

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**O uso do Biodiesel em Micro-turbinas a Gás:
Testes de Desempenho Térmico e Emissões**

Autor: Paulo Sérgio Pedroso Corrêa Júnior

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Itajubá, Novembro de 2006

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

O uso do Biodiesel em Micro-turbinas a Gás: Testes de Desempenho Térmico e Emissões

Autor: Paulo Sérgio Pedroso Corrêa Júnior

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão em Energia

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Novembro de 2006

MG. – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**O uso do Biodiesel em Micro-turbinas a Gás:
Testes de Desempenho Térmico e Emissões**

Autor: **Paulo Sérgio Pedroso Corrêa Júnior**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

Co-orientador: **Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Origem: UFRJ

Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres

Origem: UFBA

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento (Or)

Origem: UNIFEI

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora (Co-Or)

Origem: UNIFEI

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Origem: UNIFEI

Dedicatória

À minha mãe, Olga, que sempre acreditou na realização deste trabalho; à amiga Joana, pelo apoio no início do mestrado; à minha irmã Fabiana que sempre admirei; ao meu irmão Diego pelo seu exemplo de vida; à minha noiva Wanessa que Amo e sempre está do meu lado para tudo; e aos meus avós Sr.Joaquim e D.Lilá.

Agradecimentos

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento, pela competência, paciência e amizade.

Ao meu co-orientador Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, pela competência, incentivo, colaboração e amizade.

Ao meu amigo Prof. Dr. Arnaldo Martín Martínez Reyes pela colaboração na revisão da minha dissertação de mestrado.

Aos amigos, José Joaquim, Rubenildo Viera, Manuel Rendón, Angel Brito, Hilário, Cláudio pelo permanente incentivo, colaboração, amizade, momentos de lazer e inesquecível convívio profissional.

Aos Professores da Universidade Federal de Itajubá, Genésio José Menon e Osvaldo Venturini, pelo apoio e sugestões, que contribuíram para a elaboração deste trabalho.

À CAPES, através do programa de bolsas, pelo apoio financeiro.

Ao meu pai, Paulo Sérgio Pedroso Corrêa e a minha mãe, Olga Maria Marques Corrêa, que sempre me incentivaram na formação e no desenvolvimento cultural.

Ninguém é melhor que ninguém diante das possibilidades.

Walter Grando

Resumo

Corrêa, P. S. P. Jr. (2006), O Uso do Biodiesel em Micro-turbinas a gás: Testes de Desempenho Térmico e Emissões, Itajubá, 121 p. Dissertação (Mestrado em Conversão em Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Diversos centros de pesquisas têm realizado estudos relacionados com a utilização do biodiesel em motores alternativos de combustão interna e constatado o grande potencial deste combustível, porém, há pouca informação sobre a utilização do biodiesel em turbinas a gás. Assim, visando suprir esta carência de informação, esta dissertação de mestrado mostra uma análise experimental da utilização do biodiesel em uma micro-turbina a gás de 30 kW, buscando avaliar a influência da utilização deste combustível no desempenho térmico e nas emissões destes acionadores primários.

Foi realizada uma simulação computacional, com o software Gate Cycle (Enter Software - GE), visando determinar o desempenho térmico da micro-turbina em regime permanente. Utilizaram-se três misturas de combustíveis: B50, B100 e DF100. Os dados experimentais para a validação dos modelos foram obtidos a partir de testes da micro-turbina a gás existente no *Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação da Biomassa* do *NEST/UNIFEI* (Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída). Os resultados dos testes experimentais e os da simulação são mostrados em forma de gráficos, onde pode ser constatado que o biodiesel e suas misturas não alteram de forma significativa o desempenho térmico da micro-turbina e, ao mesmo tempo possibilitam reduções consideráveis nas emissões de contaminantes gasosos.

Palavras-chave

Micro-turbina a gás, Biodiesel de mamona, Diesel, Simulação.

Abstract

Corrêa, P. S. P. Jr. (2006), *The Use of Biodiesel in Gas Micro-turbines: Thermal Performance Tests and Emissions*, Itajubá, 121 p. Dissertation (Master's Degree in Energy Conversion) - Institute of Mechanic Engineering, Federal University of Itajubá.

Several research centers have been carrying out studies regarding the use of biodiesel in internal combustion engines and the great potential of this fuel has been confirmed. However there is scarce information on the use of biodiesel in gas turbines. Thus, aiming at this need for information, this master's degree dissertation shows an experimental analysis of the use of biodiesel in a 30 kW gas micro-turbine, trying to assess the influence of using this fuel on the thermal performance and on the emissions of these prime drivers.

A computational simulation was performed using the Gate Cycle Software (Enter Software - GE), aiming at determining the thermal performance of the micro-turbine at permanent regime. The simulation was carried out using three fuel mixtures: B50, B100 e DF100. The experimental data to validate the models were attained based on tests of the gas micro-turbine installed in the *Laboratory of Gas Micro-turbine and Biomass Gasification of Nest/Unifei* (Excellence Group in Thermal and Distributed Generation).

The results of the experimental tests and of the simulation are shown as graphics, where it is possible to observe that the biodiesel and its mixtures do not change significantly the micro-turbine thermal performance and, at the same time, make it possible for the emissions of gaseous contaminants to be considerably reduced.

Key words

Gas micro-turbine, Castor biodiesel, Diesel, Simulation.

