NO_x, CO, e O₂ foram coletados através de um analisador de gases Greenline8000 utilizando o software DBGas 2000, composto de uma unidade principal (MCU, Main Control Unit) e uma unidade remota (RCU, Remote Control Unit). O gás é coletado no escapamento do turbo-eixo através de uma sonda e enviado à MCU. A análise dos dados é feita na MCU, a qual pode ser configurada e controlada remotamente pela RCU através de cabo ou de comunicação Bluetooth. A figura 3.8 mostra o analisador de gases GL8000.

Figura 3.8 Greenline 8000

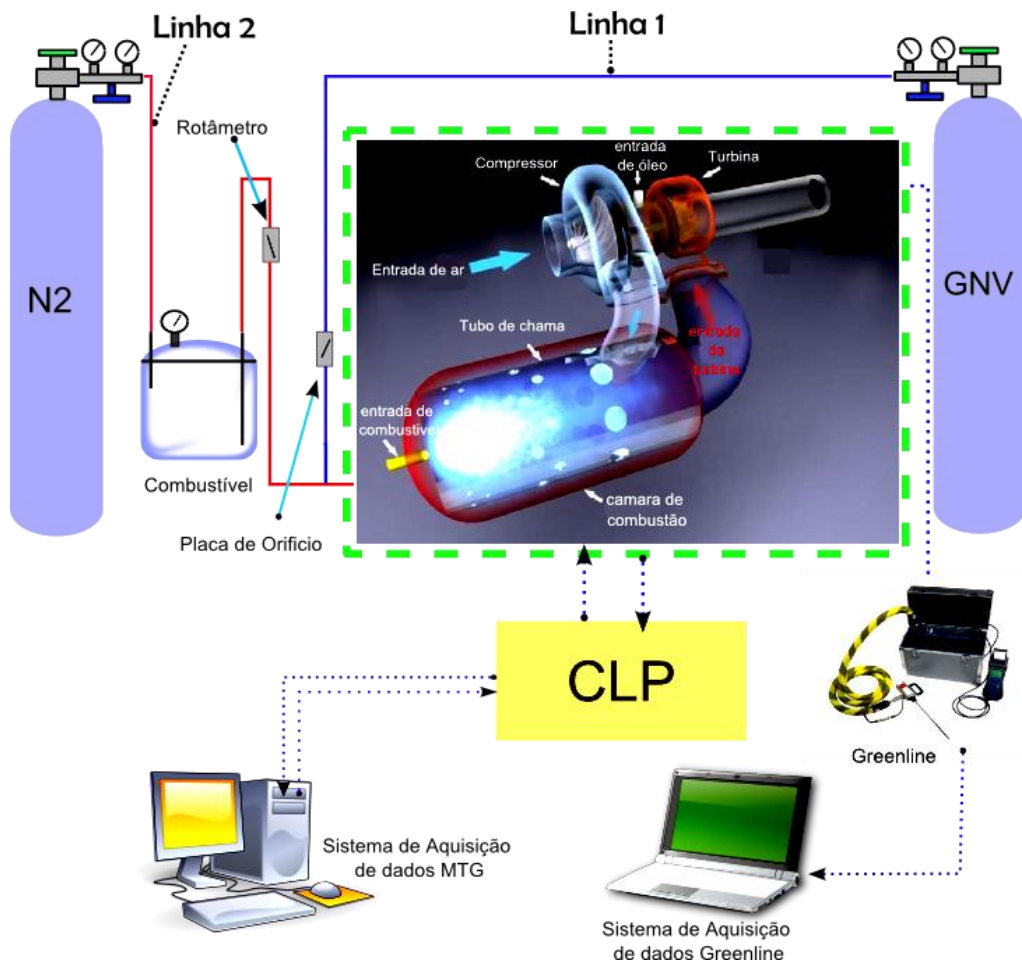


(Fonte: autoria própria)

3.4 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

O sistema de injeção de combustível da microturbina é mostrado na figura 3.9. A alimentação de GNV é feita através da linha 1 (linha de gás natural veicular do laboratório de combustão e propulsão), no qual o gás passa através de uma válvula redutora de pressão onde a pressão é reduzida de 20 para 4 bar e é aquecido quando passa por esta válvula (devido a queda muito brusca de pressão no gás este pode resfriar ou congelar, sendo necessário manter o gás a uma temperatura uniforme).

Figura 3.9 Esquema de funcionamento da microturbina



(Fonte: autoria própria)

Em seguida o gás natural atravessa a placa de orifício com o objetivo de ser medida a vazão de gás. O controle da vazão do gás é feito logo após a válvula redutora de pressão através de uma válvula globo, que controla a vazão do gás que passa pela placa de orifício e em seguida chega ao injetor na câmara de combustão.

A alimentação com o combustível líquido é feita pela linha 2, onde há um cilindro de nitrogênio que pressuriza o combustível líquido que será mantido em um reservatório. O controle da pressão da linha 2 é feito no cilindro de gás de nitrogênio e monitorado em um manômetro na saída do rotâmetro antes do injetor, enquanto que a vazão é controlada pela válvula agulha antes do rotâmetro, após passar pelo rotâmetro onde será contabilizada a vazão, o combustível chega ao atomizador na câmara de combustão

3.5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nos ensaios realizados com a microturbina todas as emissões foram corrigidas para 15% O₂ de acordo com a equação encontrada no trabalho de (Carvalho J. ; Lacava, 2003)

$$[A]_{BS,corr} = \left[\frac{0,21-[O_2]_{BS,corr}}{0,21-[O_2]_{BS,real}} \right] \times [A]_{BS,real} \quad (3.1)$$

Sendo:

[A] é a concentração de qualquer uma das emissões em base seca.

[O₂] _{BS,corr} é o fator de correção desejado

[O₂] _{BS,real} é o valor medido pelo analisador de gases

3.5.1 Preparação das amostras de combustível para os ensaios

Todas as amostras de biodiesel tanto o de origem animal quanto o de origem vegetal, assim como suas misturas ao diesel foram elaboradas em percentual volumétrico. Para a identificação dos combustíveis gerados foi adotada a seguinte nomenclatura: BDYXX, onde BD significa biodiesel, Y pode ser A ou D. A letra A é utilizada para o óleo de origem animal,

a letra D para o de origem vegetal, e XX significa o percentual de biodiesel em relação ao diesel.

3.5.2 Procedimento experimental utilizando gás natural veicular.

Os testes foram realizados com a turbina em regime permanente, nas rotações de 45.000, 50.000, 55.000, e 60.000 rpm.

Primeiramente iniciaram-se os ensaios com a ignição da microturbina, a vazão de GNV é controlada através da válvula globo, localizada na linha de alimentação de GNV, até que a rotação pré-estabelecida seja alcançada, no caso 45.000 rpm, em seguida após verificar a sua estabilização de rotação. Após cerca de 5 minutos de operação da microturbina no regime pré-estabelecido, inicia-se a coleta de dados referentes a emissões pelo tempo de aproximadamente 40 minutos com o Greenline8000. Após a realização destes passos, aumenta-se a vazão de gás natural veicular na linha de alimentação, através da abertura da válvula de controle de fluxo de GNV, até que a nova rotação a ser ensaiada seja alcançada, no caso 50.000 rpm. O mesmo procedimento de coleta dos dados de emissões é repetido, e o mesmo procedimento é realizado para as rotações de 55.000 e 60.000 rpm.

3.5.3 Procedimento experimental utilizando biodiesel

Inicialmente é dada a ignição da microturbina com gás natural, após verificar a sua estabilização na rotação de 45.000 rpm, inicia-se então o fornecimento de combustível líquido (diesel, biodiesel e misturas) aumentando a vazão de combustível líquido, conseqüentemente aumenta-se a rotação da microturbina. A vazão de combustível líquido é fixada em 2,8 (g/s) e reduzida então a vazão de gás natural veicular até que a rotação estabilize em 45.000 rpm. Desta forma tem-se uma vazão de combustível líquido estabelecida, uma rotação definida e uma dada vazão de GNV. Após cerca de cinco minutos de operação nesta rotação, inicia-se a coleta de dados referentes às emissões (pelo tempo de aproximadamente 40 minutos com o Greenline8000. Após a realização destes passos, aumenta-se a vazão de GNV e também do combustível líquido até que o rotâmetro apresente o valor de 4,2 (g/s), em seguida é reduzida a vazão de GNV até que a rotação da turbina atinja o valor de 50.000 rpm, após cerca de cinco

minutos de operação nesta rotação, inicia-se a coleta de dados referentes as emissões (pelo tempo de aproximadamente 40 minutos com o Greenline8000).

O mesmo procedimento realizado anteriormente repete-se para as seguintes rotações: 55.000 e 60.000 rpm, com vazões de 5,6 e 7,0 (g/s) respectivamente para a parcela de combustível líquido a ser ensaiada.

Devido à instabilidades na microturbina não foi possível realizar o ensaio utilizando somente o biodiesel como combustível, pois a combustão se extingue após a redução de uma determinada vazão de GNV. Deste modo, os resultados do ensaio da MTG com biodiesel só foi possível utilizando uma parcela de gás natural, onde o mesmo assumiu o papel de chama piloto no processo de combustão. Esta observação durante o funcionamento do equipamento foi o motivo da utilização dos três tipos de combustíveis ao mesmo tempo, o que gerou uma terceira e nova mistura. Contudo, isto chamou atenção para outros fatores que poderiam estar influenciando a instabilidade na operação da microturbina e que passaram a ser foco de investigação como: o atomizador.

Assim sendo, no capítulo seguinte será apresentado o estudo do atomizador, para que possa auxiliar no entendimento das causas da instabilidade de chama.

4 ATOMIZADOR

Para obter uma combustão efetiva de combustíveis líquido em uma turbina a gás, é fundamental que o combustível líquido seja totalmente atomizado antes de ser injetado na zona de combustão. Portanto, o tamanho de gota é um parâmetro que determina fatores importantes como sua distribuição interna de temperatura e taxa de evaporação. A distribuição do tamanho de gotas de forma eficiente pode ajudar na ignição e aumentar a taxa de transferência de calor por unidade de volume, assim como reduzir a emissão de poluentes.

O estudo do atomizador se fez necessário a partir do momento dos ensaios preliminares da microturbina, onde foi possível constatar que a mesma não funcionava utilizando apenas combustível líquido, devido a instabilidades na combustão. Por este motivo, uma parcela de combustível gasoso (GNV) em adição às misturas biodiesel-diesel, foi necessária para manter a microturbina em operação. Neste estudo serão analisados alguns dos principais parâmetros que caracterizam o spray formado por injetores do tipo centrífugo (denominados *pressure swirl*), como o coeficiente de descarga de projeto e experimental, C_D , o diâmetro médio e a distribuição do tamanho de gota, e o ângulo de abertura de cone do spray.

Na literatura de projetos de injetores do tipo centrífugo há duas vertentes principais muito utilizadas. Alguns utilizam a metodologia russa, enquanto outros utilizam a metodologia ocidental ou americana. Neste estudo não será foco o projeto do injetor, mas os parâmetros ligados às características de atomização.

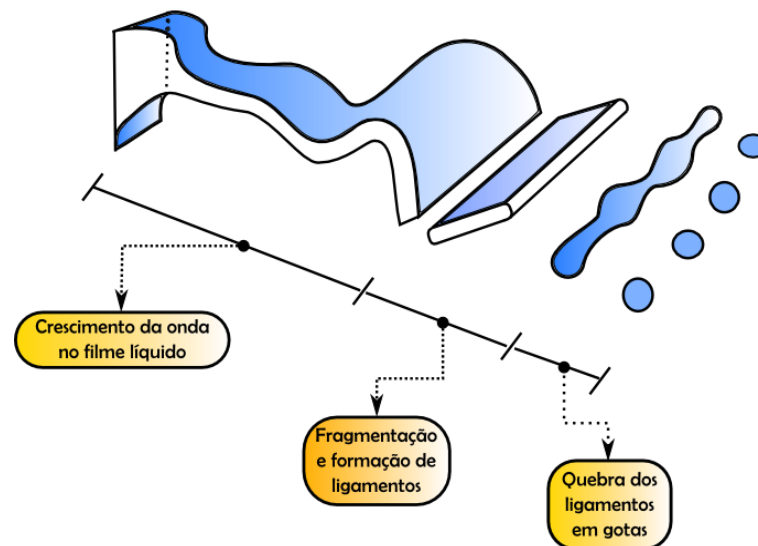
4.1 CARACTERÍSTICAS DO SPRAY

O processo de atomização consiste basicamente no rompimento de um filme líquido em gotas aumentando sua área superficial, o que pode ter como consequência o aumento das taxas de vaporização e combustão. Isso é conseguido forçando a passagem de um líquido por orifícios com entalhes estreitos, espalhando-o sobre superfícies metálicas ou passando-o pelo centro de um disco em rotação. Neste processo, um jato ou um filme líquido é desintegrado pela energia cinética do próprio líquido ou pela exposição a uma corrente de ar ou gás de alta velocidade Alves (2009). A formação do spray segundo Dombrowski e Johns (1963) segue basicamente as seguintes etapas:

- Aumento da área superficial do líquido formando folhas planas ou filmes cônicos;
- Devido aos efeitos de tensão superficial surgem perturbações ou ondulações;
- Rompimento da estrutura;
- Rompimento dos ligamentos devido a oscilações transversais;
- Surgimento de gotas.

A Figura 4.1 mostra o diagrama esquemático para a desintegração de um filme líquido que vai diminuindo sua espessura movendo-se através de um gás estacionário.

Figura 4.7 Esquema simplificado da desintegração de um filme líquido



(Fonte: autoria própria)

4.2 FATORES QUE INFLUENCIAM A ATOMIZAÇÃO

O desempenho de um atomizador depende principalmente do seu tamanho, geometria e das propriedades físicas da fase dispersada, o líquido que está sendo atomizado, e da fase contínua, o gás no qual o spray está sendo lançado. A formação e distribuição de gotas são em função das características da geometria interna do atomizador.

As características de spray são bastante influenciadas pelas propriedades do líquido como massa específica, viscosidade e tensão superficial. A tensão superficial é importante porque representa a força de resistência à formação de uma nova área superficial. O número de Weber (We) é um parâmetro comumente usado para correção com tamanhos de gotas, o qual relaciona as forças aerodinâmicas disruptivas e as forças coesivas da tensão superficial do líquido.

A viscosidade do líquido é o fator de maior influência na desintegração de gotas. Esta é determinada pela relação entre a raiz quadrada do número de Weber e o número de Reynolds.

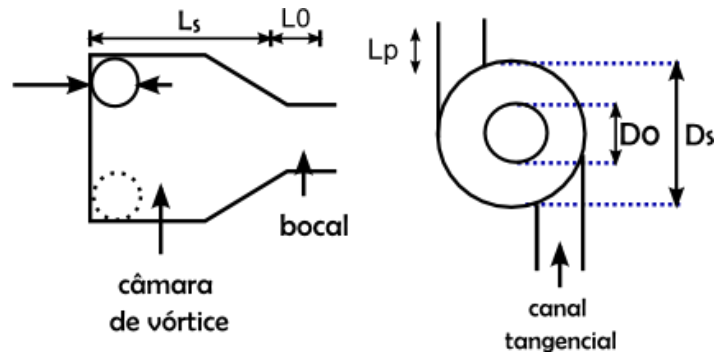
As condições ambientes de temperatura e pressão também influenciam de forma significativa nas características do spray e conseqüentemente, no desempenho do atomizador isso pode ser observado principalmente em situação onde existe queima de combustível.

O conhecimento do tamanho de gotas do spray é fundamental, pois após a atomização, se houverem gotículas muito pequenas haverá baixa penetração causando concentração de combustível próximo ao injetor. Enquanto que havendo gotículas de maior dimensão, o tempo para vaporização será maior, levando ao aumento das regiões de mistura e queima. Deste modo, é necessária a observação da distribuição de gotas para possibilitar a determinação ou obtenção do diâmetro médio, que melhor possa se adequar ao processo de combustão desejado.

4.3 CARACTERÍSTICAS DO INJETOR

A princípio a microturbina foi projetada para trabalhar somente com gás natural, porém foi realizada uma adaptação para possibilitar a utilização de combustível líquido juntamente com combustível gasoso. Isto foi realizado através do projeto do injetor híbrido de autoria do aluno de doutorado do ITA, Ramón Eduardo Pereira Silva. Para a adaptação, Silva (2009) utilizou como base teórica o artigo publicado por Couto *et. al* (2004). A figura 4.2 mostra os parâmetros geométricos de um atomizador tangencial pressurizado.

Figura 4.2 Injetor pressure swirl



(Fonte: Couto *et al*, 2004)

Para a injeção do líquido foi projetado um injetor do tipo Centrífugo-Pressurizado (*Pressure Swirl Atomizer*) adaptado a uma lança que passa coaxialmente ao injetor original. As tabelas 4.1 e tabela 4.2 apresentam os valores utilizados no projeto do injetor. A figura 4.3 apresenta de forma simplificada o funcionamento do injetor adaptado para o uso na microturbina. Tem-se na carcaça interna como mostra o sentido do fluxo do gás natural veicular, a linha de GNV, enquanto que na parte central, mais precisamente internamente na lança que atravessa coaxialmente o injetor, tem-se o fluxo de combustível líquido (Diesel, biodiesel e misturas) no qual chegando a extremidade da lança encontra o atomizador centrífugo que por sua vez realiza a atomização do filme líquido. A figura 4.4 apresenta o injetor híbrido montado.

Tabela 4.1 Coeficientes dimensionais usados no projeto do injetor

Parâmetros dimensionais	
d_0	1,00
D_s/d_0	3,00
l_s/D_s	1,26
l_0/D_0	1,00
$\Delta_p/d_0 \cdot D_s$	0,40
l_p/D_p	1,60
Número de pórticos	4,00

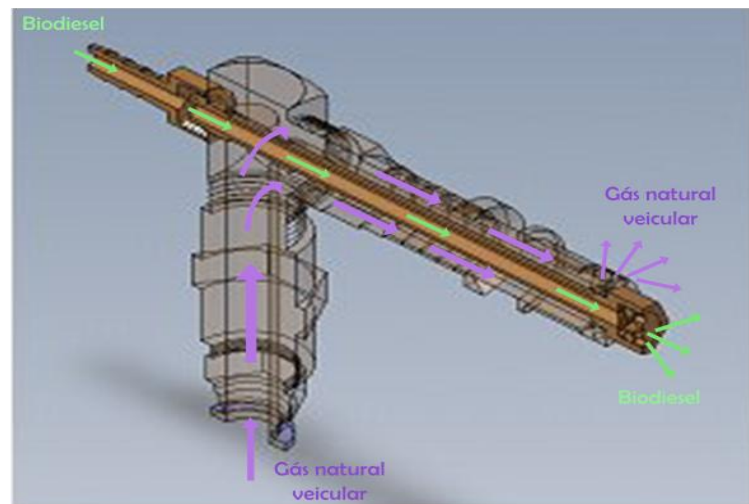
(Fonte: autoria própria)

Tabela 4.2 Coeficientes de descarga

C_D (Jones)	0,2697
C_D (Carlisle)	0,2719
C_D (Risk-lefebvre)	0,2913

(Fonte: autoria própria)

A usinagem foi feita na oficina do Laboratório de Combustão e Propulsão do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) em Cachoeira Paulista, SP

Figura 4.3 Injetor utilizado na microturbina

(Fonte: autoria própria)

Figura 4.4 Injetor híbrido

(Fonte: autoria própria)

4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste t3pico ser3o apresentados os procedimentos utilizados para a determina33o do di3metro m3dio de gota, do coeficiente de descarga e para a obten33o do 3ngulo de cone, como caracter3sticas do spray.

Como um spray t3pico 3 formado de gotas com tamanhos variados, o conhecimento da distribu33o de gotas 3 usado para modelar o espectro de gotas e a distribu33o de massa. Um dos par3metros mais utilizados 3 o di3metro m3dio de Sauter (SMD) que 3 o di3metro de gota que apresenta a raz3o volume/3rea superficial equivalente ao spray como um todo. O SMD 3 largamente usado para caracterizar sprays de combust3veis l3quidos, aplicado onde h3 re33es de transfer3ncias de massa, e 3 calculado pela seguinte express3o:

$$D_{32} = \frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i^2}. \quad (4.1)$$

Sendo,

N_i o n3mero de gotas na faixa de tamanho de gotas i

D_i 3 o di3metro m3dio para uma faixa de gotas de tamanho i

O ensaio do injetor a frio ser3 3til para determinar o coeficiente de descarga (C_D) e as caracter3sticas do spray como tamanho m3dio espec3fico de gota, espalhamento e distribu33o da massa, e 3ngulo do cone.

Uma observa33o importante sobre a massa espec3fica do g3s no qual ocorre a inje33o, 3 que n3o ser3 a mesma da c3mara de combust3o de uma turbina ou do interior de um forno, logo o tamanho de gota e o 3ngulo do cone devem sofrer corre33es para se obter o spray em situa33o de queima.

4.4.1 Procedimento Experimental para Determina33o do Coeficiente de descarga (C_D)

O coeficiente de descarga 3 um par3metro bastante utilizado no projeto de injetores centr3ficos, pois existe uma diferen3a entre a velocidade real e a velocidade m3xima de um fluxo, devido as perdas de carga por atrito durante o escoamento.

O coeficiente de descarga é a razão entre a velocidade máxima (real) e a velocidade teórica (ideal) do fluido.

O aparato utilizado para a obtenção do C_D constituiu dos seguintes equipamentos:

- Computador para coleta de dados
- Becker graduado
- Balança analítica para pesagem da água
- Cronômetro
- Reservatório de pressurização
- Cilindros de nitrogênio para pressurizar o reservatório
- Manômetros para verificação de pressão no reservatório e no injetor

O cilindro com água é pressurizado pelo cilindro de nitrogênio, a água então passa através do injetor. A balança analítica do fabricante Marte, Modelo AL500C com sensibilidade de 0,001 g, registra a massa de água dentro do Becker, por um tempo pré-estabelecido pelo operador. Assim tem-se a vazão em (g/s) e o cálculo do coeficiente de descarga, C_D experimental do injetor, pode ser feito através da equação:

$$C_D = \left(\frac{\dot{m}_l}{A_0 \sqrt{2 \cdot \rho_l \cdot \Delta P_l}} \right) \quad (4.2)$$

Onde

- \dot{m}_l - Vazão do líquido através do injetor
- A_0 - Área do orifício de saída do injetor
- ρ_l - Massa específica do líquido (água)
- ΔP_l - É a diferença de pressão entre a injeção e a saída do injetor

Os coeficientes de descarga comparados da literatura com o experimental foram os seguintes:

- C_D Rizk e Lefebvre é dado pela seguinte equação.

$$C_D = 0,35 \cdot \left(\frac{A_p}{D_s \cdot d_0}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{D_s}{d_0}\right)^{0,25} \quad (4.3)$$

• C_D Carlisle é dado pela seguinte equação.

$$C_D^2 = 0,0616 \cdot \frac{D_s}{d_0} \cdot \frac{A_p}{D_s d_0} \quad (4.4)$$

• C_D Jones é dado pela seguinte equação.

$$C_D = 0,45 \cdot \left(\frac{d_0 \rho_L U}{\mu L}\right)^{-0,02} \cdot \left(\frac{L_0}{d_0}\right)^{-0,03} \cdot \left(\frac{L_s}{D_s}\right)^{0,05} \cdot \left(\frac{A_p}{D_s d_0}\right)^{0,52} \cdot \left(\frac{D_s}{d_0}\right)^{0,23} \quad (4.5)$$

Sendo:

A_p – área total do pórtilo de entrada [m²]

d_0 – diâmetro do orifício de descarga [m]

D_s – diâmetro da câmara de swirl [m]

L_0 – comprimento do orifício [m]

L_s – comprimento da parte paralela da câmara de swirl [m]

U – velocidade resultante no orifício [m/s]

C_D – coeficiente de descarga

μL – viscosidade dinâmica do líquido [kg/m .s]

ρL – massa específica [kg/m³]

4.4.2 Procedimento experimental para medição do tamanho de gota

O aparato experimental utilizado para a obtenção do tamanho de gotas consiste dos seguintes equipamentos:

- Computador para coleta de dados
- Becker graduado

- Sistema laser MalvernMasterizer X
- Reservatório de pressurização
- Cilindros de nitrogênio para pressurizar o reservatório
- Manômetros para verificação de pressão no reservatório e no injetor

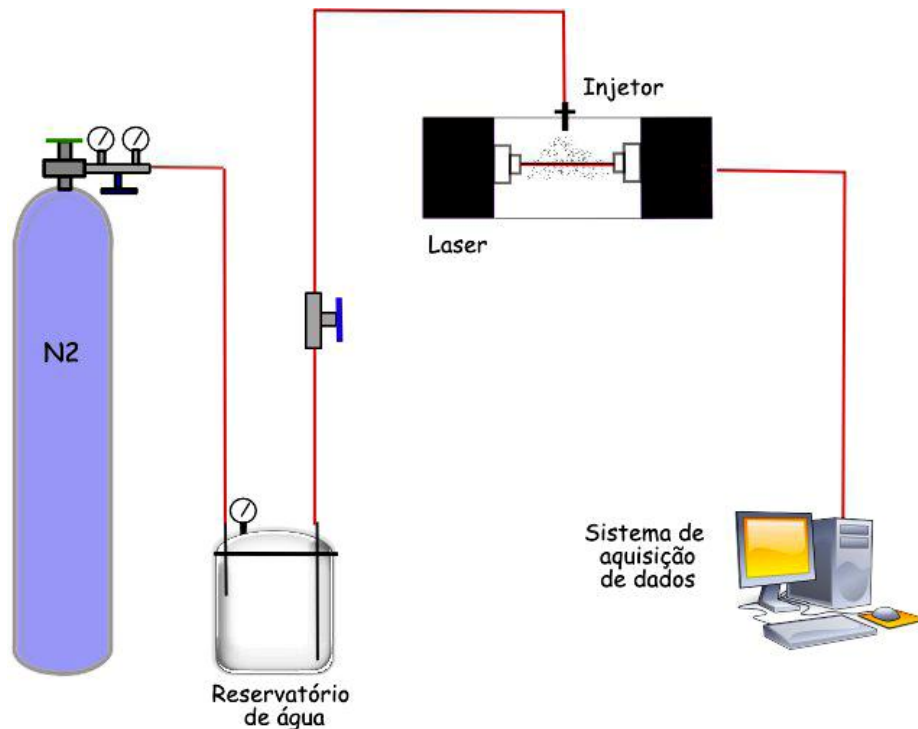
O sistema laser MalvernMasterizer X é um dos equipamentos mais utilizados para medições das características globais de um spray. No ensaio, o equipamento é ligado a um computador que atua como sistema de aquisição de dados, que por sua vez possui um software do fabricante no qual é feita análise estatística dos dados medidos. O funcionamento do sistema basicamente é descrito a seguir: Ao atravessar o spray transversalmente por um feixe de laser, inicialmente em paralelo e espalhado pelas gotas. Os feixes são coletados através de uma placa circular, em setores angulares particulares. Para análise da distribuição do tamanho de gotas, a formulação utilizada pelo sistema é a teoria de Fraunhofer, na qual afirma que um feixe de luz paralelo e monocromático atravessa uma nuvem de gotas, o padrão obtido é o de uma série de discos concêntricos claros e escuros cujo espaçamento entre eles dependerá da distribuição das gotas. Cada detector faz uma varredura da ordem de 2ms e cada medida é constituída de 2.000 varreduras.

Na montagem do aparato, o injetor é posicionado no suporte até a altura mais adequada em relação ao laser e de modo que as fronteiras do spray não incidissem no sistema óptico. Isto se faz necessário devido ao fato que em uma altura baixa, a densidade de gotas é muito alta, dificultando a passagem do laser e causando um alto nível de obscurecência.

Para iniciar o ensaio, o primeiro passo foi manter fechadas todas as válvulas, então a válvula do cilindro de N₂ foi aberta aos poucos, observando o valor da pressão no manômetro do reservatório, a abertura deve ser feita até que se alcance a pressão desejada. Abre-se então a válvula de saída de combustível (no caso água) e observa-se que a pressão cai um pouco. Então se regula a pressão com a válvula dos cilindros até que se alcance a pressão desejada com a válvula de água aberta.

Então foram realizados os ensaios, ajustando-se a pressão de injeção para a pressão desejada, realizando-se três medidas para cada pressão. O esquema do aparato experimental e sistema de coleta de dados são apresentados na figura 4.5, para este ensaio e o de determinação do ângulo do cone. Foi utilizado água como fluido de injeção.

Figura 4.5 Aparato experimental e sistema de coleta de dados para medição da distribuição de gotas.



(Fonte: autoria própria)

4.4.3 Procedimento experimental para medida do ângulo de cone

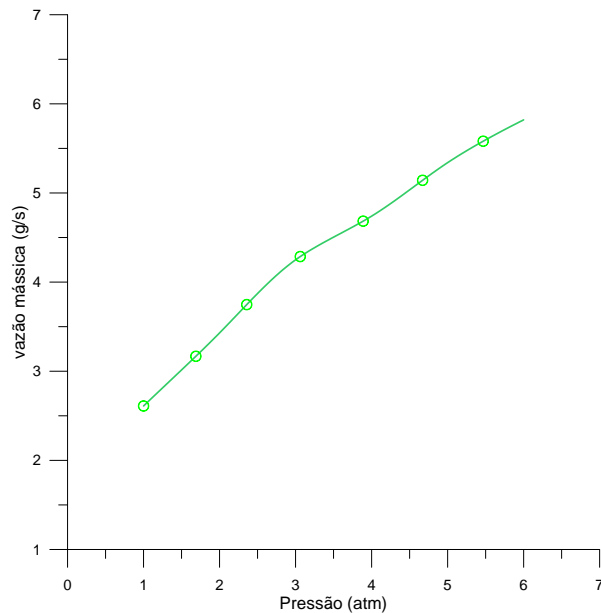
Foi utilizado o mesmo aparato apresentado na figura 4.5 e o fluido de ensaio sendo a água, mais uma câmera fotográfica digital com tempo de exposição ajustado para o registro das fotos. Foi acionado o spray para cada uma das pressões pré-estabelecidas, em seguida fotografado o spray. Uma foto com flash e outra sem. A foto com flash possui um tempo de exposição pequeno, permitindo a visualização detalhada da formação do spray. A fotografia sem o uso de flash possui um tempo de exposição maior, fornecendo uma imagem que pode ser vista como uma imagem média, formando um cone mais definido, permitindo assim a medição do ângulo com alguma precisão.

A medição do ângulo foi realizada com as fotografias obtidas sem flash, a imagem foi tratada utilizando o Software GIMP, invertendo as cores, pois esse procedimento facilita a visualização do cone. Em seguida através do Software QCAD realizou-se a medida dos valores de ângulo de cone.

4.5 RESULTADOS DO ESTUDO DO SPRAY

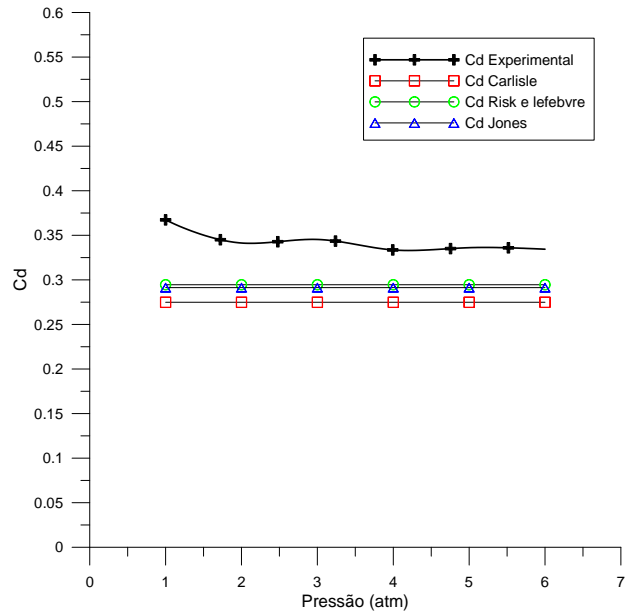
Os resultados mostrados a seguir foram obtidos para a caracterização do spray. Os resultados obtidos para determinar as vazões mássicas e conseqüentemente o coeficiente de descarga foram plotados na forma de gráficos e são apresentados nas figuras 4.6 e 4.7. A figura 4.7 apresenta a comparação entre o C_D obtido dos dados de vazão mássica experimental e o C_D de projeto, conforme expressões clássicas propostas por outros autores encontrados na literatura, onde é possível notar que o C_D experimental apresenta um pequeno acréscimo em relação aos C_D de projeto.

Figura 4.6 Vazão mássica em função da diferença de pressão



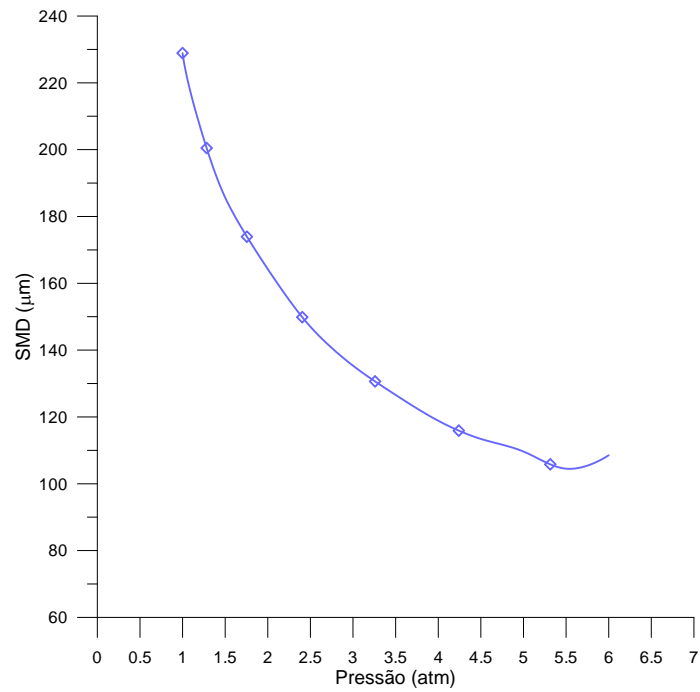
(Fonte: autoria própria)

Figura 4.7 Coeficiente de descarga em função da diferença de pressão



(Fonte: autoria própria)

Figura 4.8 SMD em função da diferença de pressão



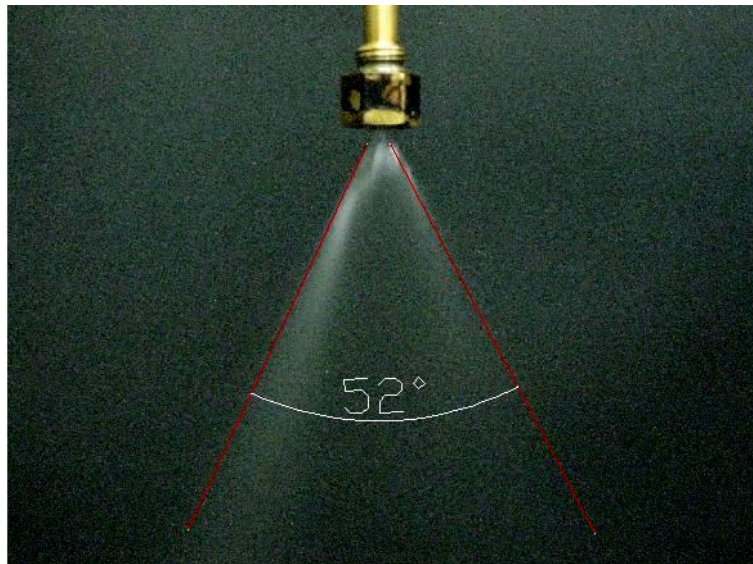
(Fonte: autoria própria)

A figura 4.8 apresenta o resultado experimental do SMD, cada resultado apresentado na figura, é o resultado médio de 15 medidas, apresentando uma repetibilidade satisfatória com um desvio padrão máximo de 0,85% para a pressão de 4 atm.

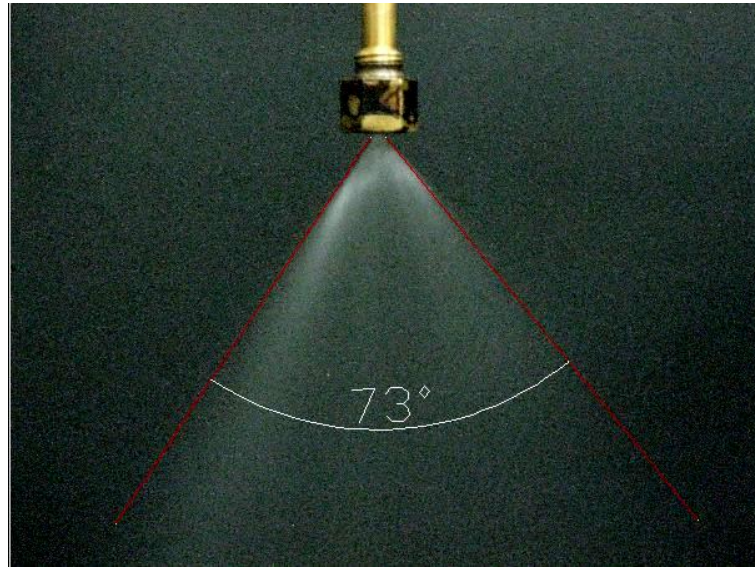
Os resultados de SMD, quando confrontados com os encontrados na literatura a exemplo de Couto *et al*, apresentaram um acréscimo em torno de 50% no seu valor, indicando que o atomizador apresenta gotas relativamente maiores as encontradas na literatura para este tipo de atomizador. Nota-se também que o comportamento experimental do SMD com o aumento da pressão está em concordância com comportamento típico de injetores centrífugos e identificado por outros autores na literatura como Wang e Lefebvre (1987).

Para o estudo do ângulo de cone, neste caso foi utilizado água como fluido a ser injetado no atomizador. Através da análise das fotos foi verificado que o ângulo de cone aumenta com a pressão. A variação angular com a pressão é apresentada nas figuras 4.9 até a figura 4.10. Os resultados estão dentro da faixa típica de ângulos, variando entre 30° e 180° para atomizadores do tipo centrífugo.

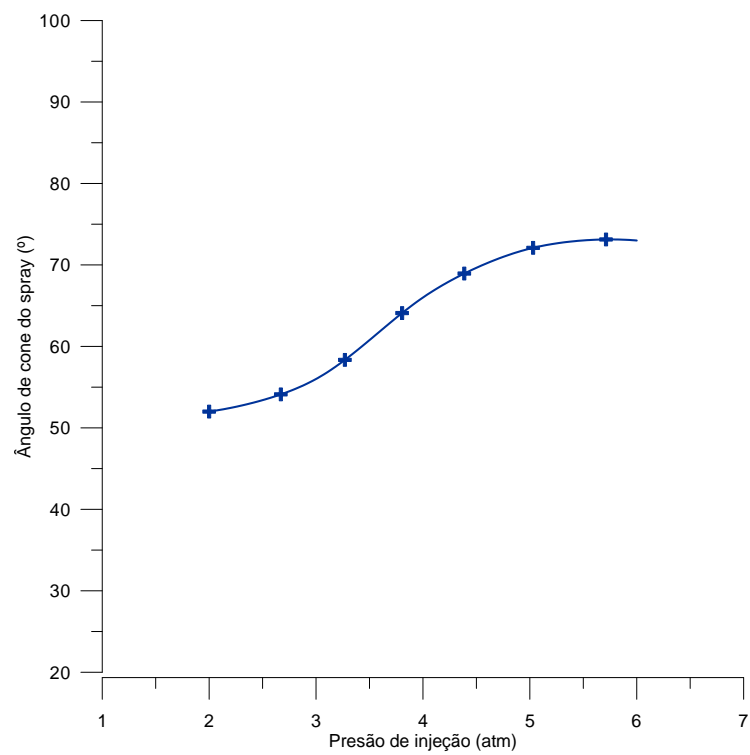
Figura 4.9 Pressão de injeção 2 bar



(Fonte: autoria própria)

Figura 4.10 Pressão de injeção 6 bar

(Fonte: autoria própria)

Figura 4.11 Variação do ângulo de cone em função da pressão

(Fonte: autoria própria)

Os resultados experimentais apresentados forneceram informações necessárias para avaliar a operação do injetor. Estes resultados mostram que para a faixa de pressão utilizada nos ensaios, o ângulo de cone do spray apresentou uma variação de 52° a 73° , para aumentar a faixa deste ângulo seria necessário o aumento da pressão de injeção do combustível, sendo que o mesmo estava limitado a 6 bar de pressão máxima. Enquanto que o gráfico de SMD representado pela figura 4.8 sugere que se aumentarmos a pressão de injeção teríamos como resultados diâmetros médios de gotas menores, o que melhoraria o processo de combustão. Portanto, devido a limitações impostas pelo aparato experimental o processo de atomização sofreu restrições, influenciando no seu desempenho.

5 FORMULAÇÃO EMPÍRICA DOS COMBUSTÍVEIS

O quinto capítulo deste trabalho objetiva propor a fórmula empírica (molecular) dos novos combustíveis gerados pelas misturas de biodiesel, diesel e gás natural. A fórmula mínima ou empírica indica a menor proporção em mols, dos átomos dos elementos que constituem uma substância.

A fórmula empírica (molecular) auxiliará no entendimento do processo de combustão dos novos combustíveis no equilíbrio. Para a combustão completa de um combustível com ar em excesso, os produtos são CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 . Os produtos de combustão dependem do tipo de combustível e das condições estequiométricas, entre outros fatores.

Neste trabalho três tipos de combustíveis são misturados, sendo desconhecidas as fórmulas empíricas da mistura resultante. Dependendo das condições de temperatura e pressão, a hipótese de combustão completa estará muito distante da realidade, pois as reações de dissociação podem se tornar significativas.

Neste contexto, é buscada a proposição da fórmula empírica para cada mistura gerada, de modo que os índices da formulação sejam dados de entrada para o software COMGAS, utilizado para o cálculo da composição dos gases no equilíbrio. Essa alternativa, de simular a composição dos gases, servirá como referência para a análise do processo de combustão em estudo.

Antes de introduzir a metodologia adotada para a proposição da formulação empírica de cada mistura de combustível, alguns conceitos utilizados como fração molar, fração mássica, razão ar-combustível e cálculo do excesso de ar, são apresentados.

5.1 MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS

Como foi utilizado misturas de combustíveis líquidos, e de líquido com gás dentro da câmara de combustão, dois conceitos importantes na caracterização de uma mistura são adotados, a fração molar e fração mássica.

Considerando uma mistura multicomponentes de combustíveis composta de N_1 moles de espécie 1, N_2 moles de espécie 2, e assim sucessivamente até o número total de espécies, a

fração molar da espécie i , x_i , é definida como a fração do número total de moles no sistema das espécies i , ou seja:

$$X_i = \frac{N_i}{N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots} = \frac{N_i}{N_{total}} \quad (5.1)$$

De maneira semelhante, a fração mássica de espécies i , Y_i , é a quantidade de massa de cada espécie i comparada com a massa total da mistura.

$$Y_i = \frac{m_i}{m_1 + m_2 + \dots + m_i} = \frac{m_i}{m_{total}} \quad (5.2)$$

Por definição tem-se que a somatória de todos os constituintes, frações molares ou (mássicas) devem ser unitários, isto é,

$$\sum_i X_i = 1 \quad (5.3)$$

$$\sum_i Y_i = 1 \quad (5.4)$$

A conversão de frações mássicas e molares pode ser realizada usando o massa molecular das espécies de interesse da mistura:

$$Y_i = \frac{X_i MW_i}{MW_{mistura}} \quad (5.5)$$

$$X_i = \frac{Y_i MW_{mistura}}{MW_i} \quad (5.6)$$

O massa molecular da mistura é calculado das frações mássicas ou molares.

$$MW_{mistura} = \sum_i X_i MW_i \quad (5.7)$$

$$MW_{mistura} = \frac{1}{\sum_i (Y_i / MW_i)} \quad (5.8)$$

Estes conceitos mencionados serão úteis mais adiante para a estimativa da composição dos combustíveis utilizados no ensaio da microturbina.

5.2 RAZÃO AR COMBUSTÍVEL

É a razão entre a quantidade de ar em uma reação pela quantidade de combustível. Esta razão pode ser escrita em base molar, isto é, moles de ar dividido por moles de combustível ou em base mássica, massa de ar dividida pela massa de combustível. (Shapiro - 2002)

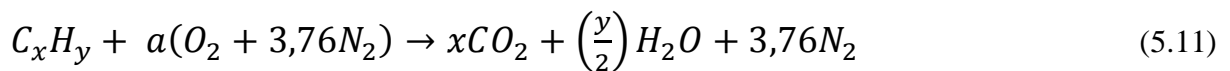
$$\frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{\text{moles de ar} \times MW_{ar}}{\text{moles de combustível} \times MW_{comb}} \quad (5.9)$$

ou

$$AC = \overline{AC} \left(\frac{MW_{ar}}{MW_{comb}} \right) \quad (5.10)$$

5.3 RAZÃO AR COMBUSTÍVEL ESTEQUIOMÉTRICO

É representado pela relação das massas de ar teórico e do combustível, que resultará em uma combustão completa, no caso de hidrocarbonetos, gerando como produtos da reação somente dióxido de carbono e vapor de água.



onde

$$a = x + \frac{y}{4} \quad (5.12)$$

Assumindo que a composição do ar é composta de 21 % de O₂ e 79 % de N₂ (por volume), isto é, para cada mol de O₂ no ar, temos 3,76 moles de N₂. A razão ar-combustível estequiométrico será dada por:

$$AC_{esteq} = \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right)_{esteq} = \frac{4,76}{1} \frac{MW_{ar}}{MW_{comb}} \quad (5.13)$$

Sendo, MW_{ar} e MW_{comb}, os pesos moleculares do ar e do combustível respectivamente.

5.4 RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA

A razão de equivalência Φ é comumente usada para indicar quantitativamente se uma mistura de combustível oxidante é rica, pobre ou estequiométrica (Turns, 2000). A razão de equivalência é definida segundo a equação a seguir.

$$\Phi = \frac{AC_{esteq} = \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right)_{esteq}}{AC = \overline{AC} \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right)} \quad (5.14)$$

Sendo por definição,

- $\Phi > 1$ = mistura Rica
- $\Phi < 1$ = mistura Pobre
- $\Phi = 1$ = mistura estequiométrica

5.5 COMPOSIÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS

A determinação da composição dos combustíveis foi possível somente com a utilização dos dados obtidos a partir da análise elementar do biodiesel puro de origem animal e de origem vegetal.