Sumário

SUMÁRIO	I
LISTA DE FIGURAS	V
LISTA DE TABELAS	VII
SIMBOLOGIA	VIII
LETRAS LATINAS	VIII
LETRAS GREGAS	IIX
ABREVIATURAS	X
SIGLAS	XI
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Generalidades -----	1
1.2 Motivação e Justificativa do Tema -----	2
1.3 Objetivos (Gerais e Específicos)-----	3
1.4 Estrutura da Trabalho -----	4
1.5 Revisão Bibliografica -----	5
1.5.1.1 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Direta -----	6
1.5.1.2 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Indireta -----	8
1.5.1.3 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Direta e Turbo- Compressão-----	9
1.5.1.4 Conclusões Gerais para Motores Alternativos de Combustão Interna -----	15
1.5.2 Artigos Referentes ao Uso do Biodiesel em Turbinas e Micro-turbinas a Gás ----	16
CAPÍTULO 2	26
O BIODIESEL E AS SUAS PRÍNCIPAIS CARACTERÍSTICAS	26
INTRODUÇÃO	26

2.1.1 Definição do Biodiesel-----	27
2.1.2 Biodiesel no Mundo-----	28
2.1.2.1 Brasil -----	29
2.2 Característica das principais oleaginosas produzidas no Brasil-----	31
2.2.1 Mamona-----	32
2.2.2 Soja -----	33
2.2.3 Amendoim -----	34
2.2.4 Girassol-----	34
2.2.5 Canola -----	35
2.2.6 Algodão -----	35
2.2.7 Babaçu-----	35
2.2.8 Óleo de Dendê-----	36
2.3 Tecnologia de Produção de Biodiesel-----	37
2.3.1 Processo de Transesterificação-----	37
2.3.2 Separação das Fases no Processo de Transesterificação-----	39
2.4 Processo de Craqueamento Térmico -----	40
2.5 Etanol-----	41
2.6 Metanol -----	41
2.7 Características Físico-Químicas do Biodiesel-----	42
2.7.1 Comparação das Propriedades do Biodiesel com o Diesel -----	44
CAPÍTULO 3 _____	45
ESTADO DA ARTE DAS MICRO-TURBINAS A GÁS _____	45
INTRODUÇÃO _____	45
3.2 Características Típicas das Micro-turbinas-----	48
3.3 Princípio Básico de Funcionamento-----	50
3.4 Principais Características Técnicas dos Componentes das Micro-turbinas a Gás-----	52
3.4.1 Compressor -----	52
3.4.2 Câmara de Combustão -----	54
3.4.3 Turbina -----	55
3.4.4 Trocador de Calor-----	57
3.4.5 Gerador Elétrico-----	58

3.4.6 Sistemas Eletrônicos de Controle e Potência-----	58
3.5 Aplicações das Micro-turbinas-----	59
3.5.1 Operação em Paralelo com a Rede -----	59
3.5.2 Operação Isolada-----	60
3.5.3 Operação em Modo Duplo-----	60
3.5.4 Sistema de Cogeração -----	61
3.5.5 Aspectos Ambientais -----	61
CAPÍTULO 4 _____	63
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO DESEMPENHO DA MICRO-TURBINA A GÁS _____	63
INTRODUÇÃO _____	63
4.2 Combustíveis Utilizados na Simulação Computacional-----	65
4.3 Parâmetros de Desempenho -----	66
4.3.1 Ponto do Projeto (“Design Point”)-----	66
4.3.2 Fora do Ponto de Projeto (“Off-Design”)-----	68
CAPÍTULO 5 _____	70
DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES E DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS _____	70
INTRODUÇÃO _____	70
5.2 Descrição do Banco de Ensaio-----	70
5.3 Aquisição e Armazenamento de Dados-----	74
5.4 Esquema do Sistema de Alimentação de Biodiesel -----	76
5.5 Tratamento Matemático dos Dados -----	78
5.5.1 Consumo Específico de Calor (Heat Rate) -----	80
5.6 Medição do Teor de Poluentes nos Gases de Exaustão-----	81
5.7 Determinação das Características dos Combustíveis Utilizados -----	82
5.7 Viscosidade-----	85
CAPÍTULO 6 _____	86
RESULTADOS DOS TESTES DE DESEMPENHO TÉRMICO E DE EMISSÕES _	86
INTRODUÇÃO _____	86

6.2 Metodologia dos Testes de Desempenho Térmico e Emissões -----	87
6.3 Cargas e Tempos de Operação -----	91
6.4 Procedimento de Avaliação de Incertezas das Variáveis -----	93
6.5 Resultados Experimentais do Desempenho Térmico -----	93
6.6 Resultados das Emissões -----	97
6.7 Resultados da Simulação Computacional -----	100
CAPÍTULO 7 _____	103
7.1 Conclusões -----	103
7.2 Recomendações Futuras -----	104
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS _____	107
APÊNDICE A _____	115
ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DO MEDIDOR DE GASES _____	115
APÊNDICE B _____	116
ESPECIFICAÇÕES DO BIODIESEL SEGUNDO NORMAS DE VÁRIOS PAÍSES _____	116
APÊNDICE C _____	117
ESPECIFICAÇÕES DO DIESEL SEGUNDO NORMAS DIN E ASTM _____	117
APÊNDICE D _____	118
PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS NOS TESTES _____	118
APÊNDICE E _____	119
ESPECIFICAÇÕES DO BIODIESEL CONFORME ANP _____	119