Para o uso do software ComGas v1.0 para a predição de emissões da MTG, se fez necessário elaborar novas fórmulas empíricas para cada combustível, uma vez que devido a fatores operacionais, a MTG operou com uma chama piloto ao utilizar outros combustíveis senão o GNV. Portanto, foi necessário realizar uma somatória de cada elemento químico contida nos combustíveis, ou seja, somar todos os C, H, O, N, S, dos combustíveis distintos entrando na câmara de combustão e portanto formando um combustível hipotético na seguinte forma:



Como mencionado anteriormente os seguintes combustíveis foram ensaiados na MTG:

- GNV
- GNV + diesel
- GNV + diesel + Biomax (30%, 50%, 70%, 100%)
- GNV + diesel + Palmdiesel (30%, 50%, 70%, 100%)

O detalhamento da metodologia empregada para a composição destes combustíveis na forma dos novos combustíveis será demonstrada a seguir:

Exemplo da metodologia aplicada para o seguinte combustível GNV + diesel + BDA50 (50% do biodiesel Biomax em relação ao Diesel).

- $C_{1,149}H_{4,279}O_{0,006}N_{0,026}$ (Formula empírica do GNV)¹
- $C_{7,143}H_{13,394}O_{0,00}N_{0,000}S_{0,022}$ (Formula empírica do diesel)¹
- $C_{6,319}H_{11,977}O_{0,656}N_{0,041}S_{0,047}$ (Formula empírica do Biomax)²

(1) valores obtidos da ANP.

(2) valores obtidos através da análise elementar.

1º passo: Calcular a massa molecular dos constituintes da mistura de combustível.

Massa molecular do GNV;

$$\begin{aligned}
 MW_{GNV} = & (n^{\circ} \text{ de átomos de carbono} \cdot \text{massa molecular do carbono}) + \\
 & (n^{\circ} \text{ de átomos de Hidrogênio} \cdot \text{massa molecular do Hidrogênio}) + \\
 & (n^{\circ} \text{ de átomos de oxigênio} \cdot \text{massa molecular do oxigênio}) + \\
 & (n^{\circ} \text{ de átomos de Nitrogênio} \cdot \text{massa molecular do Nitrogênio}) + \\
 & (n^{\circ} \text{ de átomos de Enxofre} \cdot \text{massa molecular do Enxofre})
 \end{aligned} \tag{5.15}$$

$$MW_{GNV} = (1,149 \times 12) + (4,279 \times 1) + (0,006 \times 16) + (0,026 \times 14) + (0,000 \times 32)$$

$$MW_{GNV} = 18,53 \text{ (g/mol)} \tag{5.16}$$

Massa molecular do Diesel

$$\begin{aligned}
 MW_{Diesel} = & (7,143 \times 12) + (13,394 \times 1) + (0,000 \times 16) + (0,000 \times 14) + \\
 & (0,022 \times 32)
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

$$MW_{Diesel} = 99,81 \text{ (g/mol)} \tag{5.18}$$

Massa molecular do Biomax

$$\begin{aligned}
 MW_{Biomax} = & (6,319 \times 12) + (11,977 \times 1) + (0,656 \times 16) + (0,041 \times 14) + \\
 & (0,047 \times 32)
 \end{aligned} \tag{5.19}$$

$$MW_{Biomax} = 100,39 \text{ (g/mol)} \tag{5.20}$$

2º passo: Calcular a vazão total de combustível para cada mistura: O seguinte procedimento foi adotado:

Efetua-se a somatória das vazões de cada constituinte da mistura para determinada rotação, exemplo:

Para o combustível BDA50* (que é constituído de GNV + 50% diesel +50% Biomax) nos ensaios a 45.000 RPM, tem-se as seguintes vazões.

Tabela 5.1 Vazão de combustível

Combustível	\dot{m} (g/s)
GNV ⁽¹⁾	4,44
Diesel ⁽²⁾	1,4
Biomax ⁽²⁾	1,4
Total	7,24

(Fonte: autoria própria)

(1)-Vazão de GNV medida pela placa de orifício.

(2)-Vazão de Diesel e Biomax medida pelo rotâmetro.

Portanto temos que a vazão para o BDA50* foi de 7,24 (g/s).

Agora, de posse das formulas empíricas dos combustíveis constituintes, massa molecular e vazão mássica, é possível compor a nova formula empírica.

Exemplo da composição do combustível BDA50* a uma rotação de 45.000 RPM.

Calculando a quantidade de carbono em mols para o BDA50* a 45.000 RPM.

Temos:

$$C = \left(\frac{\dot{m}_{GNV}}{MW_{GNV}} \cdot N_{GNV} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{Diesel}}{MW_{Diesel}} \cdot N_{Diesel} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{Biomax}}{MW_{Biomax}} \cdot N_{Biomax} \right) \quad (5.21)$$

Onde:

\dot{m}_{GNV} - vazão mássica de GNV

MW_{GNV} - massa molecular do GNV

N_{GNV} - Número de átomos de carbono do GNV.

Portanto,

$$C = \left(\frac{4,44}{18,53} \cdot 1,149 \right) + \left(\frac{1,4}{99,81} \cdot 7,143 \right) + \left(\frac{1,4}{100,39} \cdot 6,3198 \right) \quad (5.22)$$

$$C = 0,463684 \quad (5.23)$$

Ou seja, a somatória do percentual de cada parcela da mistura, nos dá o numero total da espécie em mols.

Procedimento semelhante é realizado para o Hidrogênio.

$$H = \left(\frac{\dot{m}_{GNV}}{MW_{GNV}} \cdot N_{GNV} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{Diesel}}{MW_{Diesel}} \cdot N_{Diesel} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{Biomax}}{MW_{Biomax}} \cdot N_{biomax} \right) \quad (5.24)$$

$$H = \left(\frac{4,44}{18,53} \cdot 4,279 \right) + \left(\frac{1,4}{99,81} \cdot 13,394 \right) + \left(\frac{1,4}{100,39} \cdot 11,977 \right) \quad (5.25)$$

$$H = 1,3803 \quad (5.26)$$

O mesmo procedimento é realizado para o nitrogênio, oxigênio e enxofre, então tem-se a seguinte formula empírica para o BDA50* a 45.000 RPM:

$$C_{0,4636}H_{1,3803}O_{0,0105}N_{0,0067}S_{0,0009} \quad (5.27)$$

As tabelas 5.1 a 5.4 apresentam as fórmulas empíricas das misturas obtidas com o biodiesel animal, Biomax, para as diversas composições e rotações. Na sequência, as Tabelas 5.5 a 5.8, apresentam as fórmulas das misturas obtidas com o biodiesel vegetal, Palmdiesel.

Tabela 5.2 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 45.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDA10*	0,4733	1,3970	0,0032	0,0063	0,0006
BDA30*	0,4685	1,3887	0,0069	0,0065	0,0008
BDA50*	0,4636	1,3803	0,0105	0,0067	0,0009
BDA70*	0,4588	1,3720	0,0142	0,0070	0,0011
BDA100*	0,4516	1,359	0,0197	0,0073	0,0013

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.3 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 50.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDA10*	0,5903	1,6498	0,0042	0,0068	0,0010
BDA30*	0,5830	1,6373	0,0097	0,0071	0,0012
BDA50*	0,5758	1,6247	0,0152	0,0074	0,0014
BDA70*	0,5685	1,6122	0,0207	0,0078	0,0016
BDA100*	0,5577	1,5935	0,0289	0,0083	0,0019

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.4 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 55.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDA10*	0,7008	1,9569	0,0050	0,0080	0,0012
BDA30*	0,6922	1,9420	0,0116	0,0084	0,0014
BDA50*	0,6835	1,9271	0,0181	0,0088	0,0017
BDA70*	0,6749	1,9122	0,0246	0,0092	0,0019
BDA100*	0,6620	1,8899	0,0344	0,0098	0,0023

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.5 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 60.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDA10*	0,7969	2,0800	0,0062	0,0074	0,0016
BDA30*	0,7991	2,0860	0,0153	0,0080	0,0020
BDA50*	0,7871	2,0651	0,0245	0,0085	0,0024
BDA70*	0,7750	2,0443	0,0336	0,0091	0,0027
BDA100*	0,5577	1,5935	0,0289	0,0083	0,0019

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.6 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 45.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDD10*	0,4736	1,3992	0,0029	0,0062	0,0006
BDD30*	0,4693	1,395	0,0060	0,0064	0,0008
BDD50*	0,4650	1,3914	0,0090	0,0065	0,0009
BDD70*	0,4607	1,3875	0,0121	0,0066	0,0011
BDD100*	0,4543	1,3817	0,0167	0,0068	0,0013

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.7 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 50.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDD10*	0,5907	1,6531	0,0038	0,0067	0,0010
BDD30*	0,5842	1,6473	0,0084	0,0069	0,0012
BDD50*	0,5778	1,6414	0,0129	0,007	0,001
BDD70*	0,5714	1,6356	0,0175	0,0072	0,0017
BDD100*	0,5617	1,6268	0,0244	0,0075	0,0020

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.8 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 55.000 RPM

55 KRPM	C	H	O	N	S
BDD10*	0,7013	1,9608	0,0045	0,0079	0,0012
BDD30*	0,6936	1,9539	0,0099	0,0081	0,0015
BDD50*	0,6859	1,9469	0,0154	0,0083	0,0017
BDD70*	0,6783	1,9400	0,0208	0,0085	0,0020
BDD100*	0,6668	1,9295	0,0290	0,0089	0,0024

(Fonte: autoria própria)

Tabela 5.9 Fórmulas empíricas das misturas para rotação de 60.000 RPM

	C	H	O	N	S
BDD10*	0,7975	2,0855	0,0054	0,0073	0,0016
BDD30*	0,8011	2,1026	0,0130	0,0075	0,0021
BDD50*	0,7904	2,0929	0,0207	0,0078	0,0024
BDD70*	0,7797	2,0831	0,0283	0,0081	0,0028
BDD100*	0,5617	1,6268	0,0244	0,0075	0,0020

(Fonte: autoria própria)

Para calcular a quantidade de cada elemento em termos de massa, é necessário multiplicar o número de mols de cada espécie por sua respectiva massa molecular.

Exemplo para o BDA50* a 45.000 RPM:

Temos: $C_{0,4636}H_{1,3803}O_{0,0105}N_{0,0067}S_{0,0009}$

Portanto,

$$C= 0,4636 \times 12 = 5,564 \text{ g}$$

$$H= 1,3803 \times 1 = 1,380 \text{ g}$$

$$O= 0,0105 \times 16 = 0,1694 \text{ g}$$

$$N= 0,0067 \times 14 = 0,095 \text{ g}$$

$$S= 0,0009 \times 32 = 0,031 \text{ g}$$

O mesmo procedimento foi realizado para as demais misturas de combustível.

5.5.1 Cálculo do PCI

Para o cálculo do PCI de cada combustível foi utilizado a formulação apresentada a seguir:

$$PCI = PCS - 9h \times \left(\frac{h_{lv}}{MW_{comb}} \right) \quad (5.28)$$

Onde,

PCI: poder calorífico inferior (kJ/kg)

PCS: poder calorífico superior (kJ/kg)

h: fração molar de hidrogênio constituinte do combustível (kg/kg)

h_{lv}: entalpia de vaporização (kJ / kg)

Exemplo para o BDA50* a 45.000 RPM.

O primeiro passo é calcular o PCI de cada constituinte, ou seja, o PCI do GNV, Diesel e Biomax.

$$PCI_{GNV} = 54,30 - 9.4,279 \cdot \frac{2,442}{18,527} = 49,23 \text{ kJ/kg} \quad (5.29)$$

$$PCI_{Diesel} = 42,20 - 9.13,394 \cdot \frac{2,442}{99,809} = 39,25 \text{ kJ/kg} \quad (5.30)$$

$$PCI_{Biomax} = 38,71 - 9.11,977 \cdot \frac{2,442}{100,391} = 36,09 \text{ kJ/kg} \quad (5.31)$$

Após o cálculo do PCI dos constituintes, realizamos o cálculo do PCI para o BDA50* da seguinte maneira.

$$PCI_{BDA50^*} = \frac{(PCI_{GNV} \cdot \dot{m}_{GNV}) + (PCI_{Diesel} \cdot \dot{m}_{Diesel}) + (PCI_{Biomax} \cdot \dot{m}_{Biomax})}{\dot{m}_{BDA50^*}} \quad (5.32)$$

$$PCI_{BDA50^*} = \frac{(49,23 \cdot 4,44) + (39,25 \cdot 1,4) + (36,09 \cdot 1,4)}{7,24} \quad (5.33)$$

$$PCI_{BDA50^*} = 44,76 \text{ kJ/kg} \quad (5.34)$$

Desta mesma maneira é realizado o cálculo do PCI para as demais misturas de combustíveis.

5.6 CÁLCULO DO EXCESSO DE AR NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

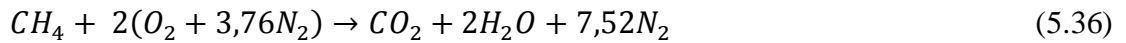
Para se realizar a combustão é necessária uma quantidade de ar estequiométrica chamada de ar teórico. Contudo, para assegurar a combustão completa, é necessário um “excesso de ar” de modo a manter um teor suficiente de oxigênio até o final da chama, e superar as deficiências locais de misturas.

A relação ar/combustível pode ser calculada a partir da composição dos combustíveis e a das emissões dos gases de exaustão. A composição dos combustíveis foi obtida através dos dados de caracterização dos combustíveis, enquanto o analisador de gases (Greeline 8000) foi utilizado para analisar os níveis de emissões e calculando o excesso de oxigênio de acordo com a equação.

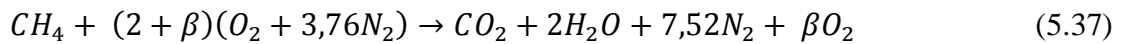
$$\boxed{\beta = \frac{N_{esteq} \cdot X_{O_2}}{1 - X_{O_2}}} \quad (5.35)$$

O objetivo de encontrar o excesso de ar é encontrar a razão de equivalência para uma determinada condição. Exemplo do uso do cálculo do excesso de ar aplicado a MTG para encontrar a razão de equivalência, esta que será necessária no uso software Comgas.

Temos a seguinte equação balanceada:



Agora queremos encontrar a razão de equivalência para determinado excesso de ar:



$$\Phi = \frac{\frac{N_C}{NO_2}}{\frac{N_C}{NO_2}|_{esteq}} = \frac{\frac{1}{(2+\beta)}}{\frac{1}{2}} = \frac{1}{(2+\beta)} \times \frac{2}{1} = \frac{2}{(2+\beta)} \quad (5.38)$$

$$\boxed{\Phi = \frac{2}{(2+\beta)}} \quad (5.39)$$

$$X_{O_2} = \frac{\beta}{1+2+7,52+\beta} = \frac{\beta}{N_{esteq}+4,76*\beta} \quad (5.40)$$

$$(N_{esteq} + \beta) \cdot X_{O_2} = \beta \quad (5.41)$$

$$N_{esteq} \cdot X_{O_2} + \beta X_{O_2} = \beta \quad (5.42)$$

$$N_{esteq} \cdot X_{O_2} = \beta \cdot (1 - X_{O_2}) \quad (5.43)$$

$$\boxed{\beta = \frac{N_{esteq} \cdot X_{O_2}}{1 - 4,76 \cdot X_{O_2}}} \quad (5.44)$$

Sendo:

- N_c – número de mols do combustível
- NO_2 - número de mols do oxidante
- N_{esteq} - número de mols dos produtos para a equação estequiométrica
- β – excesso de moles de O_2
- X_{O_2} – frações molares ou (mássicas) medidas dos gases de exaustão

Portanto com o valor da razão de equivalência, com as propriedades dos combustíveis e com as propriedades termodinâmicas utilizadas nos ensaios da MTG, temos todos os dados necessários para utilizar o software ComGas v1.2 na predição das emissões, que será tratado no sub-item 5.8.

5.7 CÁLCULO DA DILUIÇÃO DAS EMISSÕES

Para as predições das emissões com o software ComGas todos os casos foram rodados no equilíbrio químico, porém não é possível comparar resultados no equilíbrio químico com resultados experimentais, primeiramente é necessário compatibilizar estas emissões, tendo conhecimento que a combustão ocorre a razão de equivalencia próxima a estequiométrica e que os gases produtos são posteriormente diluídos pelo ar. Então foi utilizado nos cálculos do ComGas a razão de equivalência igual a 1 e depois aplicado a diluição de ar de maneira a obter o teor de O_2 medido na saída da MTG.

O primeiro passo é relacionar a fração molar da espécie i com a fração molar diluída da espécie i , de acordo com as equações abaixo.

$$\beta = \frac{N_{esteq} \cdot X_{O_2}}{1 - 4,76 \cdot X_{O_2}} \quad (5.45)$$

$$X'_i = \frac{N_i}{N_D} \quad (5.46)$$

Sendo,

- N_i – número de mols da espécie i
- N_D – número de mols dos gases pós diluição
- N_t - número de mols total dos produtos para a reação estequiométrica
- X_i – frações molares da espécie i
- X'_i – frações molares da espécie diluída

$$N_D = N_t + 4,76 N_{O_2} \quad (5.47)$$

$$X_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_D} \quad (5.48)$$

Sendo,

- N_{O_2} - número de mols do oxidante
- X_{O_2} – frações molares medidas dos gases de exaustão

Dividindo a equação por N_D , temos:

$$\frac{N_D}{N_D} = \frac{N_t}{N_D} + \frac{4,76 N_{O_2}}{N_D} \quad (5.49)$$

$$1 = \frac{N_t}{N_D} + 4,76 X_{O_2} \quad (5.50)$$

$$\frac{N_t}{N_D} = 1 - 4,76 X_{O_2} \quad (5.51)$$

$$\frac{X'_i}{X_i} = 1 - 4,76 X_{O_2} \quad (5.52)$$

$$\boxed{X'_i = X_i(1 - 4,76 X_{O_2})} \quad (5.53)$$

Portanto com a expressão (5.56) pode-se calcular as emissões diluídas, só precisando das emissões obtidas pelo ComGas e da fração molar de O₂ medido nos gases de escape, então com as emissões do ComGas diluídas pode-se confrontar os valores com as emissões medidas pelo Greenline.

5.8 COMGAS

O software utilizado para calcular as emissões na MTG foi desenvolvido por Rocha *et al* (2008) o software determina as composições dos gases no equilíbrio químico para combustão e gaseificação, a pressão ou volume constante. O grande diferencial do ComGas em relação a outros softwares que resolvem problemas de combustão no equilíbrio químico como Stanjam, CEA , Gaseq entre outros seria a sua base de dados. Pois possui uma grande base de dados de biomassa e combustíveis, além de ser possível inserir seu próprio combustível, com suas propriedades características como PCS e análise elementar.

O código fonte utilizado no software, assim como uma melhor explanação sobre o uso se encontram em Rocha (2010).

Na figura 5.1, é descrito o funcionamento do programa, inicialmente é necessário selecionar a opção desejada para introduzir o combustível.

Figura 5.1 Opções de introdução dos combustíveis.

(Fonte: autoria própria)

Para o caso foi escolhido a opção de introdução da fórmula química, como mostra a figura 5.2. O programa pergunta também se será introduzida a entalpia de formação do combustível ou se o PCS será calculado por formulas empíricas ou definido pelo usuário.

Figura 5.2 Combustível: Fórmula Química.

(Fonte: autoria própria)

O programa considera como produtos principais CO_2 , CO e H_2O , além dos inertes (Ar, He ou N_2), SO_2 e cinzas. O usuário pode definir espécies secundárias, tendo o cuidado de garantir a existência dessas espécies em função das reações químicas escolhidas, como mostradas na figura 5.3.

Figura 5.3 Menu de propriedades reagentes e produtos.

Combustão			
		[kJ/kmol]	
<input checked="" type="checkbox"/>	O2	$\text{CO}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 1/2\text{O}_2$	$\Delta G_1^0 = 99328$ $K_1 = 0,003698$
<input checked="" type="checkbox"/>	O	$1/2\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O}$	$\Delta G_2^0 = 112798$ $K_2 = 0,00173$
<input checked="" type="checkbox"/>	H2	$\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{H}_2 + 1/2\text{O}_2$	$\Delta G_3^0 = 127909$ $K_3 = 0,0007382$
<input checked="" type="checkbox"/>	H	$1/2\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H}$	$\Delta G_4^0 = 98858$ $K_4 = 0,003797$
<input checked="" type="checkbox"/>	OH	$1/2\text{H}_2 + 1/2\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{OH}$	$\Delta G_5^0 = 7368$ $K_5 = 0,6601$
<input checked="" type="checkbox"/>	NO	$\text{O}_2 + \text{N}_2 \rightleftharpoons 2\text{NO}$	$\Delta G_6^0 = 126720$ $K_6 = 0,0007894$
Gasificação			
<input type="checkbox"/>	H2	$\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}_2$	$\Delta G_7^0 = -6865$ $K_7 = 2,55$
<input type="checkbox"/>	CH4	$\text{C} + 2\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{CH}_4$	$\Delta G_8^0 = -3357$ $K_8 = 1,58$

 Menu

(Fonte: autoria própria)

É necessário escolher o tipo de razão de equivalência se será uma relação combustível/oxidante ou oxidante/combustível, é possível também escolher se o usuário deseja calcular apenas uma razão de equivalência ou para uma série de razões de equivalência definidas em uma tabela, conforme é ilustrado na figura 5.4.

Figura 5.4 Razão de equivalência.

Razão de Equivalência		
<input checked="" type="radio"/> Valor <input type="radio"/> Tabela		<u>Seco</u>
<input type="radio"/> C/Oxd. <input checked="" type="radio"/> Oxd./C		FAR: 0,0526 AFR: 19,0285
<input type="text" value="0,90000"/>		<u>Úmido</u>
		FAR: 0,0526 AFR: 19,0285

(Fonte: autoria própria)

O software ComGas foi desenvolvido para resolver problemas no equilíbrio químico, que abordem os processos de combustão e gaseificação, o software validado com outros softwares como STANJAN e CEA, como mostrado no trabalho de ROCHA (2008), no qual obteve como resultado valores muito próximos ao encontrados com os softwares mencionados anteriormente, apresentando uma diferença entre ambos resultados variando de 0,79 % a 4,29 % no máximo.

6 RESULTADOS E ANÁLISE

Como mencionado no Capítulo 4 foi estabelecido a seguinte forma de ensaio na MTG, primeiramente selecionamos o combustível a ser testado, aguardamos o sistema estabilizar, ou seja, a MTG entrar em regime permanente, variamos então a vazão de combustível e por conseguinte a rotação. Para cada rotação pré-estabelecida realizou-se a coleta dos dados de emissões, devido a problemas com a instrumentação no decorrer do trabalho não foi possível coletar dados referentes à eficiência da microturbina, portanto, o foco de trabalho é analisar as emissões, sobretudo o comportamento com aumento ou diminuição do teor de biodiesel nos combustíveis.

A seguir são apresentados os resultados das emissões estimadas pelo código ComGas para o sistema em equilíbrio químico. E em seguida os resultados experimentais para as seguintes rotações (45.000, 50.000, 55.000 e 60.000 RPM), os primeiros ensaios com a MTG foram realizados utilizando somente gás natural que será utilizado como referência para posteriores comparações com os outros combustíveis.

6.1 RESULTADOS PREDIÇÃO COMGAS V1.0

A simulação das emissões da MTG ou predição das emissões se limita a utilizar o modelo mais simples que é comumente chamado de modelo zero - dimensional ou (0-D) que por sua vez determina a formação de poluentes utilizando o equilíbrio químico, portanto, sem considerar alguns fenômenos físicos e químicos que ocorrem na câmara de combustão, a saber: reações de cinética química, formação e dispersão do spray, ignição, entre outros.