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Efeito da concentração do biodiesel na potência a plena carga-----	11
Figura 1.2 – Efeito da concentração de biodiesel no torque a plena carga -----	11
Figura 1.3 – Resultados contraditórios na variação da eficiência -----	12
Figura 1.4 – Efeito da concentração do biodiesel no consumo de combustível -----	13
Figura 1.5 – Efeito da concentração do biodiesel na emissão de CO a plena carga-----	14
Figura 1.6 – Efeito da concentração de biodiesel na emissão de CO ₂ a plena carga-----	14
Figura 1.7 – Efeito da concentração de biodiesel na emissão de NO _x a plena carga-----	15
Figura 1.8 – Consumo de combustível nas turbinas e micro-turbinas a gás -----	24
Figura 2.1 – Artigos e patentes sobre biodiesel desde o ano de 2000-----	31
Figura 2.2 – Distribuição das plantações de diferentes oleaginosas-----	37
Figura 2.3 – Reação química de transesterificação-----	38
Figura 2.4 – Processo de produção de biodiesel -----	39
Figura 3.1 – Veículo híbrido utilizando uma micro-turbina-----	46
Figura 3.2 – Micro-turbina a gás modelo 330 da Capstone Turbine Corporation -----	47
Figura 3.3 – Foto do eixo da micro-turbina de 30 kW -----	48
Figura 3.4 – Esquema simplificado da turbina a gás -----	50
Figura 3.5 – Diagrama T-s (com irreversibilidade e perdas de pressão)-----	50
Figura 3.6 – Diagrama esquemático do ciclo regenerativo-----	51
Figura 3.7 – Diagrama T-s do ciclo regenerativo-----	51
Figura 3.8 – Percurso do fluido de trabalho em uma micro-turbina-----	51
Figura 3.9 – Desenho em corte da micro-turbina Capstone C330-----	52
Figura 3.10 – Câmara de combustão anular da micro-turbina -----	54
Figura 3.11 – Foto do conjunto compressor-turbina -----	55
Figura 3.12 – Esquema do sistema de potência das micro-turbinas-----	58
Figura 3.13 – Fotos das micro-turbina da Capstone sem e com o container de proteção -----	59
Figura 3.14 – Sistema de cogeração utilizando micro-turbina e a caldeira-----	61

Figura 4.1 – Tela principal do software Gate Cycle-----	64
Figura 4.2 – Componentes da micro-turbina a gás -----	65
Figura 4.3 – Condições de ponto de projeto da simulação computacional-----	67
Figura 5.1 – Esquema da micro-turbina a gás com as instrumentações -----	71
Figura 5.2 – Sensor e indicador de vazão de combustível-----	71
Figura 5.3 – Medição de vazão de ar-----	72
Figura 5.4 – Medição de pressão e temperatura na saída do compressor-----	72
Figura 5.5 – Medição de pressão e temperatura na chaminé-----	73
Figura 5.6 – Placa de comunicação da micro-turbina -----	73
Figura 5.7 – Telas do software da micro-turbina -----	74
Figura 5.8 – Tela de início do software -----	75
Figura 5.9 – Tela principal do software-----	75
Figura 5.10 – Tela da micro-turbina a Diesel -----	76
Figura 5.11 – Desenho isométrico do sistema de alimentação do biodiesel -----	77
Figura 5.12 – Reservatório de biodiesel com sistema de aquecimento -----	77
Figura 5.13 – Analisador de gases portátil EcoLine 6000-----	81
Figura 5.14 – Esquema do princípio de medição do viscosímetro de Stokes -----	85
Figura 6.1 – Viscosidade em função da porcentagem de biodiesel -----	89
Figura 6.2 – Glicerina formada no biodiesel -----	90
Figura 6.3 – Começo dos testes de emissões-----	90
Figura 6.4 – Coleta do diesel para as misturas -----	91
Figura 6.5 – Beacker para as misturas de biodiesel com Diesel -----	91
Figura 6.6 – Rotação da micro-turbina para cargas parciais -----	94
Figura 6.7 – Heat Rate na micro-turbina em cargas parciais-----	94
Figura 6.8 – Consumo específico de combustível em cargas parciais -----	95
Figura 6.9 – Vazão corrigida de combustível para cargas parciais-----	96
Figura 6.10 – Temperatura de exaustão para diversas rotações-----	96
Figura 6.11 – Vazão corrigida de ar para cargas parciais-----	97
Figura 6.12 – Comportamento das emissões de CO para o biodiesel e Diesel -----	98
Figura 6.13 – Comportamento das emissões de NO para o biodiesel e Diesel -----	99
Figura 6.14 – Validação da simulação computacional utilizando o Diesel -----	100
Figura 6.15 – Vazão de combustível em função da potência, com Diesel e biodiesel-----	101
Figura 6.16 – Temperatura de saída da turbina com Diesel e biodiesel -----	101
Figura 6.17 – Temperatura de exaustão em função da rotação -----	102

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Biodiesel nas turbinas e micro-turbinas a gás dos artigos estudados -----	24
Tabela 2.1 – Produção de biodiesel na Comunidade Européia -----	29
Tabela 2.2 – Potencial Energético dos vegetais oleaginosos -----	31
Tabela 2.3 – Características físico-químicas do óleo de mamona in natura -----	33
Tabela 2.4 – Comparação entre ésteres etílicos e metílicos -----	40
Tabela 2.5 – Poder calorífico superior e inferior do biodiesel -----	43
Tabela 2.7 – Viscosidade e densidade do biodiesel -----	43
Tabela 2.8 – Comparação das características do biodiesel de soja com Diesel -----	44
Tabela 3.1 – Algumas micro-turbinas existentes no mercado -----	47
Tabela 3.2 – Emissões das micro-turbinas a gás da Capstone e da Volvo -----	62
Tabela 4.1 – Composição do biodiesel de mamona e Diesel aditivado -----	65
Tabela 4.2 – Condições do ponto de projeto da micro-turbina -----	67
Tabela 4.3 – Condições de ponto de projeto da simulação computacional -----	68
Tabela 5.1 – Parâmetros de rendimento que serão medidos -----	74
Tabela 5.2 – Parâmetros de emissões -----	82
Tabela 5.3 – Propriedades dos combustíveis utilizados nos testes -----	83
Tabela 5.4 – Características dos combustíveis da micro-turbina -----	84
Tabela 6.1 – Procedimento de misturas utilizada nos testes com Diesel e biodiesel -----	87
Tabela 6.2 – Cargas e tempo de operação para os testes -----	88
Tabela 6.3 – Lista de gráficos para a análise de performance da micro-turbina -----	92
Tabela 6.4 – Propriedades do Diesel e biodiesel utilizado nos testes -----	92
Tabela 6.5 – Composição elementar do Diesel e do biodiesel -----	92
Tabela 6.6 – Cálculo da avaliação de incerteza das variáveis -----	92

Simbologia

Letras Latinas

CO	Monóxido de carbono	[ppm]
CO ₂	Dióxido de carbono	[%]
C _p	Calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
C _x H _y	Excesso de ar	[%]
D	Diâmetro	[m]
H	Conteúdo de hidrogênio no combustível	[%]
H _r	Heate Rate	[kJ/kWh]
h	Entalpia	[kJ]
$m_{f\ corr}$	Vazão mássica corrigida de combustível	[kg/s]
m_{ar}	Vazão mássica de ar	[kg/h]
$m_{ar\ corr}$	Vazão mássica corrigida de ar	[kg/h]
m_c	Vazão em massa de combustível	[kg/s]
N	Rotação medida	[rpm]
N_{corr}	Rotação corrigida	[rpm]
NO	Óxido nítrico	[ppm]
NO ₂	Dióxido de nitrogênio	[ppm]
NO _x	Óxido de nitrogênio	[ppm]
O ₂	Oxigênio	[%]
P_{std}	Pressão padrão	[Pa]
P_{corr}	Pressão corrigida	[Pa]

PCI_f	Poder calorífico inferior do combustível utilizado	[kJ/kg]
p_1	Pressão de admissão	[bar]
p_5	Pressão na chaminé	[bar]
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[MJ/kg]
PCS	Poder calorífico superior do combustível	[MJ/kg]
R	Constante universal dos gases	[kJ/kmol.K]
SFC	Consumo específico de combustível	[kg/kWh]
SO ₂	Dióxido de enxofre	[ppm]
SO _x	Óxido de enxofre	[ppm]
T_1	Temperatura de admissão	[°C]
T_{corr}	Temperatura corrigida	[K]
T_2	Temperatura na saída do compressor	[°C]
T_4	Temperatura na saída da turbina	[°C]
T_{std}	Temperatura padrão	[K]
UHC	Hidrocarbonetos não queimados	[ppm]
V	Volume	[L]
k	Razão entre os calores específicos	[kJ/kg.K]
W_{Ei}	Potência útil de eixo	[kW]
W_{corr}	Potência corrigida	[kW]
W_{med}	Potência útil medida	[kW]
W_u	Conteúdo de umidade no combustível	[%]

Letras Gregas

θ	Fator de correção	[K]
δ	Fator de correção	[Pa]
η	Eficiência	[%]
η_c	Eficiência isentrópica do compressor	[%]

γ	Expoente de isentrópica	[%]
η_t	Eficiência isentrópica da turbina	[%]
η_m	Eficiência mecânica do eixo	[%]
ρ_f	Densidade do combustível utilizado	[g/ml]

Abreviaturas

BXX	Indicativo da porcentagem de biodiesel nas misturas
B100	100% de biodiesel
B50	Mistura de 50% de diesel/biodiesel
DF100	100% de diesel
MTG	Micro-turbina a gás
ECC	Eficiência da câmara de combustão
R1, R2, R3	Cadeias carbônicas dos ácidos graxos
R'	Cadeias carbônicas do álcool reagente
KOH	Hidróxido de potássio
NaOH	Hidróxido de sódio
CC	Corrente alternada
AC	Corrente contínua
Al_2O_3	Óxido de alumínio
SiO_2	Óxido de silício

Siglas

IEM	INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
NEST	NÚCLEO DE EXCELÊNCIA EM GERAÇÃO TERMELÉTRICA E DISTRIBUÍDA
GE	GENERAL ELECTRIC
C-2000	MODELO DO CALORÍMETRO
ECO LINE 6000	ANALISADOR DE GÁS PORTÁTIL
ASTMD-6751	NORMA AMERICANA PARA O BIODIESEL
CE	COMUNIDADE EUROPÉIA
MCT	MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA
EPA	AGÊNCIA DE PROTEÇÃO AMBIENTAL
USEPA	AGÊNCIA DE PROTEÇÃO AMBIENTAL DOS ESTADOS UNIDOS
EMBRAPA	EMPRESA BRASILEIRA DE PESQUISA AGROPECUÁRIA
ANP	AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO
ISO	ORGANIZAÇÃO INTERNACIONAL DE PADRÃO
GRI	GAS RESEARCH INSTITUTE
PURPA	POWER UTILITY REGULATORY POLICYACT
AES	ADVANCED ENERGY SYSTEM
TECPAR	INSTITUTO DE TECNOLOGIA DO PARANÁ
CERBIO	CENTRO DE REFERÊNCIA EM BIOCOMBUSTÍVEIS
CENBIO	CENTRO NACIONAL DE REFERÊNCIA A BIOMASSA
CE	COMUNIDADE EUROPÉIA