Para resultados de simulações mais próximos da realidade seria necessário o uso de ferramentas computacionais mais sofisticadas como Fluent, Chemkin, OpemFOAM, assim como o emprego de modelos bidimensionais ou até mesmo tridimensionais, entretanto como análise prévia o ComGas v1.0 se mostra uma ferramenta prática, realizando as mesmas tarefas que softwares como Stanjam, CEA (NASA), Gaseq.

Os resultados das predições com o ComGas apresentados a seguir, primeiramente são apresentados em função das frações mássicas (Y_i) de cada produto da combustão em base seca, em seguida é utilizada a equação 5.56 para realizar a diluição e por fim comparar com os

valores obtidos experimentalmente através do analisador de gás (Greenline 8.000) que são apresentados nas tabelas 6.1 a 6.16.

6.1.1 Predições a 45.000 RPM (Biomax)

Tabela 6.1 Resultados predições ComGas a 45.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDA10*	0,10100	0,00690	0,17417	0,70746	0,00190	0,00016
BDA30*	0,10106	0,00685	0,17481	0,70681	0,00190	0,00019
BDA50*	0,10105	0,00678	0,17558	0,70610	0,00189	0,00022
BDA100*	0,100931	0,006622	0,177509	0,704412	0,001875	0,000313

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.2 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO2(%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO2 (%)	CO (ppm)	NO(ppm)
BDA10*	1,14	784,73	216,10	4,10	1931,25	22,50
BDA30*	1,14	778,39	215,53	4,89	2094,37	15,00
BDA50*	1,14	771,12	214,85	4,91	1892,81	15,00
BDA100*	1,14	752,83	213,21	5,02	1177,5	18,75

(Fonte: autoria própria)

6.1.2 Predições a 50.000 RPM (Biomax)

Tabela 6.3 Resultados predições ComGas a 50.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDA10*	0,103472	0,007212	0,169863	0,708884	0,00193	0,000192
BDA30*	0,103515	0,007139	0,170698	0,708061	0,001923	0,000235
BDA50*	0,10349	0,007066	0,171509	0,707326	0,001917	0,000278
BDA100*	0,103474	0,00687	0,173788	0,705209	0,001899	0,000391

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.4 Comparação entre os resultados da predição diluídos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDA10*	1,17	819,92	219,37	4,21	2341,87	28,12
BDA30*	1,17	811,58	218,59	5,12	2373,75	26,25
BDA50*	1,17	803,31	217,90	5,10	2304,37	16,87
BDA100*	1,17	780,98	215,87	5,21	1828,12	11,00

(Fonte: autoria própria)

6.1.3 Predições a 55.000 RPM (Biomax)

Tabela 6.5 Resultados predições ComGas a 55.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDA10*	0,103559	0,00722	0,169743	0,708906	0,00193	0,000193
BDA30*	0,103544	0,007142	0,170665	0,708061	0,001923	0,000235
BDA50*	0,10356	0,007073	0,171413	0,707343	0,001917	0,000279
BDA100*	0,103486	0,006874	0,173708	0,705268	0,0019	0,000392

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.6 Comparação entre os resultados da predição diluídos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDA10*	1,17	820,88	219,46	4,21	2341,87	28,12
BDA30*	1,17	811,90	218,60	5,12	2373,75	26,25
BDA50*	1,17	804,06	217,97	5,10	2304,37	16,87
BDA100*	1,17	781,50	215,97	5,21	1828,12	11,00

(Fonte: autoria própria)

6.1.4 Predições a 60.000 RPM (Biomax)**Tabela 6.7 Resultados predições ComGas a 60.000 rpm**

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO₂}	Y _{CO}	Y _{H₂O}	Y _{N₂}	Y _{NO}	Y _{SO₂}
BDA10*	0,106578	0,007609	0,164448	0,710658	0,001967	0,000238
BDA30*	0,106817	0,007547	0,165042	0,709852	0,001961	0,000295
BDA50*	0,106892	0,007452	0,166094	0,708796	0,001952	0,00035
BDA100*	0,103474	0,00687	0,173788	0,705209	0,001899	0,000391

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.8 Comparação entre os resultados da predição diluídos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDA10*	1,21	865,04	223,58	4,34	2251,87	35,62
BDA30*	1,214	858,031	222,97	5,34	2283,75	30,00
BDA50*	1,21	847,24	221,94	5,22	2166,56	30,00
BDA100*	1,17	780,98	215,87	5,26	2373,75	16,87

(Fonte: autoria própria)

6.1.5 Predições a 45.000 RPM (Palmdiesel)

Tabela 6.9 Resultados predições ComGas a 45.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDD10*	0,10100	0,00690	0,17417	0,70746	0,00190	0,00016
BDD30*	0,10106	0,00685	0,17481	0,70681	0,00190	0,00019
BDD50*	0,10105	0,00678	0,17558	0,70610	0,00189	0,00022
BDD100*	0,100931	0,006622	0,177509	0,704412	0,001875	0,000313

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.10 Comparação entre os resultados da predição diluídos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDD10*	1,14	784,73	216,10	4,72	1181,25	30,00
BDD30*	1,14	778,39	215,53	4,87	1486,87	22,50
BDD50*	1,14	771,12	214,85	4,74	1612,50	15,00
BDD100*	1,14	752,83	213,21	5,04	1393,12	16,87

(Fonte: autoria própria)

6.1.6 Predições a 50.000 RPM (Palmdiesel)

Tabela 6.11 Resultados predições ComGas a 50.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDD10*	0,103472	0,007212	0,169863	0,708884	0,00193	0,000192
BDD30*	0,103515	0,007139	0,170698	0,708061	0,001923	0,000235
BDD50*	0,10349	0,007066	0,171509	0,707326	0,001917	0,000278
BDD100*	0,103474	0,00687	0,173788	0,705209	0,001899	0,000391

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.12 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDD10*	1,17	819,92	219,37	4,89	1078,00	30,00
BDD30*	1,17	811,58	218,59	5,00	1130,00	28,12
BDD50*	1,17	803,31	217,90	4,87	1940,62	15,00
BDD100*	1,17	780,98	215,87	5,00	2062,50	11,00

(Fonte: autoria própria)

6.1.7 Predições a 55.000 RPM (Palmdiesel)**Tabela 6.13 Resultados predições ComGas a 55.000 rpm**

Combustíveis	Resultados predição ComGas					
	Y _{CO2}	Y _{CO}	Y _{H2O}	Y _{N2}	Y _{NO}	Y _{SO2}
BDD10*	0,103559	0,00722	0,169743	0,708906	0,00193	0,000193
BDD30*	0,103544	0,007142	0,170665	0,708061	0,001923	0,000235
BDD50*	0,10356	0,007073	0,171413	0,707343	0,001917	0,000279
BDD100*	0,103486	0,006874	0,173708	0,705268	0,0019	0,000392

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.14 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDD10*	1,17	820,88	219,46	4,89	1850,00	30,00
BDD30*	1,17	811,90	218,60	5,00	2031,80	28,12
BDD50*	1,17	804,06	217,97	4,87	1940,62	15,00
BDD100*	1,17	781,50	215,97	5,00	2213,60	15,00

(Fonte: autoria própria)

6.1.8 Predições a 60.000 RPM (Palmdiesel)

Tabela 6.15 Resultados predições ComGas a 60.000 rpm

Combustíveis	Emissões					
	Y_{CO_2}	Y_{CO}	Y_{H_2O}	Y_{N_2}	Y_{NO}	Y_{SO_2}
BDD10*	0,106578	0,007609	0,164448	0,710658	0,001967	0,000238
BDD30*	0,106817	0,007547	0,165042	0,709852	0,001961	0,000295
BDD50*	0,106892	0,007452	0,166094	0,708796	0,001952	0,00035
BDD100*	0,103474	0,00687	0,173788	0,705209	0,001899	0,000391

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.16 Comparação entre os resultados da predição diluidos e os experimentais

Combustíveis	Resultados predição			Resultados experimentais		
	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)
BDD10*	1,21	865,04	223,58	5,37	1704,38	41,25
BDD30*	1,21	858,03	222,97	5,08	1027,00	30,00
BDD50*	1,21	847,24	221,94	4,95	2206,88	26,25
BDD100*	1,17	780,98	215,87	4,93	2701,88	26,25

(Fonte: autoria própria)

6.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A seguir são apresentados os resultados obtidos para GNV, diesel, Biomax e misturas, para as rotações de 45.000, 50.000, 55.000 e 60.000 rpm, sendo que para cada uma das misturas foram realizados ensaios de 45 minutos, em seguida são apresentados também os resultados obtidos para o GNV, diesel e Palmdiesel para as mesmas rotações mencionadas anteriormente.

6.2.1 Ensaios a 45.000 rpm (Biomax)

Tabela 6.17 Vazões mássicas (g/s).

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV*
GNV	4,44	4,44	4,44	4,44	4,44	4,44	4,75
diesel	2,8	2,52	1,96	1,4	0,84	0	
Biomax		0,28	0,84	1,4	1,96	2,8	
Total	7,24	7,24	7,24	7,24	7,24	7,24	4,75
Carbono	5,709	5,68	5,622	5,564	5,506	5,419	3,535
Hidrogênio	1,4012	1,397	1,389	1,380	1,372	1,360	1,097
Oxigênio	0,0023	0,0523	0,1109	0,1694	0,2280	0,3158	0,025
Nitrogênio	0,087	0,089	0,092	0,095	0,098	0,103	0,093
Enxofre	0,020	0,022	0,026	0,031	0,035	0,042	0,000
Razão de equivalência	0,0995	0,0004	0,1042	0,1473	0,1471	0,0988	0,0985

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.18 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
PCS	49,62	49,48	49,21	48,95	48,67	48,27	54,30
PCI	45,37	45,25	45,00	44,76	44,51	44,15	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.19 Vazões molares (mols/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA7*0	BDA100*	GNV
Carbono	0,4757	0,473333	0,468509	0,463684	0,458859	0,451622	0,294584
Hidrogênio	1,4012	1,397045	1,388706	1,380367	1,372028	1,35952	1,097061
Oxigênio	0,0014	0,003268	0,006928	0,010589	0,014249	0,01974	0,001538
Nitrogênio	0,0062	0,006344	0,00657	0,006796	0,007022	0,00736	0,006666
Enxofre	0,0006	0,000683	0,000824	0,000964	0,001105	0,001316	0

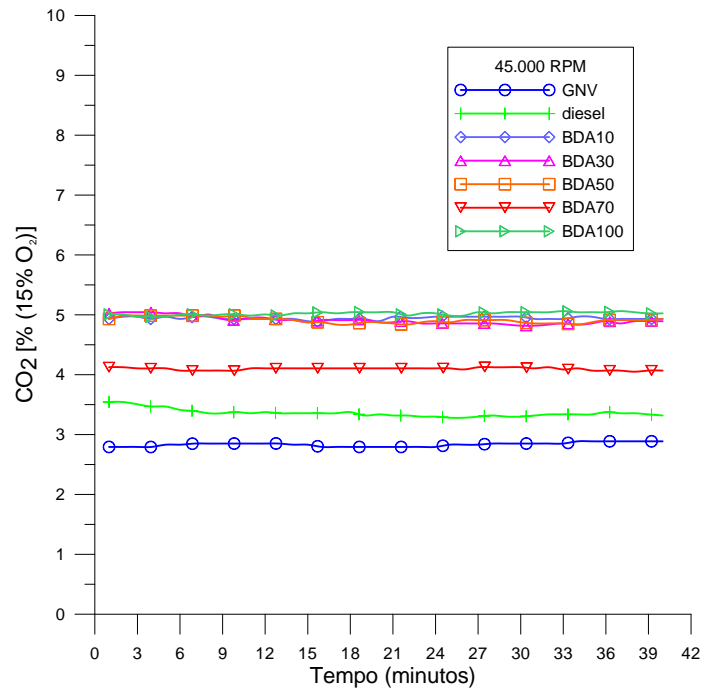
(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.20 Potência Térmica (kW)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Potência térmica	335,7	334,8	333,0	331,2	329,3	326,6	233,8

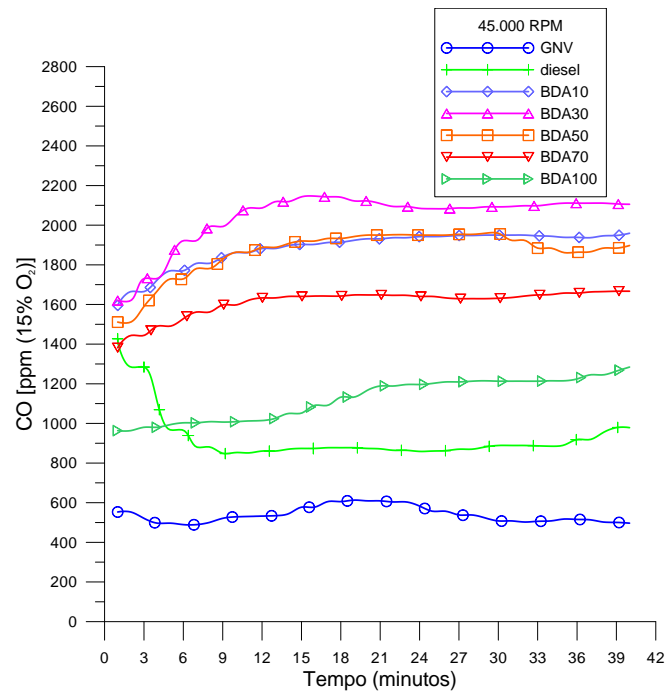
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.1 Emissões de CO₂ para rotação de 45.000 RPM



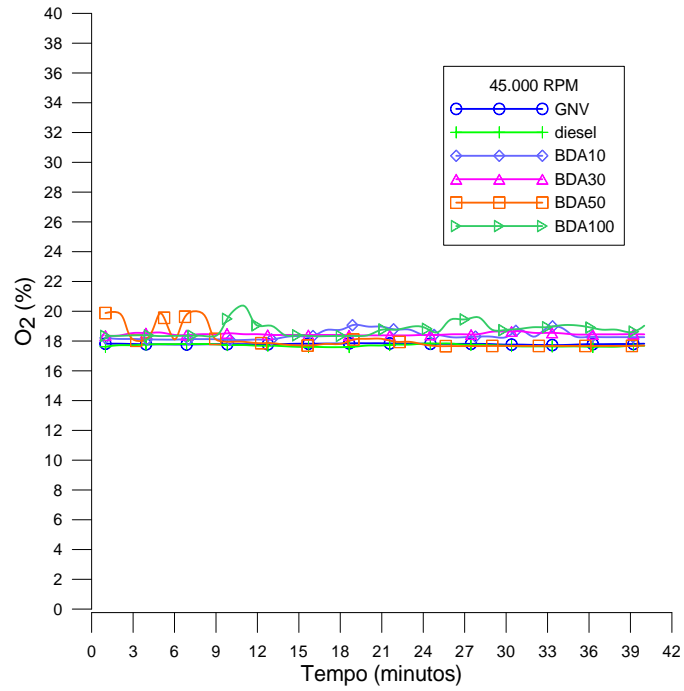
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.2 Emissões de CO para rotação de 45.000 RPM



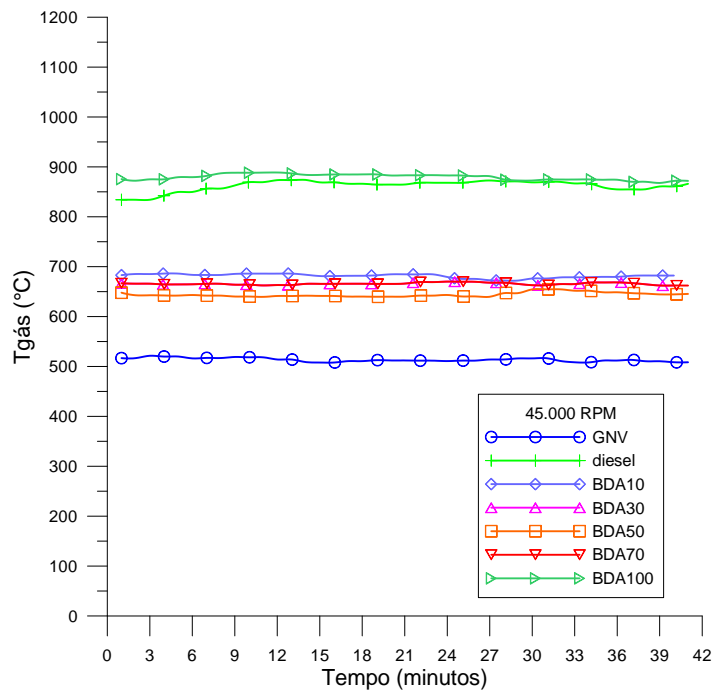
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.3 Emissões de O₂ para rotação de 45.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.4 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 45.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.21 Emissões de NO_x para rotação de 45.000 RPM

	Biomax [ppm (15% O ₂)]						
	diesel	GNV	BDA10	BDA30	BDA50	BDA70	BDA100
NO _x	16,87	15,00	22,5	15,00	15,00	13,12	18,75

(Fonte: autoria própria)

Tendo que os combustíveis BDA10, BDA30, BDA50 e BDA70 são misturas de diesel e biomax, foi levado em consideração analisar somente o diesel* e o BDA100* por serem as condições limites em combustível, uma vez que estão adicionados apenas de GNV.

Um quadro resumo obtido das condições dos combustíveis operando na rotação de 45.000 rpm é apresentado seguido das observações obtidas a partir dos resultados.

Tabela 6.22 Resumo das características de operação a 45.000 rpm

45.000 rpm	GNV (g/s)	Diesel*(g/s)	BDA100*(g/s)
GNV (g/s)	4,75	4,44	4,44
Diesel (g/s)		2,8	
BDA100 (g/s)			2,8
Total (g/s)	4,75	7,24	7,24
P_{térmica}(kW)	234	328	319

(Fonte: autoria própria)

Para manter a turbina funcionando tanto com diesel* quanto com biodiesel (BDA100*), foi necessário aumentar a vazão mássica de combustível em 2,49 g/s, o equivalente a aproximadamente 52% de GNV. Observa-se que a redução de consumo de GNV foi de somente 0,31 g/s quando da adição de ambos os combustíveis líquidos, ou seja, uma redução de 6,5% no consumo de GNV. A potência térmica fornecida pelo GNV foi a menor, seguido pelo BDA100* e diesel*.

Avaliando a quantidade de carbono fornecido pelos combustíveis, ver Tabela 6.19, o GNV forneceu a menor quantidade de carbono (0,29 mol/s) seguido do BDA100* (0,45 mol/s) e diesel (0,47 mol/s). Isto mostra um aumento na quantidade de carbono fornecido de aproximadamente 58% nos combustíveis líquidos.

6.2.2 ENSAIOS A 50.000 RPM (BIOMAX)

Tabela 6.23 Vazões mássicas (g/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
GNV	4,73	4,73	4,73	4,73	4,73	4,73	7,71
diesel	4,2	3,78	2,94	2,1	1,26	0	
Biomax		0,42	1,26	2,1	2,94	4,2	
Total	8,93	8,93	8,93	8,93	8,93	8,93	7,71
Carbono	7,127	7,084	6,997	6,910	6,823	6,693	5,738
Hidrogênio	3,058	1,650	1,637	1,625	1,612	1,594	1,781
Oxigênio	2,680	0,068	0,156	0,244	0,332	0,464	0,040
Nitrogênio	0,145	0,095	0,100	0,105	0,110	0,117	0,151
Enxofre	0,386	0,033	0,040	0,046	0,053	0,063	0,000
Razão de equivalência	0,1069	0,1046	0,1071	0,1426	0,1424	0,106	0,1055

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.24 Poder calorífico (MJ/kg)

	Diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
PCS	48,61	48,44	48,11	47,79	47,46	46,96	54,30
PCI	44,54	44,39	44,09	43,79	43,49	43,05	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.25 Vazões molares (mols/s)

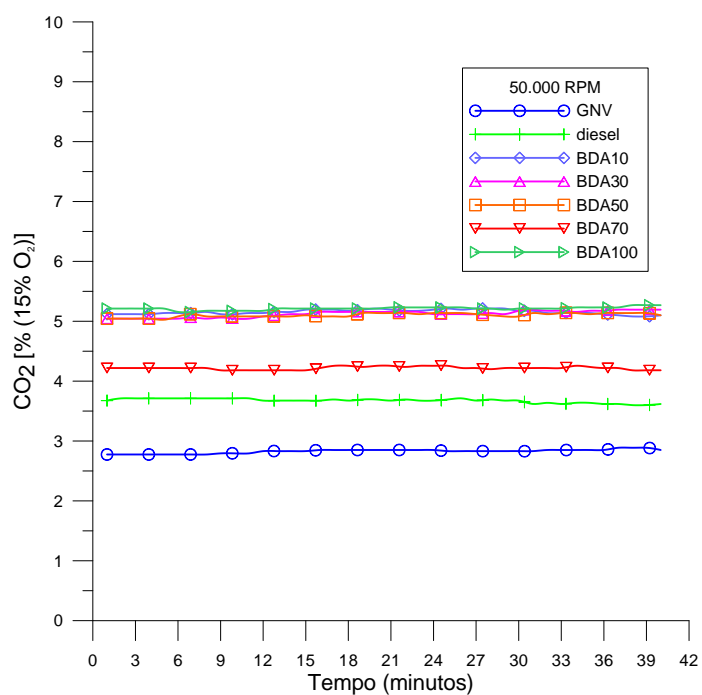
	Diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Carbono	0,5939	0,590306	0,583069	0,575832	0,568595	0,5577	0,478156
Hidrogênio	3,0578	1,649814	1,637306	1,624797	1,612289	1,593527	1,780703
Oxigênio	0,1675	0,004277	0,009768	0,015258	0,020749	0,028985	0,002497
Nitrogênio	0,0103	0,006807	0,007146	0,007485	0,008332	0,008332	0,01082
Enxofre	0,0120	0,001024	0,001236	0,001447	0,001975	0,001975	

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.26 Potência térmica (kW)

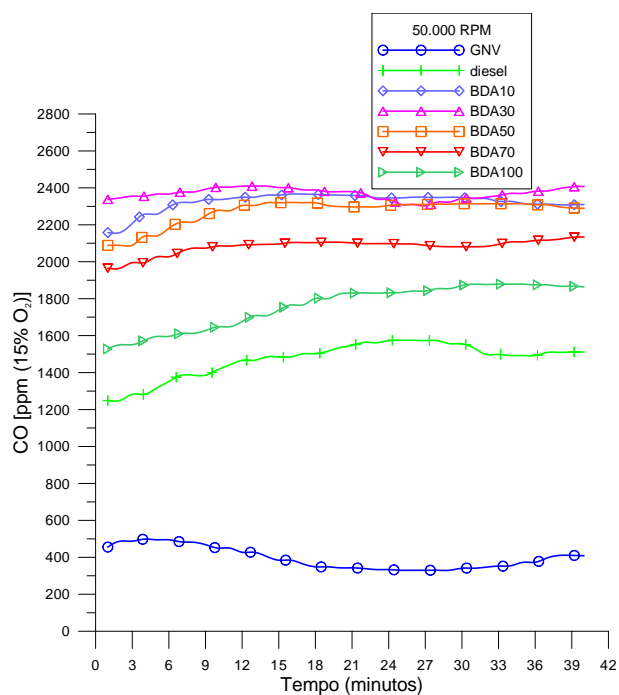
	Diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Potência térmica	397,7	396,4	393,8	391,0	388,4	384,5	379,5

(Fonte: autoria própria)

Figura 6.5 Emissões de CO₂ para rotação de 50.000 RPM

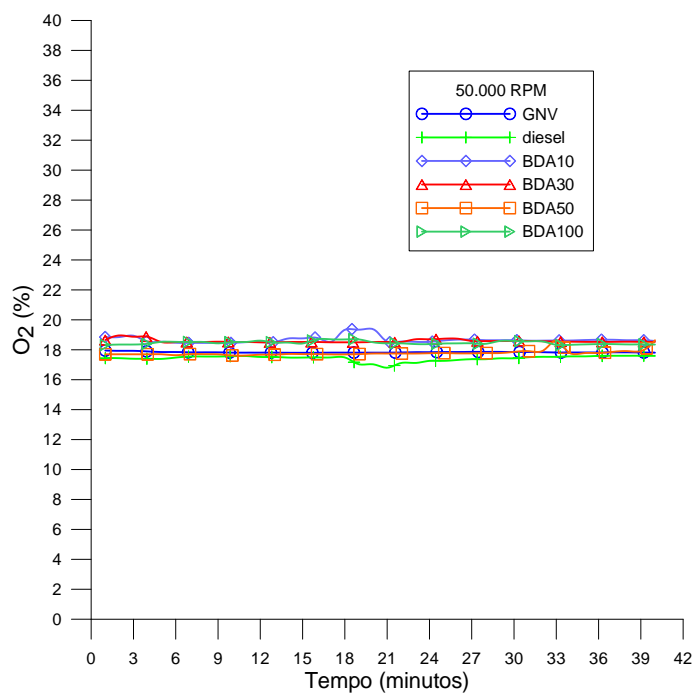
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.6 Emissões de CO para rotação de 50.000 RPM



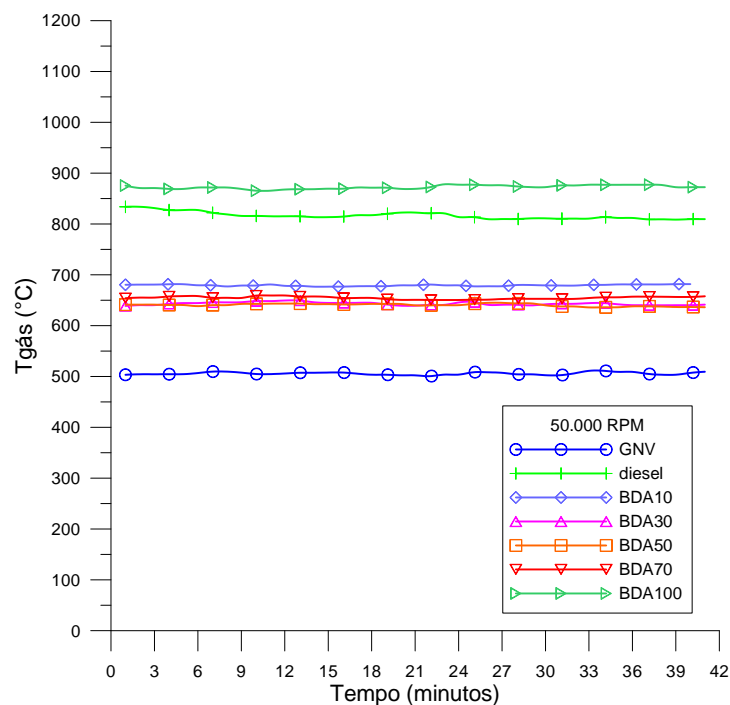
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.7 Emissões de O₂ para rotação de 50.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.8 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 50.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.27 Emissões de NO_x para rotação de 50.000 RPM

	Biomax [ppm (15% O ₂)]						
	Diesel	GNV	BDA10	BDA30	BDA50	BDA70	BDA100
NO _x	16,87	16,87	28,12	26,25	16,87	13,12	11,00

(Fonte: autoria própria)

Um quadro resumo obtido das condições dos combustíveis operando na rotação de 50.000 rpm é apresentado seguido das observações obtidas a partir dos resultados.

Tabela 6.28 Resumo das características de operação a 50.000 rpm

50.000 rpm	GNV (g/s)	Diesel*(g/s)	BDA100* (g/s)
GNV (g/s)	7,71	4,73	4,73
Diesel (g/s)		4,29	
BDA100 (g/s)			4,29
Total (g/s)	7,71	8,93	8,93
P_{térmica}(kW)	380	397	384

(Fonte: autoria própria)

Para manter a turbina funcionando tanto com diesel* quanto com biodiesel (BDA100*), foi necessário aumentar a vazão mássica de combustível em 1,22 g/s, o equivalente a aproximadamente 16% de GNV. Observa-se que houve uma redução no aumento de fornecimento de combustível quando comparado com 45.000 rpm. Nota-se que a redução no consumo de GNV foi de 2,98 g/s, ou seja, uma redução de 38% no consumo de GNV. A potência térmica contida nos três combustíveis é similar sendo a do GNV menor e diesel* a maior.

Avaliando a quantidade de carbono fornecido pelos combustíveis, ver Tabela 6.24, o GNV forneceu a menor quantidade de carbono (0,47 mol/s) seguido do BDA100* (0,55 mol/s) e diesel* (0,59 mol/s). Isto mostra um aumento na quantidade de carbono fornecido de aproximadamente 21% nos combustíveis líquidos. Dadas as observações, a operação a 50.000 rpm se mostra energeticamente mais eficiente do que os ensaios à 45.000 rpm.

6.2.3 Ensaio a 55.000 rpm (Biomax)

Tabela 6.29 Vazões mássicas (g/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
GNV	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	10,28
diesel	5,6	4,5	3,5	2,5	1,5		
Biomax		0,5	1,5	2,5	3,5	5	
Total	11,2	10,28	10,28	10,28	10,28	10,28	10,28
Carbono	8,977	8,410	8,307	8,203	8,100	7,945	7,650
Hidrogênio	2,045	1,957	1,942	1,927	1,912	1,890	2,374
Oxigênio	0,029	0,081	0,186	0,290	0,395	0,552	0,053
Nitrogênio	0,110	0,113	0,118	0,124	0,130	0,138	0,202
Enxofre	0,039	0,039	0,047	0,055	0,063	0,075	0,000
Razão de equivalência	0,107	0,1046	0,1071	0,1426	0,1424	0,106	0,1055

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.30 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
PCS	49,62	49,48	49,21	48,94	48,67	48,27	54,30
PCI	45,37	44,37	44,07	43,78	43,48	43,03	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.31 Vazões molares (mols/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV*
Carbono	0,7480	0,700825	0,69221	0,683595	0,6750	0,662056	0,637541
Hidrogênio	2,0448	1,956915	1,942025	1,92713	1,912243	1,889907	2,374271
Oxigênio	0,0018	0,005082	0,011618	0,018155	0,024691	0,034496	0,003329
Nitrogênio	0,0078	0,008061	0,008464	0,008867	0,009271	0,009876	0,014427
Enxofre	0,0012	0,001219	0,001471	0,001722	0,001974	0,002351	0

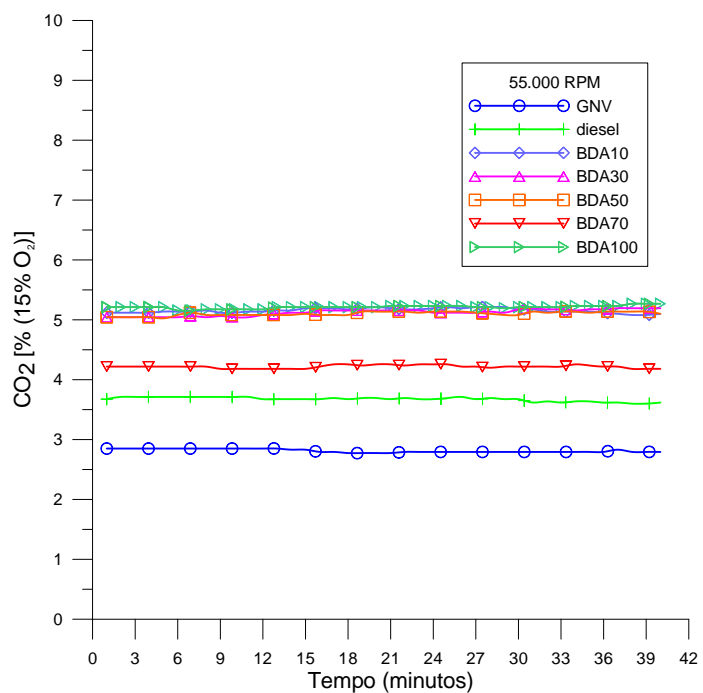
(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.32 Potência térmica (kW)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Potência térmica	495,48	470,3	467,1	464,0	460,8	456,1	506,0

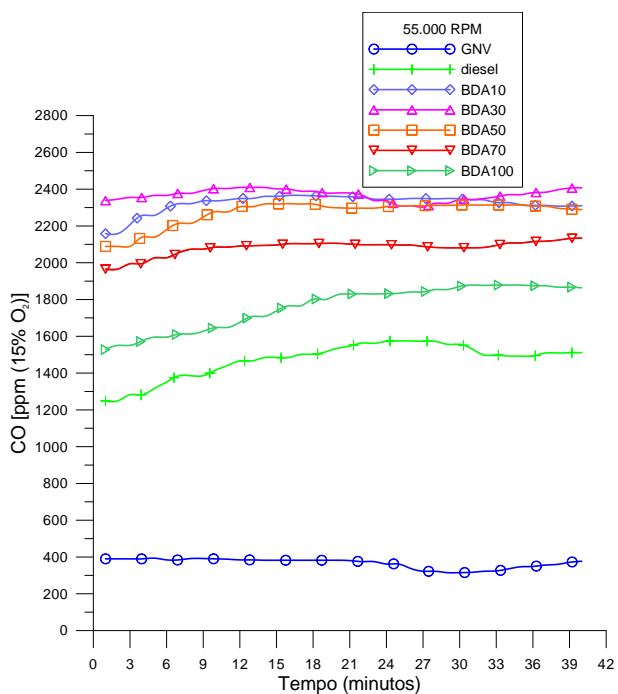
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.9 Emissões de CO₂ para rotação de 55.000 RPM



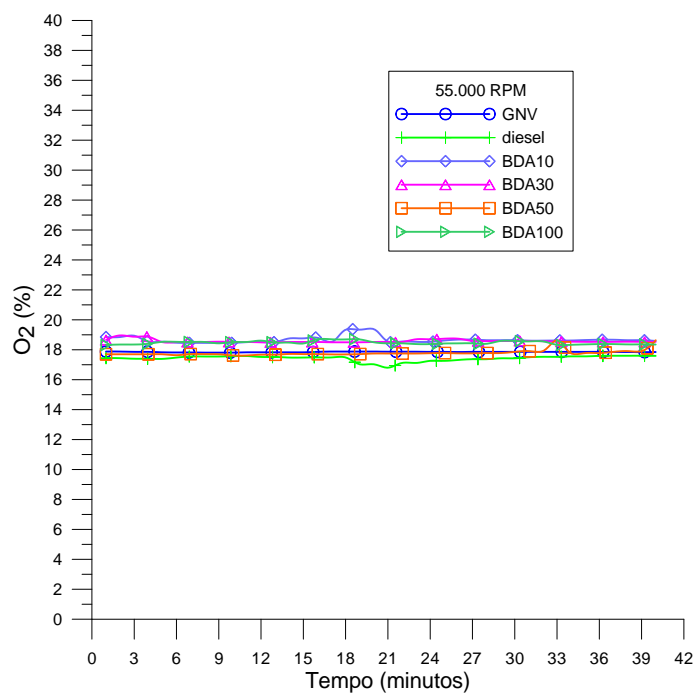
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.10 Emissões de CO para rotação de 55.000 RPM



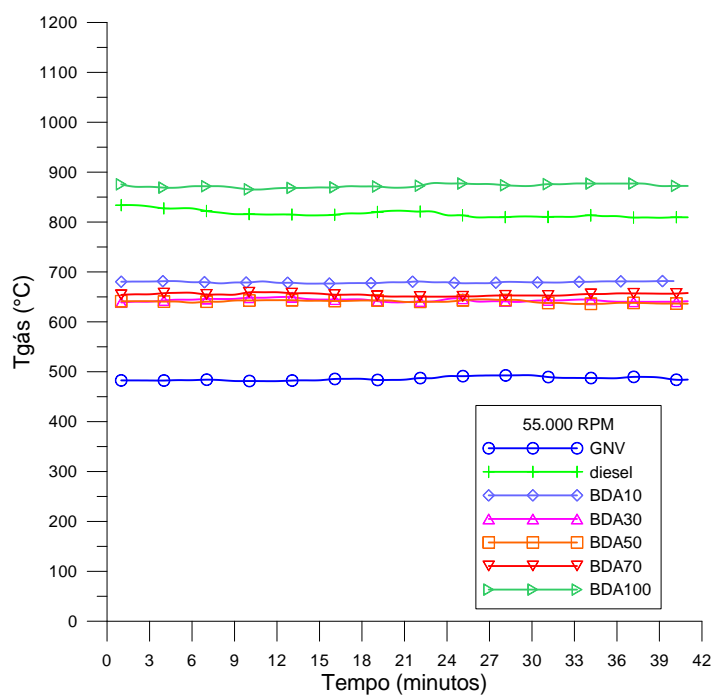
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.11 Emissões de O₂ para rotação de 55.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.12 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 55.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.33 Emissões de NO_x para rotação de 55.000 RPM

		Biomax [ppm (15% O ₂)]					
	diesel	GNV	BDA10	BDA30	BDA50	BDA70	BDA100
NO _x	16,87	16,87	28,12	26,25	16,87	13,125	11,00

(Fonte: autoria própria)

Um quadro resumo obtido das condições dos combustíveis operando na rotação de 55.000 rpm é apresentado seguido das observações obtidas a partir dos resultados.

Tabela 6.34 Resumo das características de operação a 55.000 rpm

55.000 rpm	GNV (g/s)	Diesel*(g/s)	BDA100* (g/s)
GNV (g/s)	10,28	5,6	5,6
Diesel (g/s)		5,6	
BDA100 (g/s)			5,0
Total (g/s)	10,28	11,2	10,6
P_{térmica}(kW)	506	495	456

(Fonte: autoria própria)

Para manter a turbina funcionando tanto com diesel* quanto com biodiesel (BDA100*), foi necessário aumentar a vazão mássica de combustível em 0,32 g/s, o equivalente a aproximadamente 3,1% de GNV. Observa-se que houve uma redução no aumento de fornecimento de combustível quando comparado com 50.000 rpm. Nota-se que a redução no consumo de GNV foi de 4,68 g/s, ou seja, uma redução de 45,5% no consumo de GNV. A potência térmica contida nos três combustíveis, nesta condição se modifica, sendo a do BDA100* menor, seguida pelo diesel* e GNV.

Avaliando a quantidade de carbono fornecido pelos combustíveis, ver tabela 6.29, este foi similar, mas ainda assim o GNV forneceu a menor quantidade de carbono (0,63 mol/s) seguido do BDA100* (0,66 mol/s) e diesel* (0,74 mol/s). Isto mostra um aumento na quantidade de carbono fornecido de aproximadamente 11% nos combustíveis líquidos. Dadas

as observações, a operação à 55.000 rpm se mostra energeticamente mais eficiente do que os ensaios à 50.000 rpm.

6.2.4 Ensaios a 60.000 rpm (Biomax)

Tabela 6.35 Vazões mássicas (g/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
GNV	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	13,5
diesel	7,0	6,1	4,9	3,5	2,1		
Biomax		0,7	2,1	3,5	4,9	7	
Total	12,1	11,9	12,1	12,1	12,1	12,1	13,5
Carbono	9,807	9,563	9,590	9,445	9,301	9,083	10,047
Hidrogênio	2,117	2,080	2,086	2,065	2,044	2,013	3,118
Oxigênio	0,026	0,100	0,246	0,392	0,539	0,759	0,070
Nitrogênio	0,100	0,104	0,112	0,120	0,128	0,140	0,265
Enxofre	0,049	0,053	0,066	0,077	0,088	0,105	0,000
Razão de equivalencia	0,1242	0,0955	0,1056	0,1228	0,1225	0,1229	0,1223

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.36 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
PCS	47,30	47,18	46,69	46,29	45,88	45,28	54,30
PCI	43,46	43,34	42,91	42,54	42,17	41,63	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.37 Vazões molares (mols/s)

	diesel*	BDA10*	BDA30	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Carbono	0,8172	0,796914	0,799166	0,787104	0,775043	0,75695	0,837238
Hidrogênio	2,1172	2,080011	2,086004	2,065156	2,044309	2,013039	3,117963
Oxigênio	0,0016	0,006227	0,015378	0,024529	0,03368	0,047407	0,004372
Nitrogênio	0,0071	0,00744	0,008004	0,008569	0,009134	0,009981	0,018945
Enxofre	0,0015	0,001664	0,002059	0,002411	0,002763	0,003291	0

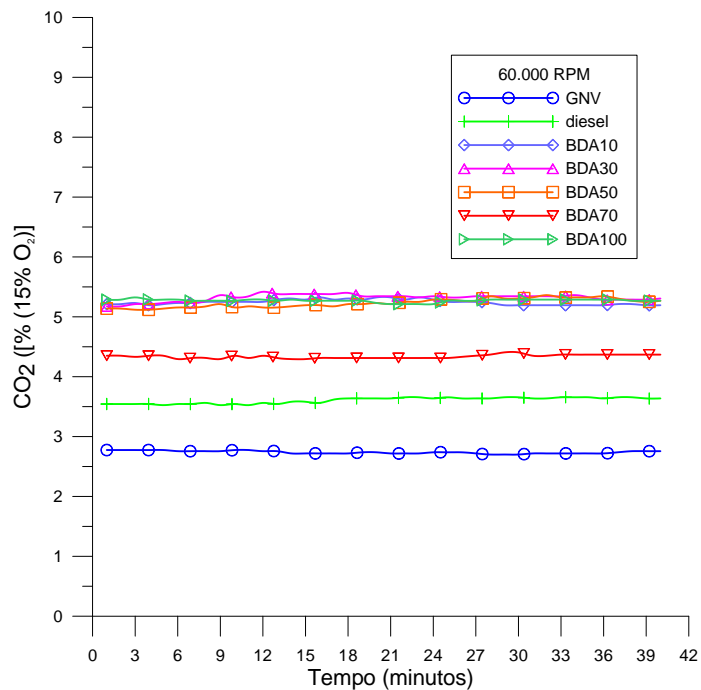
(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.38 Potência Térmica (kW)

	diesel*	BDA10*	BDA30*	BDA50*	BDA70*	BDA100*	GNV
Potência térmica	525,8	515,7	519,1	514,7	510,3	503,6	664,5

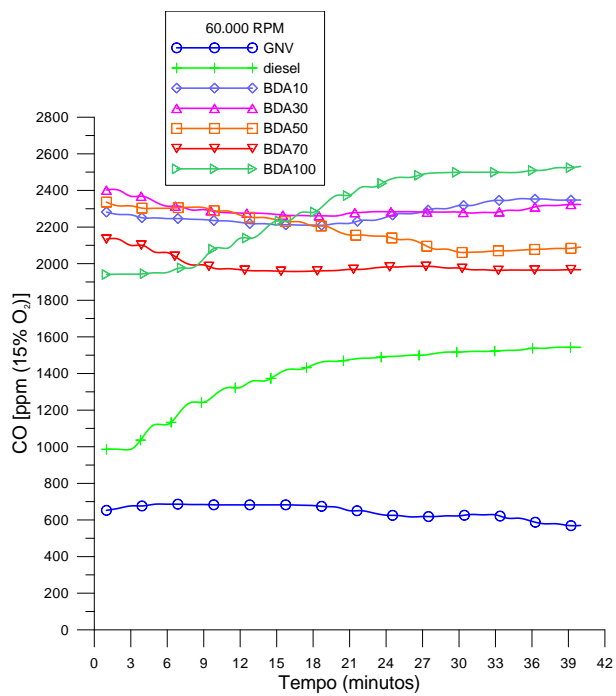
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.13 Emissões de CO₂ para rotação de 60.000 RPM



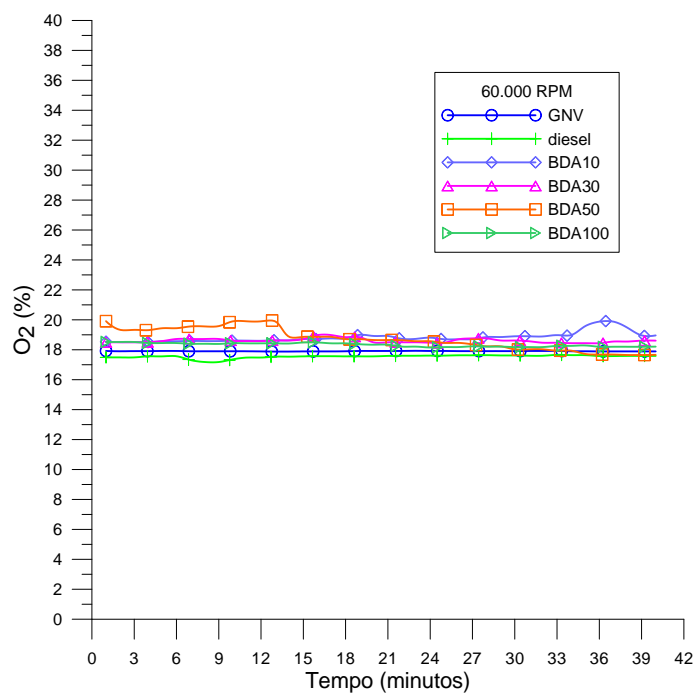
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.14 Emissões de CO para rotação de 60.000 RPM



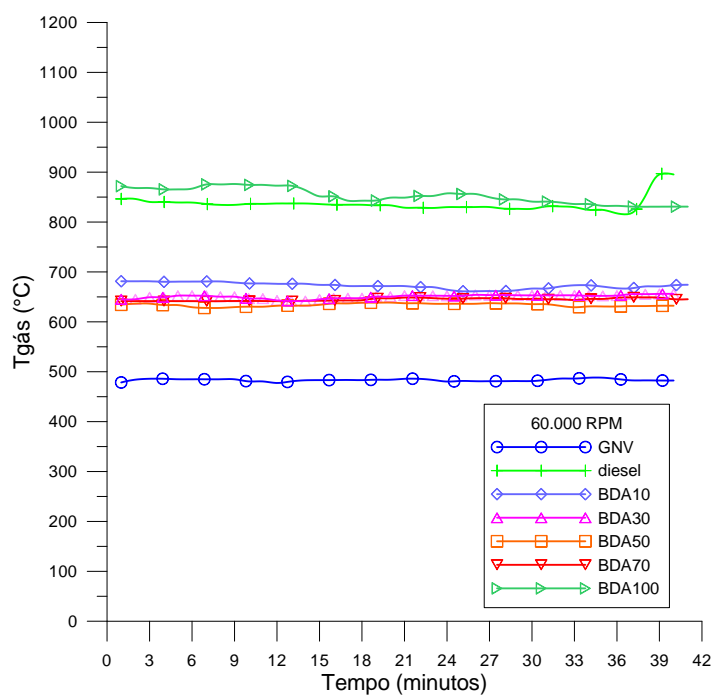
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.15 Emissões de O₂ para rotação de 60.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.16 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 60.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.39 Emissões de NO_x para rotação de 60.000 RPM

		Biomax [ppm (15% O ₂)]					
	diesel	GNV	BDA10	BDA30	BDA50	BDA70	BDA100
NO _x	30,00	16,87	35,62	30,00	30,00	24,37	16,87

(Fonte: autoria própria)

Um quadro resumo obtido das condições dos combustíveis operando na rotação de 60.000 rpm é apresentado seguido das observações obtidas a partir dos resultados.