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

Atualmente, diversos centros de pesquisas têm realizado estudos relacionados com a utilização do biodiesel em motores alternativos de combustão interna e constatado o grande potencial deste combustível; os resultados dos testes e os efeitos do uso do biodiesel na operação em motores alternativos de combustão interna, indicam uma redução considerável nas emissões de particulados e poluentes, observando-se também uma pequena redução na potência dos motores. Entretanto, a consistência e previsibilidade da operação e das emissões não estão bem documentadas quando utilizam o biodiesel como combustível em turbinas a gás. Em função destas observações torna-se necessário que se realizem testes de desempenho térmico e de emissões em turbinas a gás.

Ressalta-se que, atendendo a suas propriedades, os óleos vegetais são, talvez, os derivados de primeira geração da biomassa que exibem maior similaridade com o Diesel, em particular, quanto ao poder calorífico, o que os tornaria candidatos naturais à substituição deste combustível. A operação de equipamentos de potência como uma micro-turbina a gás, com combustíveis renováveis, constitui uma alternativa interessante quando se fala em sustentabilidade, principalmente em regiões isoladas com abundante disponibilidade de combustíveis oriundos da biomassa.

Esta dissertação de mestrado apresenta os resultados dos testes de desempenho térmico e emissões realizados em uma micro-turbina a gás, operando com misturas de biodiesel de mamona com diesel aditivado, mostrando a influência da utilização desse combustível no comportamento térmico da máquina e nas emissões de gases poluentes como CO, NO₂, NO e SO₂. Também é realizada uma simulação computacional utilizando o software Gate Cycle, visando obter o desempenho térmico da micro-turbina em regime permanente e a validação da simulação computacional. A simulação computacional foi realizada para três misturas de combustíveis: 50% biodiesel (B50), 100% de biodiesel (B100) e 100% de Diesel (DF).

1.2 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA DO TEMA

A utilização de combustíveis de origem fóssil de alto custo e a falta de acesso à eletricidade nas regiões isoladas, além da ausência de opções de culturas sustentáveis com alto valor comercial, acarretam problemas de origem econômica e ambiental, que afetam em maior grau as populações isoladas, das regiões localizadas longe dos grandes centros urbanos, no Brasil.

Conseqüências destes problemas são: o baixo nível de desenvolvimento de áreas rurais, a proliferação de culturas ilícitas, a ausência de interesse de indústrias de processamento de plantas oleaginosas em programas de eficiência energética e cogeração, grande afetação da qualidade do ar nas grandes cidades, como conseqüência de emissões de partículas e óxidos de enxofre, produto da utilização do diesel de origem fóssil em motores alternativos de combustão interna. Visando essas afirmações anteriores é importante pesquisar um combustível que emita o mínimo de poluentes, que apresente uma relação custo-benefício positiva, que gera renda e empregos, e que seja renovável; tornou-se, assim, um desafio científico e tecnológico a ser alcançado. Este é o caso do biodiesel.

Utilizar o biodiesel de mamona em uma micro-turbina tornou-se interessante e necessário, já que nas referências bibliográficas não estão bem documentadas. Também é importante saber os efeitos deste combustível renovável dentro da máquina, pois a mesma é projetada para outro tipo de combustível (Diesel, querosene). Foram feitas algumas modificações na micro-turbina, como a troca dos bicos injetores e um sistema de aquecimento, com a finalidade de diminuir a viscosidade do biodiesel, mais a frente é apresentado em detalhe todo o sistema.

1.3 OBJETIVOS (GERAIS E ESPECÍFICOS)

Objetivos principais

Os principais objetivos deste trabalho são:

- a) Realizar testes experimentais do desempenho térmico e de emissões em uma micro-turbina a gás de 30 kW, operando com biodiesel de mamona.
- b) Realizar uma simulação computacional utilizando o software comercial Gate Cycle e validar o modelo computacional com os resultados experimentais obtidos no laboratório.

Objetivos Específicos

- Realizar testes de poder calorífico superior e inferior, das misturas do biodiesel de mamona conforme a Norma DIN 51900 e ISO 1928-1976.
- Modelagem do esquema da micro-turbina utilizando o software Gate Cycle.
- Realizar testes de viscosidade e de densidade com Diesel e as misturas do biodiesel de mamona conforme a Norma ASTM D 1989-91.
- Comparar os resultados experimentais com os resultados da simulação computacional e validar o modelo computacional.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho estrutura-se em sete capítulos e cinco apêndices.

No **capítulo 1** é realizado um estudo bibliográfico sobre o uso do biodiesel em motores alternativos de combustão interna e turbinas a gás, visando analisar os efeitos do biodiesel e as recomendações para a seqüência dos testes com biodiesel.