Tabela 6.40 Resumo das características de operação a 60.000 rpm

60.000 rpm	GNV (g/s)	Diesel*(g/s)	BDA100* (g/s)
GNV (g/s)	13,5	5,1	5,1
diesel (g/s)		7,0	
BDA100 (g/s)			7,0
Total (g/s)	13,5	12,1	12,1
P_{térmica}(kW)	664	526	503

(Fonte: autoria própria)

Para manter a turbina funcionando tanto com diesel* quanto com biodiesel (BDA100*), não foi necessário aumentar a vazão mássica de combustível como observado nas condições de rotação de 45.000 rpm, 50.000 rpm e 55.000 rpm, ou seja, o consumo de combustível ficou levemente abaixo do que quando utilizado somente GNV no ensaio. Observa-se que houve uma economia em GNV de 1,4 g/s, o equivalente a aproximadamente 10,3% de combustível.

Observa-se também que a redução no consumo de GNV foi de 8,4 g/s, ou seja, uma redução de 62% no consumo de GNV quando trocado pelo Diesel* ou BDA100*. A potência térmica contida nos três combustíveis, nesta condição, se manteve sendo a do BDA100* menor, seguida pelo Diesel* e GNV.

Avaliando a quantidade de carbono fornecido pelos combustíveis, ver tabela 6.33, este foi similar, mas apresentando uma inversão: o BDA100* forneceu a menor quantidade de

carbono (0,75 mol/s) seguido do diesel* (0,81 mol/s) e GNV (0,83 mol/s). Isto mostra uma redução na quantidade de carbono fornecido de aproximadamente 6% nos combustíveis líquidos. Dadas as observações, a operação à 60.000 rpm se mostra energeticamente mais eficiente do que os ensaios à 55.000 rpm.

6.2.5 Ensaios a 45.000 rpm (Palmdiesel)

O comportamento das vazões mássicas, vazões molares e potencia térmica apresentam valores similares aos observados para os ensaios do Biomax, e conseqüentemente os resultados apresentados pelo Palmdiesel se apresentam similares aos encontrados para o Biomax, não apresentando mudanças significativas.

Tabela 6.41 Vazões mássicas (g/s)

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
GNV	4,44	4,44	4,44	4,44	4,44	4,44	4,75
diesel	2,8	2,52	1,96	1,4	0,84	0	
Biomax		0,28	0,84	1,4	1,96	2,8	
Total	7,24	7,24	7,24	7,24	7,24	7,24	7,24
Carbono	5,709	5,683	5,632	5,580	5,529	5,452	3,535
Hidrogênio	1,401	1,399	1,395	1,391	1,388	1,382	1,097
Oxigênio	0,023	0,0474	0,0963	0,1451	0,1939	0,2672	0,025
Nitrogênio	0,087	0,088	0,090	0,091	0,093	0,095	0,093
Enxofre	0,020	0,022	0,027	0,032	0,037	0,044	0,000
Razão de equivalência	0,1214	0,1052	0,1474	0,1472	0,1470	0,1218	0,1226

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.42 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
PCS	49,62	49,52	49,33	49,14	48,94	48,65	54,30
PCI	45,37	45,24	44,98	44,72	44,47	44,08	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.43 Vazões molares (mols/s)

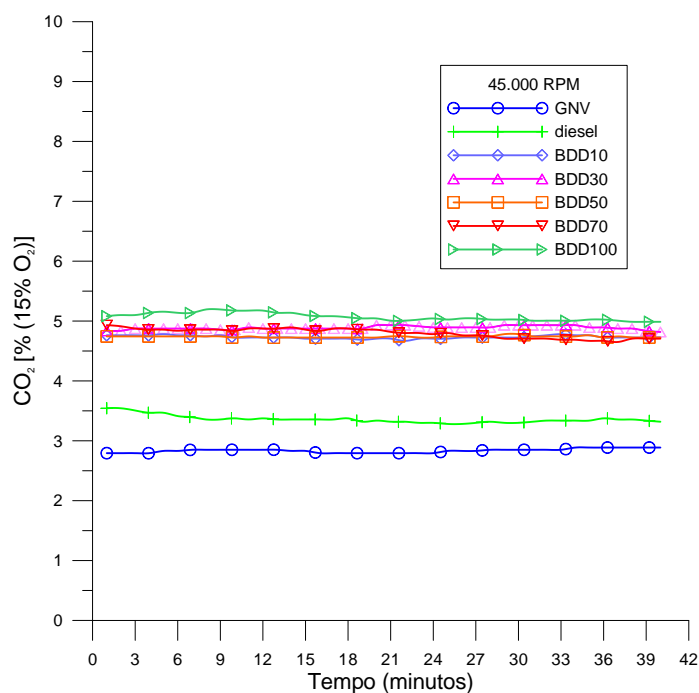
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Carbono	0,4757	0,473601	0,469312	0,465023	0,460734	0,4543	0,294584
Hidrogênio	1,4012	1,399266	1,39537	1,391475	1,387579	1,381735	1,097061
Oxigênio	0,0014	0,002964	0,006016	0,009069	0,012121	0,0167	0,001538
Nitrogênio	0,0062	0,00629	0,006408	0,006525	0,006643	0,00682	0,006666
Enxofre	0,0006	0,000689	0,000841	0,000994	0,001146	0,001375	0

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.44 Potência térmica (kW)

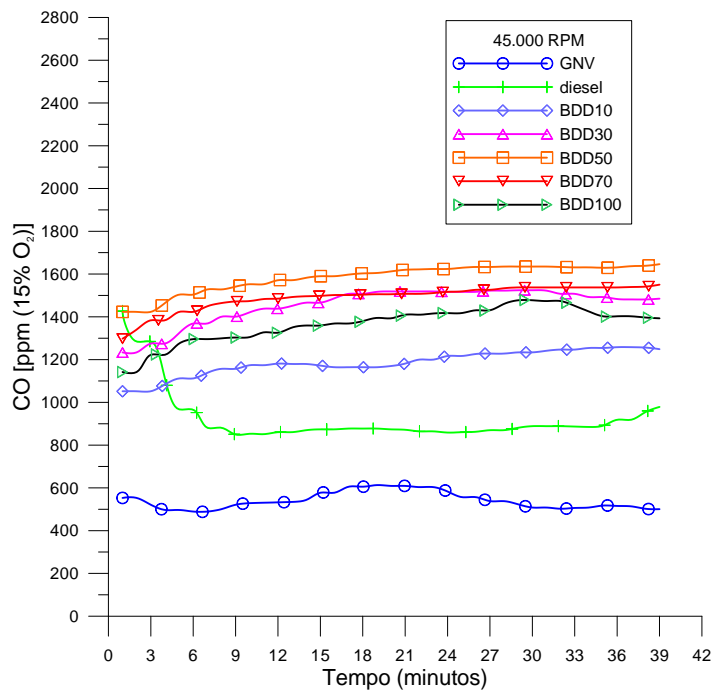
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Potência térmica	328,4	327,8	326,5	325,2	323,9	321,9	233,8

(Fonte: autoria própria)

Figura 6.17 Emissões de CO₂ para rotação de 45.000 RPM

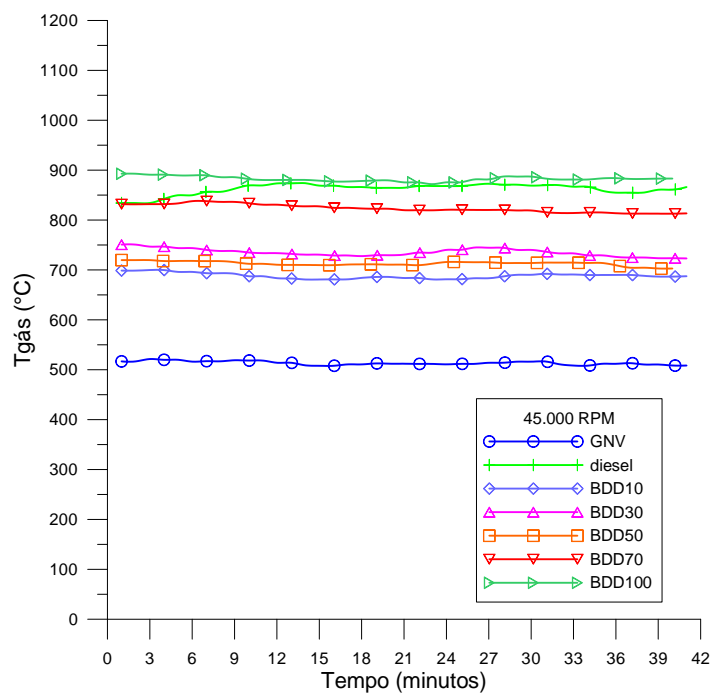
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.18 Emissões de CO para rotação de 45.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.19 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 45.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.45 Emissões de NO_x para rotação de 45.000 RPM

Palmdiesel [ppm (15% O ₂)]							
	diesel	GNV	BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
NO _x	16,87	15,00	30,00	22,50	15,00	15,00	16,87

(Fonte: autoria própria)

6.2.6 Ensaios a 50.000 rpm (Palmdiesel)**Tabela 6.46 Vazões mássicas (g/s)**

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
GNV	4,73	4,73	4,73	4,73	4,73	4,73	7,71
diesel	4,2	3,78	2,94	2,1	1,26	0	
Biomax		0,42	1,26	2,1	2,94	4,2	
Total	8,93	8,93	8,93	8,93	8,93	8,93	7,71
Carbono	7,127	7,088	7,011	6,934	6,857	6,741	5,738
Hidrogênio	1,656	1,653	1,647	1,641	1,636	1,627	1,781
Oxigênio	0,025	0,061	0,134	0,208	0,281	0,391	0,040
Nitrogênio	0,093	0,094	0,097	0,099	0,102	0,105	0,151
Enxofre	0,029	0,033	0,040	0,048	0,055	0,066	0,000
Razão de equivalência	0,0993	0,1210	0,1128	0,1430	0,1428	0,0984	0,0980

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.47 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
PCS	48,61	48,49	48,26	48,02	47,79	47,43	54,30
PCI	44,54	44,38	44,06	43,75	43,44	42,97	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.48 Vazões molares (mols/s)

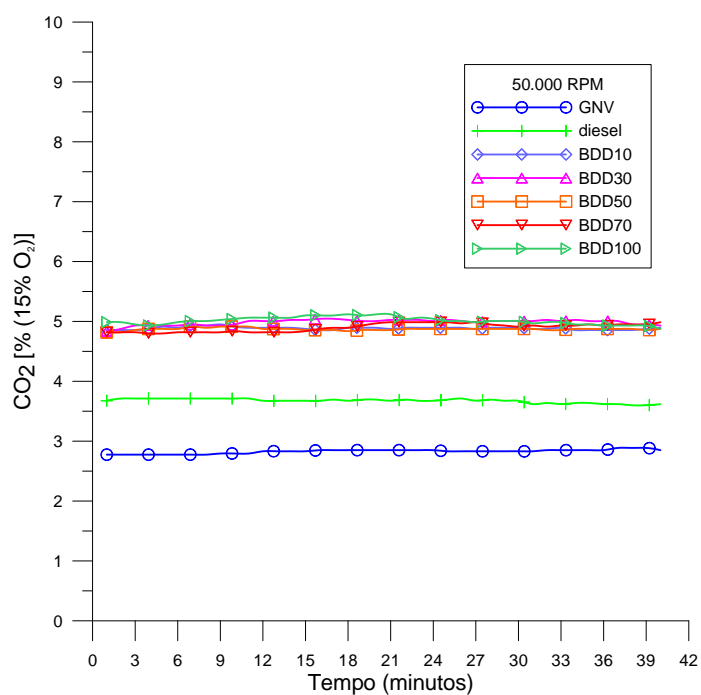
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Carbono	0,5939	0,590707	0,584274	0,57784	0,571407	0,561756	0,478156
Hidrogênio	1,6560	1,653146	1,647302	1,641459	1,635615	1,626849	1,780703
Oxigênio	0,0015	0,003821	0,0084	0,012978	0,017557	0,024424	0,002497
Nitrogênio	0,0066	0,006726	0,006903	0,00708	0,007256	0,007522	0,01082
Enxofre	0,0009	0,001033	0,001262	0,00149	0,001719	0,002062	

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.49 Potência térmica (kW)

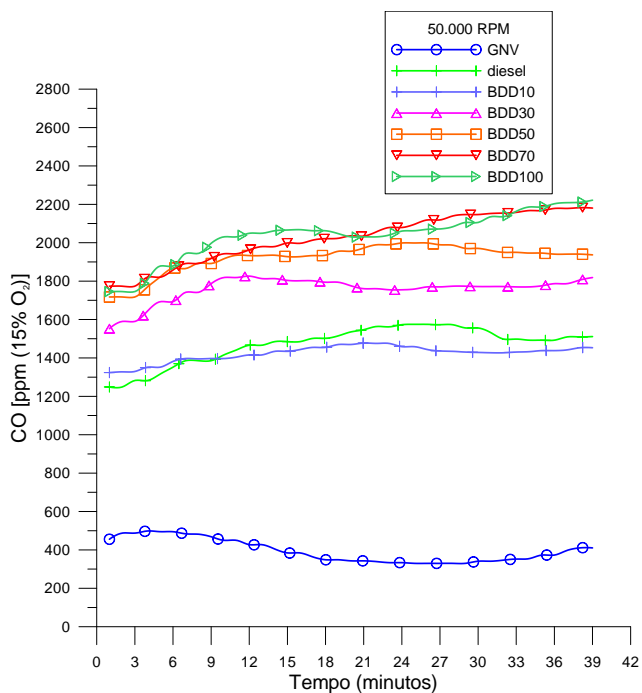
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Potência térmica	397,7	396,7	394,7	392,8	390,8	387,8	379,5

(Fonte: autoria própria)

Figura 6.20 Emissões de CO₂ para rotação de 50.000 RPM

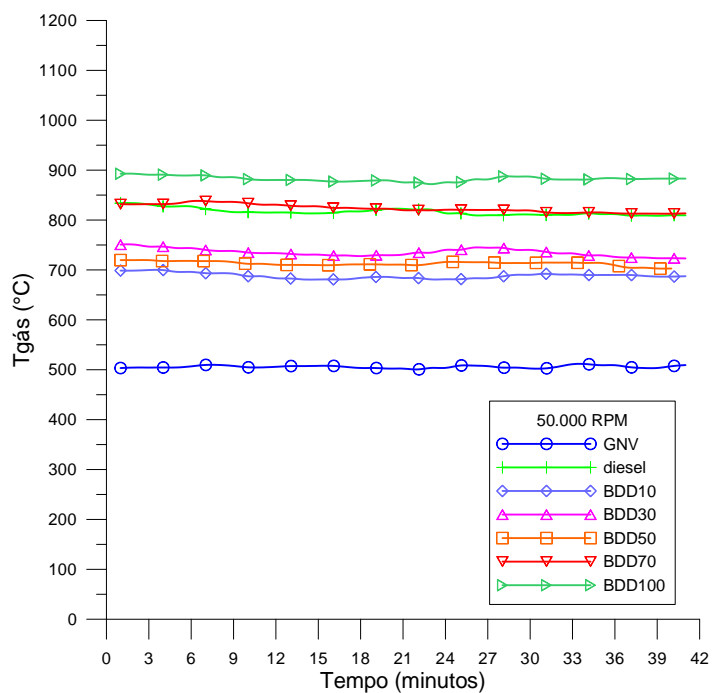
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.21 Emissões de CO para rotação de 50.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.22 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 50.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.50 Emissões de NO_x para rotação de 50.000 RPM

		Palmdiesel [ppm (15% O ₂)]					
	diesel	GNV	BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
NO _x	17,00	16,87	30,00	28,12	15,00	16,87	11,00

(Fonte: autoria própria)

6.2.7 Ensaios a 55.000 rpm (Palmdiesel)**Tabela 6.51 Vazões mássicas (g/s)**

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
GNV	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	10,28
diesel	5,6	4,5	3,5	2,5	1,5		
Biomax		0,5	1,5	2,5	3,5	5	
Total	11,2	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,28
Carbono	8,977	8,416	8,324	8,232	8,140	8,002	7,650
Hidrogênio	2,045	1,961	1,954	1,947	1,940	1,930	2,374
Oxigênio	0,029	0,073	0,160	0,247	0,334	0,465	0,053
Nitrogênio	0,110	0,111	0,114	0,117	0,120	0,125	0,202
Enxofre	0,039	0,039	0,048	0,057	0,065	0,079	0,000
Razão de equivalência	0,1141	0,1054	0,1093	0,1439	0,1437	0,1131	0,1125

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.52 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
PCS	48,25	48,47	48,24	48,00	47,77	47,41	54,30
PCI	44,24	44,36	44,05	43,73	43,42	42,95	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.53 Vazões molares (mols/s)

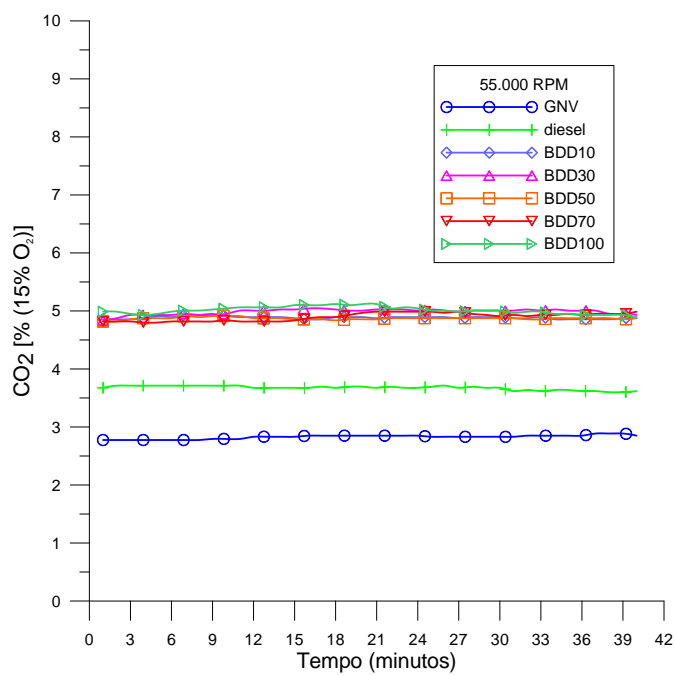
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Carbono	0,7480	0,701304	0,693644	0,685985	0,6783	0,666838	0,637541
Hidrogênio	2,0448	1,960882	1,953925	1,946969	1,940012	1,929576	2,374271
Oxigênio	0,0018	0,004539	0,00999	0,01544	0,020891	0,029067	0,003329
Nitrogênio	0,0078	0,007964	0,008174	0,008385	0,008595	0,008911	0,014427
Enxofre	0,0012	0,00123	0,001502	0,001774	0,002046	0,002455	0

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.54 Potência térmica (kW)

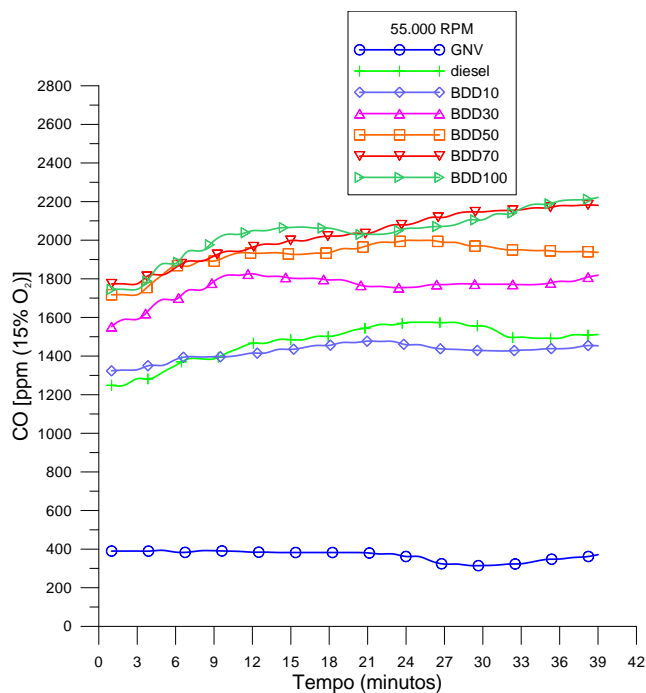
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Potência térmica	495,4	470,7	468,4	466,0	463,7	460,25	506,0

(Fonte: autoria própria)

Figura 6.23 Emissões de CO₂ para rotação de 55.000 RPM

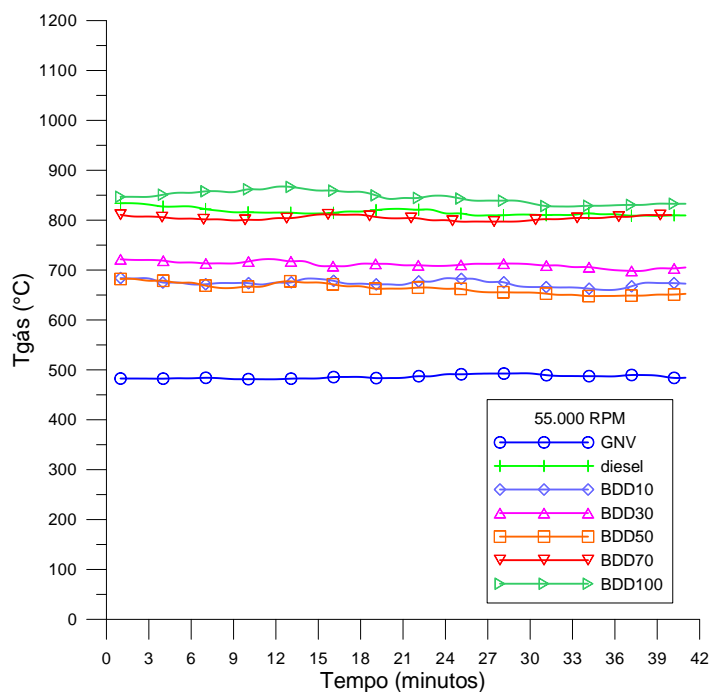
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.24 Emissões de CO para rotação de 55.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.25 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 55.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.55 Emissões de NO_x para rotação de 55.000 RPM

Palmdiesel [ppm (15% O ₂)]							
	diesel	GNV	BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
NO _x	16,87	16,87	30,00	28,12	18,75	15,00	15,00

(Fonte: autoria própria)

6.2.8 Ensaios a 60.000 rpm (Palmdiesel)**Tabela 6.56 Vazões mássicas (g/s)**

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
GNV	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	13,5
diesel	7,0	6,1	4,9	3,5	2,1	0	
Biomax		0,7	2,1	3,5	4,9	7	
Total	12,1	11,9	12,1	12,1	12,1	12,1	13,5
Carbono	9,807	9,571	9,614	9,485	9,357	9,164	10,047
Hidrogênio	2,117	2,086	2,103	2,093	2,083	2,069	3,118
Oxigênio	0,026	0,087	0,210	0,332	0,454	0,637	0,070
Nitrogênio	0,100	0,102	0,106	0,111	0,115	0,121	0,265
Enxofre	0,049	0,054	0,067	0,079	0,092	0,110	0,000
Razão de equivalência	0,1184	0,1008	0,1073	0,1042	0,1040	0,1170	0,1165