No **capítulo 2** é realizada uma resenha bibliográfica do tema a ser abordado. Trata dos aspectos gerais do biodiesel, assim como das oleaginosas para a produção de biodiesel no mundo e no Brasil. Também é feita de forma resumida uma descrição dos processos utilizados para a produção de biodiesel e as vantagens e desvantagens da rota etílica e metílica.

No **capítulo 3** é feita uma descrição detalhada da micro-turbina que será estudada, seus componentes e as suas características operacionais.

No **capítulo 4** é desenvolvido um modelo computacional da micro-turbina a gás, utilizando o software Gate Cycle, mostrando-se os resultados da simulação em forma de gráficos, visando com isso, validar o modelo com os resultados experimentais obtidos no laboratório.

No **capítulo 5** é apresentado um layout do sistema, a instrumentação e o sistema de aquisição de dados; também são mostrados os procedimentos para os testes de poder calorífico, densidade e viscosidade com o biodiesel de mamona.

No **capítulo 6** são apresentados os resultados dos testes de desempenho térmico e emissões, utilizando o biodiesel de mamona. Mostra-se como foram preparadas as misturas de biodiesel com diesel e também como se determinaram as cargas de operação para os testes na micro-turbinas a gás.

No **capítulo 7** são apresentadas conclusões e recomendações, assim como propostas de futuras avaliações de interesse.

No **Apêndice A** encontram-se as especificações técnicas do medidor de gases EcoLine 6000. No **Apêndice B** encontram-se as especificações do biodiesel segundo as normas de vários países. No **Apêndice C** encontram-se as especificações do Diesel segundo as normas DIN e ASTM. Já o **Apêndice D** apresenta a tabela das propriedades dos combustíveis utilizados nos testes de desempenho térmico e emissões e no **Apêndice E** encontram-se as especificações do biodiesel conforme a resolução da ANP de 24/11/2004.

1.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A utilização de biodiesel em motores alternativos de combustão interna e turbinas a gás apresenta-se como uma alternativa interessante para a substituição de combustíveis fósseis, possibilitando assim a diminuição da emissão de gases poluentes, característica da utilização destes combustíveis.

Para utilizar o biodiesel na micro-turbina a gás, foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o uso do biodiesel em motores alternativos de combustão interna, onde se tem elevados números de artigos. O objetivo é definir alguns parâmetros importantes para a seqüência dos testes experimentais como o combustível renovável.

Nos estudos dos artigos sobre as turbinas a gás, foram encontradas informações importantes para os procedimentos dos testes de desempenho térmico e emissões, como por exemplo: o acúmulo de material carbonizado nas peças internas da turbina a gás e problemas com relação à viscosidade do biodiesel.

Os resultados de rendimento e emissões ao utilizar o biodiesel em motores alternativos de combustão interna. Os valores obtidos para o biodiesel puro (B100), ou misturas de biodiesel com Diesel (BXX/DFXX), foram comparados com os resultados obtidos usando Diesel puro (DF).

Para facilitar a análise, os motores foram classificados em três tipos: Injeção indireta, Injeção direta, e Injeção direta com turbo-compressão. Porém, devido às diferentes potências e rotações dos motores, é preciso tomar cuidado ao interpretar os resultados.

Os resultados apresentados nas publicações, foram divididos em parâmetros de rendimento e emissões.

1.5.1.1 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Direta

Os resultados sobre o biodiesel de soja como combustível alternativo, foram baseado em experiências prévias em motores Diesel. Observou-se que quando se utiliza B100, ocorre uma redução de 3% da potência máxima e de 5% do torque máximo, comparado com o DF. Com B100, o torque máximo é alcançado em uma rotação maior do que quando se utiliza DF. Já com o B100 houve um acréscimo significativo no valor do consumo de combustível (16% em média) para todas as rotações. A emissão de CO também é reduzida até o motor chegar à rotação média. Quando opera com rotações maiores, a emissão de CO aumenta. As emissões de NO_x foram menores em toda a faixa de rotação. Reduzindo o ângulo de injeção, a potência e o torque aumentam até quase atingir níveis de desempenho do óleo Diesel puro. Utilizando B100, foi observada uma redução de HC e de CO, em média 13,5% e 3%, respectivamente. Para o NO_x houve um acréscimo de 9% (Carraretto, 2004).

As emissões de um motor Perkins de 34 kW com injeção direta e alimentado com Diesel e metil éster de azeite de oliva, foram analisadas em várias condições de operação. O motor foi submetido a cargas de 100, 50 e 10% do valor nominal, e a rotações de 2390, 1330 e 600 rpm. As emissões foram coletadas durante a operação com biodiesel puro de azeite de oliva e Diesel puro. Os resultados mostraram um aumento no consumo de combustível. Observou-se uma redução significativa na emissão de CO em todos os casos com o B100 (chegando até 58,9%). O conteúdo de CO₂ mostrou uma redução de até 8,6% com o B100 em todos os casos, exceto a 2390 rpm, mostrou um aumento de 7,4%. A redução nas emissões de CO₂ tem um impacto positivo na redução das emissões de gás que favorecem o efeito estufa. Os resultados mostraram uma redução significativa na emissão de SO₂ (até 57,7%), devido ao baixo teor de enxofre do biodiesel comparado com o DF. Observou-se uma redução na emissão de NO (até 37,5%) e NO_x (até 32%) na utilização de B100 com relação ao DF. Porém, as emissões de NO₂ aumentaram até em 81%, exceto para 2390 rpm e 10% de carga, onde mostrou uma leve redução. A redução no valor percentual de emissões de NO_x (NO + NO₂) se deve ao maior valor absoluto de emissão de NO comparado com o do NO₂. As emissões de NO_x são determinadas pela concentração de oxigênio, o tempo e a temperatura de combustão. Enquanto a concentração de oxigênio aumentou até em 17,6%, a temperatura da combustão permaneceu constante. Isto pode explicar o baixo valor de emissões de NO_x. A produção de NO é favorecida pelas altas temperaturas e o elevado excesso de oxigênio.