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.57 Poder calorífico (MJ/kg)

	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
PCS	47,30	47,24	46,86	46,58	46,29	45,86	54,30
PCI	43,46	43,33	42,88	42,49	42,10	41,52	49,23

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.58 Vazões molares (mols/s)

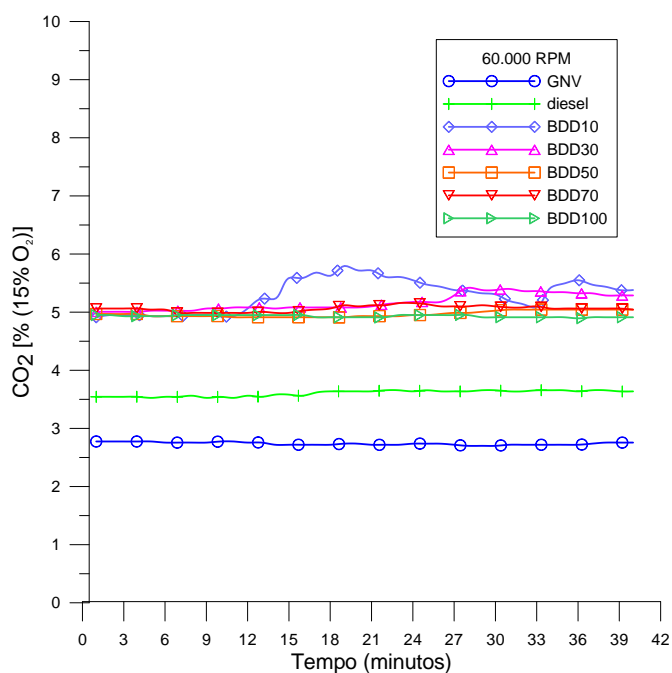
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Carbono	0,8172	0,797583	0,801174	0,790451	0,779729	0,763644	0,837238
Hidrogênio	2,1172	2,085565	2,102665	2,092925	2,083185	2,068576	3,117963
Oxigênio	0,0016	0,005467	0,013098	0,020729	0,02836	0,039806	0,004372
Nitrogênio	0,0071	0,007304	0,007599	0,007894	0,008188	0,00863	0,018945
Enxofre	0,0015	0,001678	0,002103	0,002484	0,002865	0,003437	0

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.59 Potência térmica (kW)

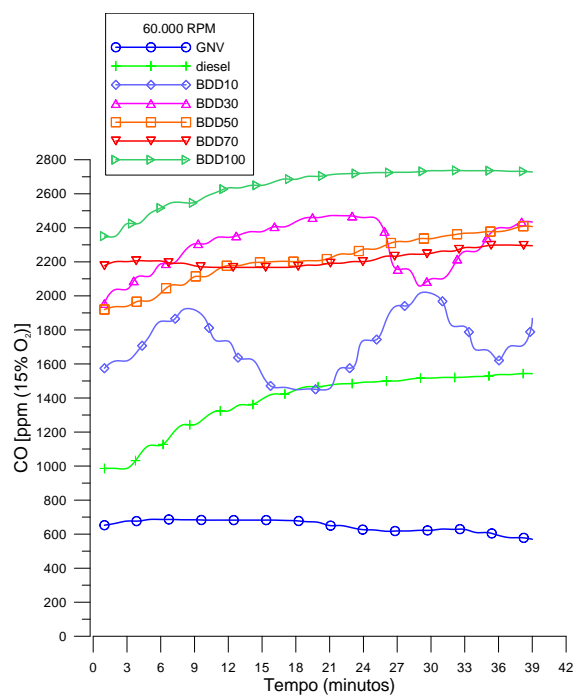
	diesel*	BDD10*	BDD30*	BDD50*	BDD70*	BDD100*	GNV
Potência térmica	525,8	516,3	520,9	517,6	514,3	509,4	664,5

(Fonte: autoria própria)

Figura 6.26 Emissões de CO₂ para rotação de 60.000 RPM

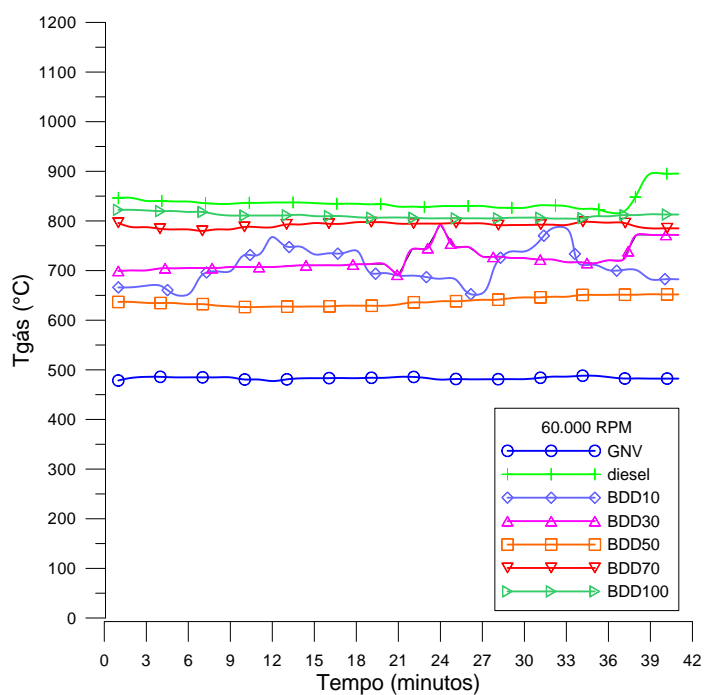
(Fonte: autoria própria)

Figura 6.27 Emissões de CO para rotação de 60.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.28 Temperatura dos gases na saída da câmara para rotação de 60.000 RPM



(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.60 Emissões de NO_x para rotação de 60.000 RPM

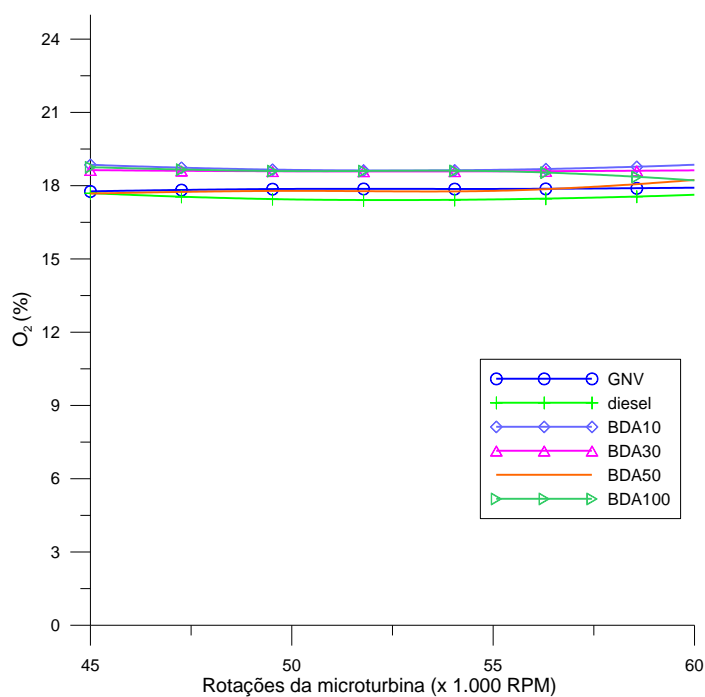
		Palmdiesel [ppm (15% O ₂)]					
	diesel	GNV	BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
NO _x	17,00	16,87	41,25	30,00	26,25	30,00	26,25

(Fonte: autoria própria)

6.3 ANALISE DOS RESULTADOS

6.3.1 Análises dos resultados para o Biomax

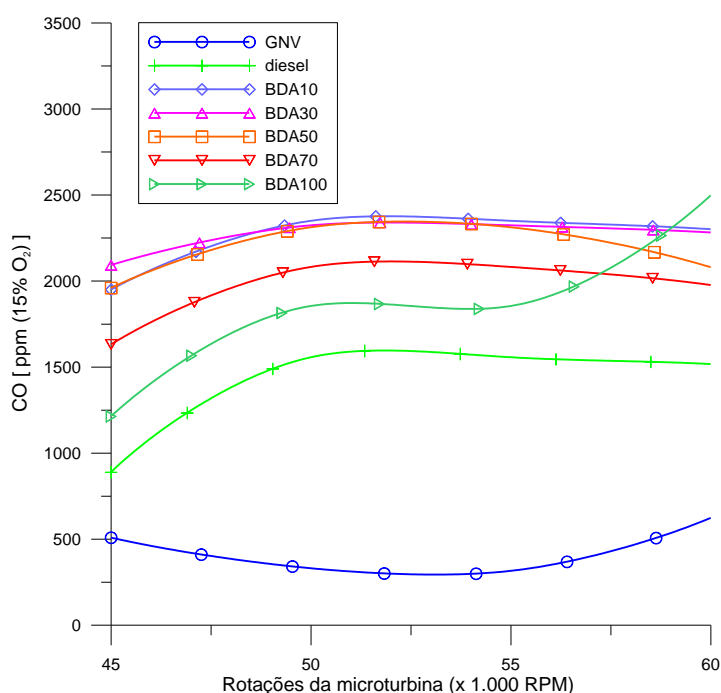
A análise dos resultados obtidos com o biodiesel de origem animal será iniciada com os resultados das emissões de O₂, apresentada na figura 6.29. É observado que apesar da variação de rotação, não há variação nas emissões de O₂, indicando que o aumento da rotação aumenta a vazão de ar, porém mantendo a razão ar/combustível.

Figura 6.29 Emissões de O₂ variando com a rotação da microturbina.

(Fonte: autoria própria)

Considerando que o CO é um produto intermediário do processo de combustão, observa-se que há um aumento nas emissões de CO na mudança de rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm depois se mantendo aproximadamente constante em 55.000 rpm e 60.000 rpm, exceto para a mistura BDA100* que apresenta um leve aumento de emissão em 60.000 rpm. Este comportamento é apresentado na figura 6.30.

Figura 6.30 Emissões de CO variando com a rotação da microturbina.



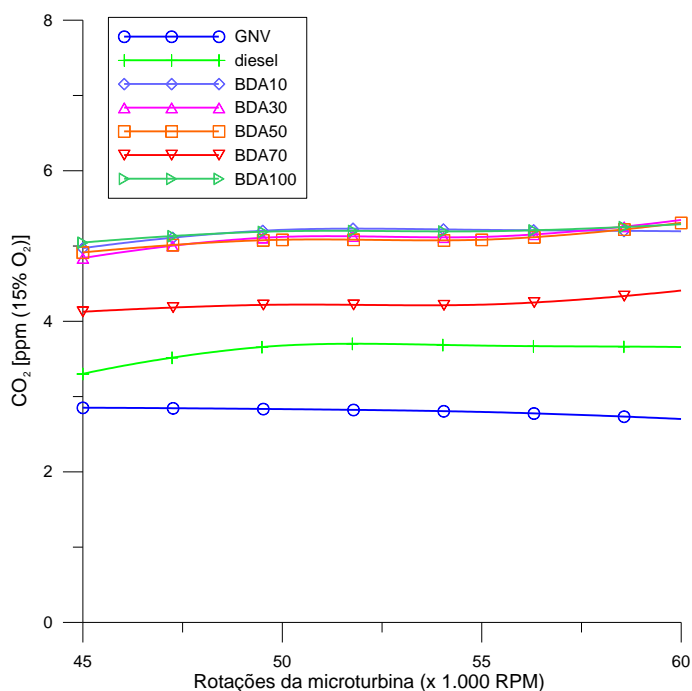
(Fonte: autoria própria)

No processo de combustão, o CO₂ é o produto final desejável do carbono. Quanto maior a concentração de CO₂ nos produtos para uma dada quantidade de entrada de carbono, mais eficiente seria o processo de combustão.

Consultando a tabela 6.19 e conforme os comentários do item 6.2.1, a 45.000 rpm o menor fornecedor de carbono é o GNV, seguido pelo BDA100* e diesel*. Portanto, era esperado a mesma sequência no gráfico de CO₂. Isso pode ser visto na figura 6.32 exceto pela troca entre diesel* e BDA100*, mostrando que diesel* tem mais dificuldade de converter C em CO₂ quando comparado ao biodiesel. Este mesmo comportamento é observado em 50.000

rpm e 55.000 rpm, alterando para 60.000 rpm (ordem crescente de fornecimento de carbono é BDA100*, diesel* e GNV).

Figura 6.31 Emissões de CO₂ variando com a rotação da microturbina.



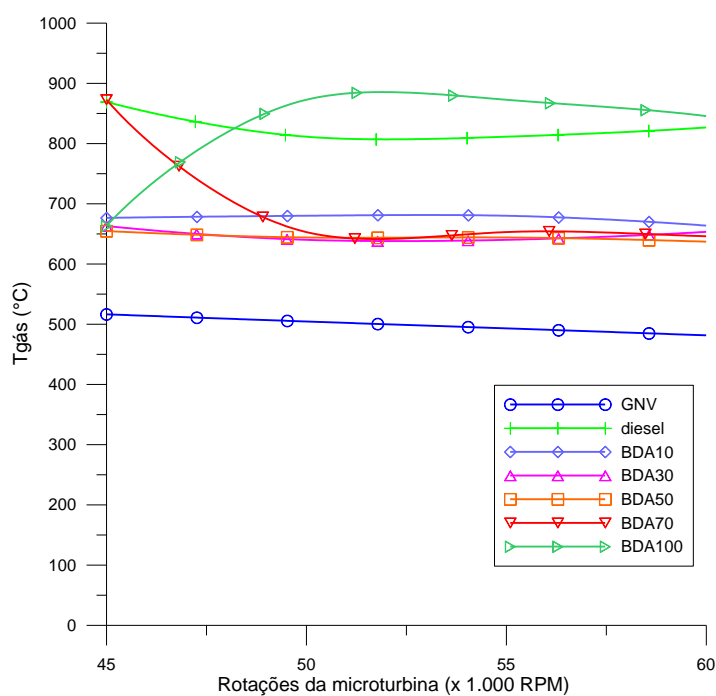
(Fonte: autoria própria)

O GNV apresentou uma redução na temperatura de saída com o aumento da rotação, o que é consistente com a redução da razão mostrada na figura 6.33, indicando que a redução do tempo de residência afeta negativamente a combustão desta espécie. O aumento da rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm favoreceu a combustão do BDA100*, possivelmente devido a ação combinada do aumento de Reynolds com o aumento da vazão mássica de entrada ($Re = mD/\mu$). O decaimento seguinte da sua temperatura pode ser atribuído tanto à redução da razão das vazões de GNV e BDA100* (45.000 rpm= 1,6; 50.000 rpm= 1,1; 55.000 rpm= 1,1; 60.000 rpm= 0,7).

Com relação ao diesel*, o aumento de rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm causou uma redução da temperatura o que justifica um aumento brusco na relação do gráfico da figura 6.34. Possivelmente isto foi decorrência da redução da razão das vazões de

GNV/diesel* (similar a do BDA100*). Para a rotação de 55.000 rpm, a temperatura fica similar a 50.000 rpm, aumentando em 60.000 rpm.

Figura 6.32 Variação da temperatura dos gases de escape em função da rotação da turbina

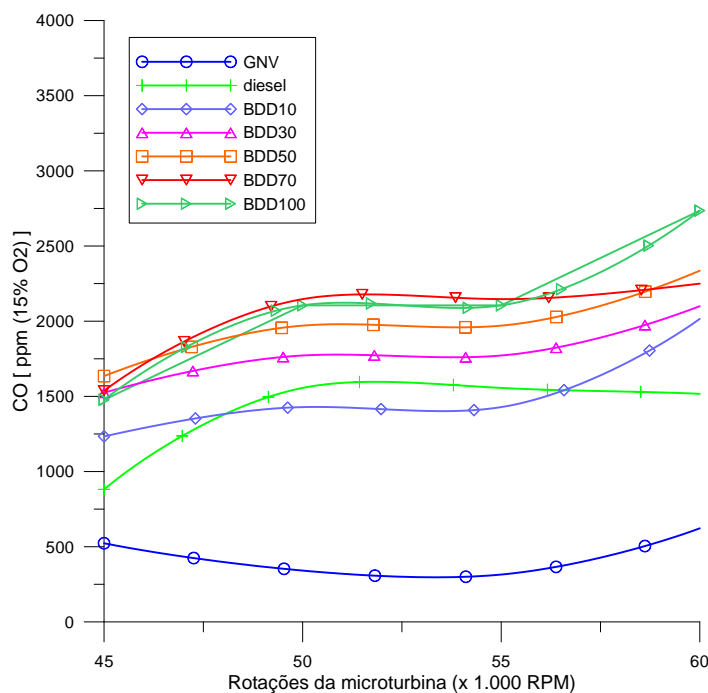


(Fonte: autoria própria)

6.3.2 Análises dos resultados para o Palmdiesel.

A análise dos resultados obtidos com o biodiesel de origem vegetal será iniciada com os resultados das emissões de CO, observa-se que há um aumento nas emissões de CO na mudança de rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm depois se mantendo aproximadamente constante em 55.000 rpm e aumenta para a rotação de 60.000 rpm, exceto para a mistura BDD30* que apresenta uma sutil diminuição de emissão em 60.000 rpm. Este comportamento é apresentado na figura 6.35.

Figura 6.33 Emissões de CO variando com a rotação da microturbina.

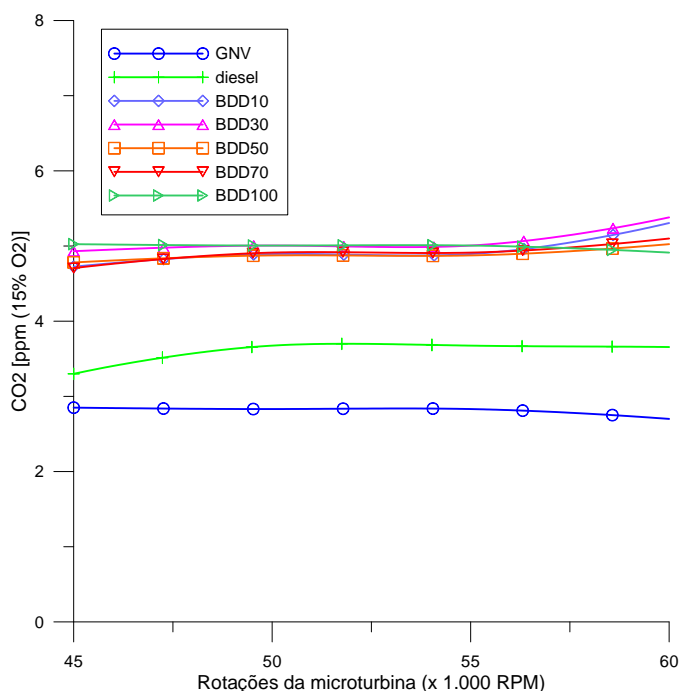


(Fonte: autoria própria)

No processo de combustão, o CO_2 é o produto final desejável do carbono. Quanto maior a concentração de CO_2 nos produtos para uma dada quantidade de entrada de carbono, mais eficiente é o processo de combustão.

Consultando a tabela 6.39 e conforme os comentários do item 6.6, a 45.000 rpm o menor fornecedor de carbono é o GNV, seguido pelo BDD100* e diesel*. Portanto, era esperado a mesma sequência no gráfico de CO_2 . Isso pode ser visto na figura 6.37 exceto pela troca entre diesel* e BDD100*, mostrando que diesel* tem mais dificuldade de converter C em CO_2 quando comparado ao biodiesel. Este mesmo comportamento é observado em 50.000 rpm e 55.000 rpm, alterando para 60.000 rpm (ordem crescente de fornecimento de carbono é BDD100*, diesel* e GNV)

Figura 6.34 Emissões de CO₂ variando com a rotação da microturbina.



(Fonte: autoria própria)

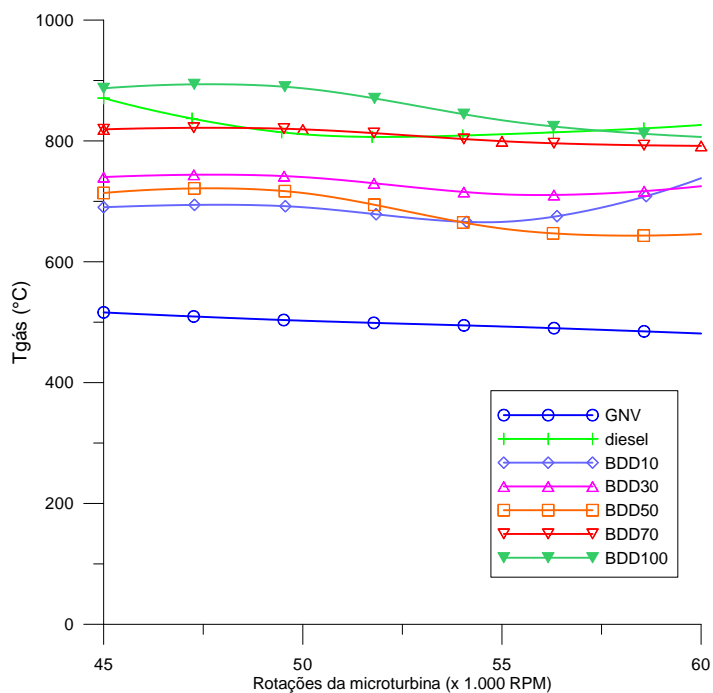
Com relação à temperatura dos gases de saída, considerando que a temperatura máxima dentro da câmara de combustão seja proporcional a temperatura dos gases na saída da turbina, o BDD100* possui as mais altas temperaturas, justificando as maiores razões de conversão observadas na figura 6.37.

O GNV apresentou uma redução na temperatura de saída com o aumento da rotação, o que é consistente com a redução da razão mostrada na figura 6.38, indicando que a redução do tempo de residência afeta negativamente a combustão desta espécie. O aumento da rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm favoreceu a combustão do BDA100*, possivelmente devido a ação combinada do aumento de Reynolds com o aumento da vazão mássica de entrada. O decaimento seguinte da sua temperatura pode ser atribuído tanto à redução da razão das vazões de GNV e BDD100* (45.000 rpm= 1,6; 50.000 rpm= 1,1; 55.000 rpm= 1,1; 60.000 rpm= 0,7).

Com relação ao diesel*, o aumento de rotação de 45.000 rpm para 50.000 rpm causou uma redução da temperatura o que justifica um aumento brusco na relação do gráfico da figura 6.39. Possivelmente isto foi decorrência da redução da razão das vazões de

GNV/diesel* (similar a do BDD100*). Para a rotação de 55.000 rpm, a temperatura apresenta uma diminuição em 50.000 rpm e em 60.000 rpm.