Emissões de fumaça foram observadas visualmente e se mostraram extremamente baixas para o B100 comparadas com o DF (Dorado, 2003).

Estudos das propriedades do metil éster de girassol, e sua mistura com Diesel em proporções volumétricas de 20% a 80%, foram realizados no motor, com o objetivo de obter medições comparativas de torque, potência, consumo específico de combustível, emissões de CO, densidade da fumaça e NO_x , buscando avaliar o comportamento do motor Diesel funcionando com esses combustíveis. Para todas as misturas de combustíveis, a eficiência térmica aumentou com o aumento da potência. Os máximos valores foram de 26,79% e 26,19% para misturas B20 e B40, respectivamente, as quais são maiores do que a eficiência térmica obtida com o DF (24,62%). As máximas eficiências térmicas obtidas para as misturas B60, B80 e B100 foram de 24,26%, 23,96% e 22,71%, respectivamente, as quais são menores do que a eficiência térmica com o DF.

Constatarem que no início dos testes houve um aumento na potência de eixo, em média 6%, até chegar a uma mistura com B40, e quando aumentou ainda mais a quantidade de biodiesel, a potência diminuiu. O torque aumenta com o acréscimo da potência. Para as misturas B20 e B40 se obteve um torque de 10 a 13% maior do que o obtido com Diesel (devido à combustão mais completa do combustível na presença do biodiesel). No caso do B60 e B100, o torque diminuiu de 4 a 23%, quando comparada com o DF, devido à redução no poder calorífico do combustível.

O valor do consumo de combustível diminuiu com o aumento na carga do motor. Para uma rotação média de 2525 rpm, o valor de consumo de combustível para misturas B20 e B40 foi de 0,8 a 7,4% menor do que para o DF. No caso das misturas B60 e B100, o valor de consumo de combustível foi de 11% a 48% maior do que para o DF.

Para misturas B20 até B100, a temperatura dos gases de exaustão variou entre 260°C e 336°C. Ao ser comparado com os dados obtidos com o DF (262°C até 335°C) se nota uma diferença muito pequena. A mistura B20 mostrou uma redução de 94% na emissão de CO, e o B100 teve 73% de redução na emissão de CO, comparados com as emissões com o DF.

A quantidade de NO_x produzida pelas misturas B20 até B100 variaram entre 4 e 12 ppm, comparadas com as emissões com o DF que estiveram entre 12 e 13 ppm. Em média, uma redução de 26% na produção de NO_x foi obtida com as misturas de Biodiesel comparadas com o DF. A redução máxima e mínima na densidade da fumaça nas misturas B20 até B100 foram de 80% e 20%, respectivamente, em comparação com o DF (Raheman, 2004).

1.5.1.2 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Indireta

Experimentos visando obter o consumo de combustível e as emissões de um motor Diesel estacionário, de um cilindro, para dois tipos de biodiesel (óleo de oliva e óleo de girassol) foram realizados. O resultado mostrou que houve um pequeno acréscimo no consumo de combustível para todas as misturas de biodiesel com Diesel.

Com a mistura de B10 de azeite de oliva com DF, as emissões de NO_x diminuíram em todos os testes. Para altas concentrações de B50, existiu uma redução significativa de NO_x para baixas cargas, enquanto para cargas maiores ocorreu um aumento na emissão.

Para baixa concentração de biodiesel nas misturas e pouca carga, a redução foi pequena e, obviamente, as reduções maiores aconteceram para altas concentrações e cargas maiores. Emissões de hidrocarbonetos não foram afetadas pela adição de biodiesel na mistura (Arkoudeas, 2003).

No experimento com biodiesel de girassol, o motor foi alimentado com Diesel puro e misturas com os dois tipos de biodiesel (óleo de girassol e óleo de oliva) em proporções acima de 50%. Um pequeno acréscimo no consumo volumétrico de combustível foi observado para o biodiesel.

O uso dos combustíveis renovável resultou em uma redução nas emissões de CO; a maior redução ocorreu em cargas intermediárias. O B50 da semente de girassol, a 75% de carga, gerou uma redução de 54,2%. O B50 do azeite de oliva a plena carga, gerou uma redução de 40,6%. As emissões de NO_x foram menores em todos os casos quando os dois combustíveis contendo biodiesel foram utilizados (devido ao elevado número de cetano e à baixa concentração de hidrocarbonetos poli-cíclicos aromáticos do biodiesel). O número de cetano do biodiesel de azeite de oliva foi maior do que obtido com o biodiesel de óleo de girassol, resultando em uma redução nas emissões de NO_x .

A adição de biodiesel reduziu as emissões de material particulado, em todos os casos. Em plena carga a redução foi pequena enquanto que as maiores reduções apareceram quando o motor operou com 75% da carga. O uso de misturas de biodiesel resultou em uma redução de emissões de hidrocarbonetos não queimado. A redução mais benéfica ocorreu em cargas intermediárias (Kalligeros, 2003).