Figura 6.35 Variação da temperatura dos gases de escape em função da rotação da turbina

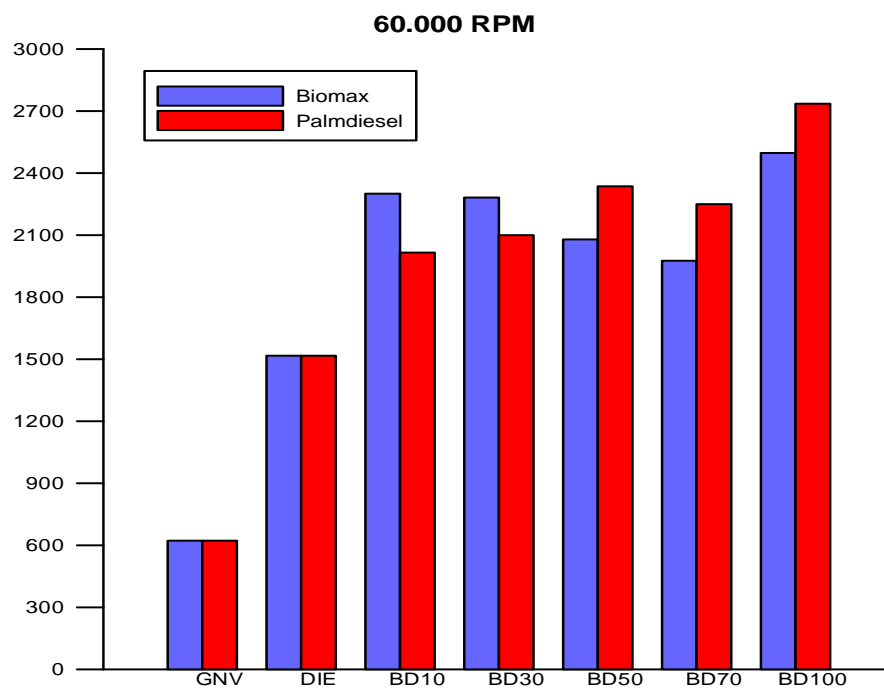


(Fonte: autoria própria)

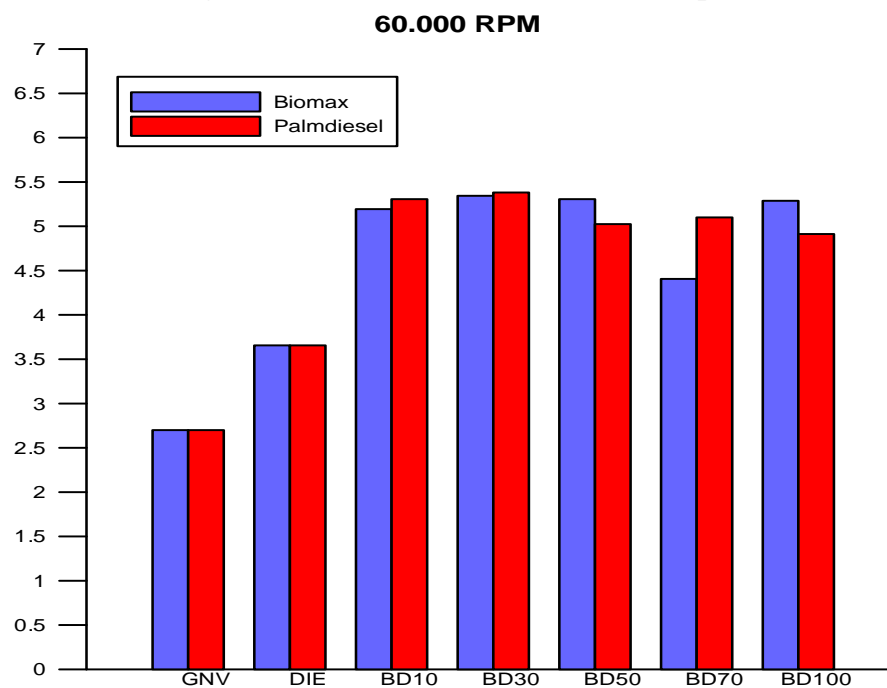
Após as análises das figuras anteriores, observa-se que a condição de operação que apresentou características que sugerem um processo de combustão mais eficiente é o ensaio com as misturas à 60.000rpm. Dada a observação, as emissões de CO e CO₂ proveniente dos combustíveis e de suas misturas, somente à 60.000 rpm, são apresentadas nas figuras 6.40 e 6.41.

Nota-se que as emissões provenientes das misturas são maiores quando comparadas com o GNV e o diesel*. As misturas com BDA50*, BDA70* e BDA100* apresentam menores níveis de CO quando comparadas ao BDD*. As misturas BDA50* e BDA100* apresentaram maiores níveis de CO₂.

Figura 6.36 Emissões de CO em 60.000 rpm



(Fonte: autoria própria)

Figura 6.37 Emissões de CO₂ em 60.000 rpm

(Fonte: autoria própria)

6.4 ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO

Quando alguma grandeza física é medida com auxílio de algum instrumento que indica um determinado valor numérico, surge a necessidade de se saber quão verdadeiro é esse valor numérico, ou seja, quão próximo o valor está da medida “verdadeira”.

A incerteza na medição está sempre presente em trabalhos de natureza experimental, sendo, portanto, de grande importância realizar um estudo cuidadoso nos dados experimentais. O guia para a expressão da incerteza de medição (INMETRO, 1998) foi utilizado como base para avaliação da incerteza na medição das emissões na microturbina.

Dois parâmetros estatísticos de medição devem ser determinados a partir da quantidade de amostras o primeiro parâmetro se chama média (\bar{x}) que será na realidade uma estimativa da média e o segundo parâmetro por sua vez será o desvio padrão (S), ambos são apresentados pelas respectivas expressões:

$$\bar{x} = \sum x_i / n \quad (\text{eq.})$$

$$S^2 = \sum (x_i - \bar{x})^2 / (n - 1) \quad (\text{eq.})$$

Há dois métodos de avaliação de incerteza um chamado de avaliação do tipo (A) quando é feito pela análise estatística de uma série de observações, enquanto o outro método é chamado de avaliação do tipo (B) quando é feito por outros meios que não a análise estatística de uma série de observações. Sendo, portanto, utilizado a incerteza padrão combinada em nossas análises que pode ser definida como a raiz quadrada positiva de uma soma de termos, que constituem as variâncias e covariâncias destas outras grandezas (ou seja, incerteza do tipo (A) e incerteza do tipo (B)).

As tabelas 6.61 à 6.68 mostram a análise de incerteza para cada combustível variando com a rotação.

Tabela 6.61 Incertezas de medição do BDA para rotação de 45.000 RPM

	GNV	Diesel	BDA10	BDA30	Biomax		
					BDA50	BDA70	BDA100
O ₂ (%)	0,0218	0,0337	0,0470	0,0284	0,0602	-	0,0903
CO ₂ (%)	0,0073	0,0078	0,0064	0,0108	0,0109	0,0056	0,0080
CO(PPM)	57,3222	90,3394	196,1274	212,1397	197,8381	165,7138	128,5587
NO _x (PPM)	5	5,3002	5	5	5	5	5
Temp. dos gases(°C)	2,5464	4,1670	2,9109	2,5997	2,6454	3,9730	2,5997

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.62 Incertezas de medição do BDA para rotação de 50.000 RPM

	GNV	Diesel	BDA10	BDA30	Biomax		
					BDA50	BDA70	BDA100
O ₂ (%)	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218	-	0,0218
CO ₂ (%)	0,0030	0,2347	0,1494	0,0075	0,0030	0,0030	0,0030
CO(PPM)	44,6304	158,2192	237,1899	241,4282	231,9387	211,2389	190,919
NO _x (PPM)	5	5	5	5,3002	5,3002	5	5,9407
Temp. dos gases(°C)	2,2575	4,0743	2,6638	2,7411	2,6129	2,8386	3,5170

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.63 Incertezas de medição do BDA para rotação de 55.000 RPM

	GNV	Diesel	BDA10	BDA30	Biomax		
					BDA50	BDA70	BDA100
O ₂ (%)	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218		0,0218
CO ₂ (%)	0,0042	0,2378	0,1528	0,0126	0,0081	0,0072	0,0082
CO(PPM)	39,5073	158,2192	237,1899	241,4282	231,9387	211,2389	190,919
NO _x (PPM)	5	5	5	5,3002	5,3002	5	5
Temp. dos gases(°C)	2,4043	4,0743	2,6638	2,7411	2,6129	2,8386	3,5170

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.64 Incertezas de medição do BDA para rotação de 60.000 RPM

	GNV	Diesel	Biomax				
			BDA10	BDA30	BDA50	BDA70	BDA100
O ₂ (%)	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218	0,0218		0,0218
CO ₂ (%)	0,0057	0,2785	0,1484	0,0098	0,0157	0,0088	0,0082
CO(PPM)	70,1102	157,0017	230,4417	229,8762	230,6174	198,076	259,1424
NO _x (PPM)	5	5	5,3002	5	5	5,3002	5
Temp. dos gases(°C)	2,2391	3,8655	3,4088	2,6335	2,9101	2,8196	5,5461

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.65 Incertezas de medição do BDD para rotação de 45.000 RPM

	GNV	Diesel	Palmdiesel				
			BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
CO ₂ (%)	0,0073	0,0078	0,0077	0,0078	0,0047	0,0123	0,0110
CO(PPM)	57,3208	89,8791	125,425	153,8583	164,9	155,7333	145,3958
NO _x (PPM)	5	5,3002	5	5,3002	5	5	5
Temp. dos gases(°C)	2,5139	4,0763	3,4162	3,9200	3,0786	4,4144	3,7222

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.66 Incertezas de medição do BDD para rotação de 50.000 RPM

	GNV	Diesel	Palmdiesel				
			BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
CO ₂ (%)	0,2130	0,2765	0,3683	0,3767	0,3668	0,3704	0,3767
CO(PPM)	43,6175	158,8197	164,8657	215,7823	197,9656	253,9677	213,1555
NO _x (PPM)	5	5,0200	5	5	5,3002	5,3002	5,6405
Temp. dos gases(°C)	2,2575	4,0743	3,4162	3,8832	3,0786	4,4144	3,7222

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.67 Incertezas de medição do BDD para rotação de 55.000 RPM

	GNV	Diesel	Palmdiesel				
			BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
CO2(%)	0,0061	0,0058	0,0140	0,0078	0,0080	0,0048	0,0154
CO(PPM)	327,7162	194,4098	252,4233	245,3454	198,0166	255,7268	245,8717
NOx(PPM)	5	5,0200	5	5	5,3002	5,3002	5
Temp. dos gases(°C)	2,4043	4,0743	3,9419	3,3681	4,4798	3,3784	4,9507

(Fonte: autoria própria)

Tabela 6.68 Incertezas de medição do BDD para rotação de 60.000 RPM

	GNV	Diesel	Palmdiesel				
			BDD10	BDD30	BDD50	BDD70	BDD100
CO2(%)	0,0057	0,0066	0,0429	0,0186	0,0109	0,0110	0,0079
CO(PPM)	822,938	70,0538	156,533	191,154	252,99	238,702	225,229
NOx(PPM)	5	5	6,2009	5	5	5,3002	5
Temp. dos gases(°C)	2,2391	3,8655	7,8946	4,1807	3,6737	3,508	3,7239

(Fonte: autoria própria)

Os resultados apresentados nas tabelas 6.61 a 6.68 mostram que as medições de CO, CO2 e temperatura dos gases de exaustão apresentaram níveis de incerteza aceitáveis, entretanto os resultados apresentados para o NOx indicaram um nível de incerteza elevado podendo chegar até 62,5% do valor medido, portanto estes valores medidos de NOx não são confiáveis.

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve o objetivo de analisar as emissões produzidas por uma microturbina a gás, operando com gás natural, diesel e biodiesel, tanto de origem animal como de origem vegetal (Biomax e Palmdiesel), assim como suas misturas.

Pode-se observar através da revisão bibliográfica que o número de trabalhos envolvendo o uso do biodiesel em processos de combustão em turbinas a gás é pequeno em relação aos estudos em motores alternativos, sendo, portanto o presente trabalho uma contribuição para estudos posteriores.

Ao se trabalhar com sistemas flexíveis ou operando com diferentes tipos de combustíveis, se faz necessário uma análise dos combustíveis utilizados, como a estudada no capítulo 2, onde foram avaliadas as características energéticas de cada combustível utilizado no trabalho e que serviram de base para a determinação das formulações empíricas das misturas de combustíveis que foram apresentadas no capítulo 5.

O objetivo deste estudo foi compreender como as emissões de uma microturbina a gás, são formadas quando se utiliza o uso de biodiesel e misturas como combustível. Os dois tipos de combustíveis utilizados (Biomax e Palmdiesel) apresentaram resultados semelhantes de emissões de poluentes se mostrando uma boa alternativa na substituição ou composição de combustíveis com os combustíveis derivados de petróleo.

Comparando os resultados encontrados na literatura para as mesmas faixa de pressão, encontramos resultados de SMD na faixa de 80 a 120 μm , como os resultados encontrados por Hashimoto *et al* (2008), e com o trabalho de Couto *et al* (2009), portanto, temos o diâmetro médio de gotas relativamente maiores aliado a ângulos de cone relativamente menores, isto sugere que temos um processo de atomização ineficaz, causando instabilidades de chama e comprometendo o processo de combustão, tal ocorrência foi observada através da identificação de acúmulo de combustível líquido não queimado no final da câmara de combustão

Devido ao fato de não podermos comparar os resultados de emissões experimentais da microturbina com os resultados encontrados na literatura, pelo fato do processo de combustão ter sido com o uso de até três tipos de combustíveis simultaneamente, uma forma de avaliar o sistema foi através de formulação empíricas (moleculares) que também serviram como dados de entrada para o software ComGas. Estas formulações foram todas baseadas na teoria de

combustão, utilizando equações básicas e dados de tabelas termodinâmicas como a JANAF, e juntamente com os resultados da caracterização energética dos combustíveis tornou possível a predição das concentrações dos gases de exaustão da microturbina, com o uso do software ComGas, considerando o processo de combustão no equilíbrio químico.

O software ComGas v1.0 possibilitou trabalhar com composições de combustível, a concordância entre os valores medidos experimentalmente e os simulados se mostrou aceitável uma vez que os valores experimentais irão se aproximar dos valores simulados a medida que o processo de combustão estiver em equilíbrio químico, ou seja, se o processo de combustão real não for um processo eficiente e estável maior será a diferença entre o experimental e os resultados simulados.

Com relação aos resultados encontrados nas emissões analisadas podemos destacar que tanto o BDA30* quanto o BDD30* apresentaram menores índices de emissões de CO e CO₂ em relação às demais misturas, com exceção do GNV, que como foi utilizado como referência apresentou sempre os menores índices de emissões para todas as rotações ensaiadas, sendo a rotação que apresentou melhores resultados para os combustíveis líquidos foi a de 60.000 rpm, entretanto ajustes devem ser realizados tanto na câmara de combustão quanto no atomizador, a fim de que todos os combustíveis ensaiados tenham as mesmas condições ideais de combustão.

Os resultados das emissões são influenciados principalmente pela razão de equivalência na zona primária, pelo tamanho médio de gota e pela geometria da câmara de combustão, uma vez que a câmara de combustão foi projetada para operar com gás natural ela apresenta geometrias reduzidas e assim impactando sobre o resultado das emissões para a combustão de combustíveis líquido como diesel e biodiesel.

Baseado nestas premissas pode-se dizer que o aumento da temperatura encontrado nos resultados dos gases de escape, pode ser atribuído ao atomizador e geometria da câmara de combustão, como o atomizador não estava proporcionando tamanho de gotas e ângulo de cone do spray ideais, para ancorar a frente de chama na zona primária, houve então um deslocamento da frente de chama para as zonas subsequentes, entretanto a geometria de câmara de combustão não proporcionou o devido resfriamento nem mesmo a diluição ideal dos produtos de combustão, levando a afetar todos os níveis de emissões.

Este estudo demonstra que o biodiesel pode atuar como complementar ou em substituição aos combustíveis derivados do petróleo.

Sugestões para trabalhos futuros:

Através dos ensaios e problemas encontrados, são oferecidas as seguintes sugestões para trabalhos futuros, para que o presente trabalho contribua para prosseguir e refinar ensaios posteriores.

- Melhorar o atomizador, ou testar outros tipos de atomizador para que se obtenha uma melhor eficiência de atomização do combustível líquido.
- Modificar a geometria da câmara de combustão a fim de obter condições que satisfaçam os combustíveis ensaiados assim como os regimes de operação.
- Utilização de outros combustíveis como álcool na microturbina e avaliar não só as emissões como também a eficiência.
- Instalar ou acoplar sistema que possa ser usado para medir rendimentos em termos de potência.
- Instalar um sistema de medição de ar que é admitido pelo compressor da microturbina.

REFERÊNCIAS

ALI, Y.; HANNA, M.A. Physical properties of talow ester and diesel fuel blends. **Bioresource technology**. p. 131-134, 1994.

ALMEIDA, F.C.F. **Projeto e Experimento de Injetores do tipo Pressure-Swirl Centrífugo Tangencial e Helicoidal**. 2002, 76f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos, 2002.

ALVES, A. ; LACAVA, P.T. **Injeção de Combustível**. In: **Combustão em Turbinas a Gás**. 1 ed. Brasília:Serviço Florestal Brasileiro, v. 1, p. 68-111, 2009.

BRASIL. **Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. Portaria Nº 104. 2010a. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>> acesso em: 29 agos. 2010.

BRASIL. **Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. Portaria Nº 32. 2010b. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>> acesso em: 29 agos. 2010.

BRASIL. **Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. Resolução Nº 15. 2010c. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>> acesso em: 30 agos. 2010.

BRASIL. **Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. Resolução Nº 7. 2010d. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>> acesso em: 30 agos. 2010.

BOLSZO, C. D.; MCDONELL, V. G. Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine. **Proceedings of the Combustion Institute**. n. 32, p. 2949-2956, 2009.

CARLISLE, D.R. Communication on the Performance of Type of Swirl Atomizer. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**. n.169, p. 101, 1955.

CARVALHO, J; LACAVA, P.T. **Emissões em processos de combustão**. 1ed. São Paulo: Universidade Estadual Paulista, 2003.

COUTO, H. S.; CARVALHO J, J. A.; Bastos-Netto, D. Theoretical Formulation for Sauter Mean Diameter of Pressure-Swirl Atomizers. **Journal of Propulsion and Power**. v.13, n. 5, p. 691-696, 1997.

COUTO, H.S.; LACAVA P.T.; Bastos-Netto, D.; PIMENTA, A.P. Experimental Evaluation of Low pressure-Swirl Atomizer Applied Engineering Design Procedure. **Jornal of Propulsion and Power**. n. 25 , p. 358 - 364, 2009.

DELMÉE, G. J. *Manual de medição de vazão*. São Paulo: edgard Bluecher, 1987.

DOMBROWSKI, N; JOHNSW,R. The aerodynamic instability and disintegration of viscous liquid sheets. **Chemical Engineering Science**. n. 18 , p. 203-214, 1963.

FERREIRA, R.W.M.; GUERRA, D.R.S.; NOGUEIRA, M.F.M.; LACAVA, P.T. **Experimental Evaluation of Gas Turbine Performance and Emissions Fueled with Biodiesel and Biodiesel-Diesel Blend**. *Proceedings of COBEM 2011*. Natal, 2011.

FERREIRA, R.W.M., GUERRA, D.R.S.; NOGUEIRA, M.F.M.; LACAVA, P.T.. **Experimental Evaluation of Gas Turbine Emissions Fueled with Biodiesel and Biodiesel-Diesel Blend.**” *8 th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 2011.

FRASER, R. P.; EISENKLAM, P., DOMBROWSKI, N.; HASSON, D. Drop Formation From Rapidly Moving Sheets. **AIChE Journal**. v. 8, n. 5, p. 672-680, 1962.

GRABOSKI, M. S.; McCORMICK, R. L. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. **Progress in Energy and Combustion Science**. p. 125–64, 1998.

HABIB, Z.; PARTHASARATHY, R. Performance and emission characteristics of biofuel in a small-scale gas turbine engine. **Applied Energy**. p. 1701–1709, 2010.

HASHIMOTO, N. et al. Fundamental combustion characteristics of palm methyl ester(PME) as alternative fuel for gas turbines. **Fuel**. n. 87 ,p. 3373-3378, 2008.

JONES, A. R. **Design Optimization of a Large Pressure-Jet Atomizer for Power Plant**. *Proceedings of the 2nd International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, p. 181-185, 1982.

KARABEKTAS, M. The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel. **Renewable Energy**. n. 34, p. 989-993, 2009.

LAST, R. J.; KRUGER, M.; DURNHOLZ, M. **Emissions and performance characteristics of a 4-stroke, direct injected diesel engine fuelled with blends of biodiesel and low sulphur diesel fuel**. *SAE paper*, v. 950054, 1995.

LEFEBVRE, A. H. *Atomization and Sprays*. New York: hemisphere Publishing Corporation, 1989.

MOHAMED, Y.E. S.; RADWAN, M. S.; SALEH, H. E. Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jjoba seeds. **Renewable Energy**. n. 33, p. 1173-1185, 2008.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4. ed.. s.l.: LTC, 2002.

NABI, Md. N.; RAHMAN, Md M.; AKHTER, Md. S.. Biodiesel from cotton seed oil and its effect on engine performance and exhaust emissions. **Applied Thermal Engineering**. n. 29, p. 2265-2270, 2009.

NASCIMENTO, M. A. R. et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines:Modelling and experimental evaluation. **Energy**. n. 33, p. 233-240, 2008.

ÖNER, C.; ALTUN, S. Biodiesel production from inedible animal tallow and an experimental investigation of its use as alternative fuel in a direct injection diesel. **Applied Energy**. n. 86, p. 2114-2120, 2009.

PARK, S. H.; et al. A study on the fuel injection and atomization characteristics of soybean oil methyl ester (SME). **International Journal of heat and Fluid Flow**. n. 30, p. 108-116, 2009.

REHMAN, R.; DEEPAK, R.; RAJESH, P. Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oil diesel blend. **Renewable Energy**. p. 1-6, 2010.

RISK, N. K.; LEFEBVRE, A. H. Internal Flow Characteristics of Simplex Swirl Atomizers. **AIAA Journal of Propulsion and Power**. v. 1, n.3, p. 193-199, 1985.

ROCHA, A.A. **Análise Experimental em Injetores Centrifugos**, 2003, 51f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos, 2003.

ROCHA, H.M.Z. **Combustão de Óleos Lubrificantes Usados em Motores Diesel**.2009, 115f. *Dissertação (Mestrado em engenharia Mecânica)-Universidade Federal do Pará*. Belém, 2009.

ROCHA, H.M.Z. et al. **Predictions of the productos compositions for combustion or gasification of biomass and others hydrocarbons**. *Encit*, 2008.

SHENG, C.; AZEVEDO J. L. T. Estimating the higher heating value of biomass fuels from basic analysis data. **Biomass and Bioenergy**. n. 28, p. 499 - 507, 2005.

SILVA, G.A.M. **Síntese Enzimática, Caracterização Físico-Química e Térmica de Biodiesel de Sebo Bovino por Rota Etílica**. *Dissertação (mestrado em Engenharia) Escola de Engenharia de Lorena*. Lorena-SP , 2009.

SILVA, R.E. P. **Utilização de biodiesel animal em turbinas a gás**. *Dissertação (Mestrado em engenharia Mecânica)- Universidade Estadual Paulista*. Guaratinguetá, SP, 2009.

SIMS, R. E.H. **Talow esters as an alternative diesel fuel**. *Trans ASAE*, p. 716-721, 1985.

SOUZA, G.R. et al. Evaluation of the performance of biodiesel from waste vegetable oil a flame tube furnace. **Applied Thermal Engineering**. n. 29, p. 2562-2566, 2009.

URNS, S. R. *An introduction to combustion: concepts and applications*. 2th. ed.: Boston: Mcgraw-Hill, 2000. (Mcgraw-Hill series in mechanical engineering).