Os resultados de testes realizados num motor com injeção indireta para avaliar o rendimento global, emissões e tendências da combustão com biodiesel e misturas Diesel/biodiesel foram os seguintes:

Biodiesel puro e misturas de biodiesel com 10% de metanol foram avaliadas; quando foi utilizado biodiesel, verificou-se uma redução de 5% na potência, com o motor operando na máxima rotação. Um acréscimo no consumo específico de combustível com o biodiesel foi observado para qualquer rotação do motor.

Quando utiliza o biodiesel como combustível, aparentemente requer um aumento na injeção do combustível (30%). O primeiro motor testado alimentado com biodiesel funcionou com atraso na injeção e mostrou um aumento nas emissões de fumaça.

Foi verificado um acréscimo de CO de, aproximadamente, 6% e também uma redução de CO₂ para o biodiesel, com relação ao DF e uma redução de, aproximadamente, 43% de hidrocarbonetos não queimados, foi verificada para o biodiesel. Um acréscimo de 38% na opacidade de fumaça ocorreu com o biodiesel (Laforgia, 1994).

1.5.1.3 Motores Alternativos de Combustão Interna com Injeção Direta e Turbo-Compressão

Uma análise dos resultados experimentais, visando verificar os efeitos dos combustíveis de óleo vegetal e seus metil ésteres no rendimento e emissões de um motor Diesel de injeção direta, quatro tempos com um cilindro, foi realizada.

A potência máxima obtida a 1700 rpm para todos os biodiesel, foi similar à potência mostrada pelo Diesel. O consumo específico de combustível quando se usou biodiesel foi, geralmente, maior do que com o Diesel. Os menores valores de emissão de CO foram obtidos com o Diesel, seguido de perto pelos biodiesel a 1300 rpm. As maiores emissões de CO₂ foram observadas para o DF. Emissões com o biodiesel foram ligeiramente inferiores a 1300 rpm. As emissões de NO_x, quando se usou biodiesel, foram em média 20% inferiores do que aquelas produzidas pelo Diesel (Altin, 2001). Todas as misturas com biodiesel tiveram uma eficiência térmica maior do que o Diesel. Depois de muito tempo operando com biodiesel, pode ser necessário reajustar a injeção para melhorar a eficiência térmica. Em termos gerais as misturas com biodiesel apresentaram reduções na opacidade da fumaça, emissão de particulado, hidrocarbonetos, CO₂ e CO, porém, causaram um pequeno acréscimo nas

emissões de NO_x . O maior número de cetano do biodiesel resultou em um pequeno retardo na ignição e uma maior duração da combustão (Barnwal, 2005).

Uma comparação do rendimento do biodiesel derivado de óleo de carinata e Diesel foi efetuada com relação ao rendimento do motor e das emissões. Não existiu uma variação considerável no torque para diferentes valores de carga com o biodiesel. Com relação ao Diesel, o biodiesel apresentou níveis menores de CO para cada nível de carga do motor. Sob cargas elevadas uma redução máxima de 35% de emissão de CO foi observada. O biodiesel mostrou altos níveis de concentrações de NO_x com relação ao Diesel. O total de emissões de fuligem para biodiesel foi menor do que com o Diesel para todos os valores de carga, apesar da fração orgânica solúvel ser maior do que a obtida com Diesel (Cardone, 2003).

Teste com biodiesel metil éster de óleo de girassol, misturado com Diesel em proporções de até 30%, num motor Diesel de ônibus, foi realizado; porém, informações do uso prático dos derivados de óleo de girassol são escassos. Os resultados incluem a avaliação do rendimento do motor, consumo de combustível e concentrações de CO e NO_x no gás de exaustão. Foi comparada a opacidade do gás de exaustão usando as misturas de Diesel com biodiesel. Não se notou uma diferença considerável entre usar DF100 e a mistura com o biodiesel. Foi observada uma pequena queda na potência, quando foi adicionado o biodiesel em uma proporção de 30%, independentemente da rotação do motor. Para rotações entre 1200 e 1800 rpm os rendimentos do motor com o DF e DF95/B5 foram quase iguais.

Uma análise estatística mostrou que não há diferenças significativas nos valores de eficiência térmica com o biodiesel e o Diesel. O rendimento do motor com o biodiesel e Diesel foi similar. Adicionando biodiesel ao Diesel houve um pequeno acréscimo no consumo de combustível. Diminui a concentração de CO nos gases de exaustão (aumentando para altas rotações). Nos mesmos valores de carga, as concentrações de NO_x foram inferiores para biodiesel, quando comparadas com o Diesel, para baixas rotações do motor. Atingiu-se o nível mínimo quando o motor operou sem carga. Concentrações ligeiramente inferiores de NO_x são obtidas com o Diesel (Da Silva, 2003).

As Figuras, a seguir, mostram os resultados das análises dos motores de combustão interna de três tipos utilizando biodiesel e apresentam valores diferentes com relação a parâmetros de rendimento e emissões. As Figuras 1.1 e 1.2 mostram os resultados de quatro artigos. Laforgia e Kalligeros utilizaram motores com injeção indireta, porém mostraram resultados diferentes. Altin e Da Silva utilizaram motores com injeção direta com turbo-compressão. Observou-se que, a plena carga, a potência do motor aumenta com misturas de

até 20% de biodiesel. Para proporções maiores da mistura a potência se reduz podendo chegar até 18%.

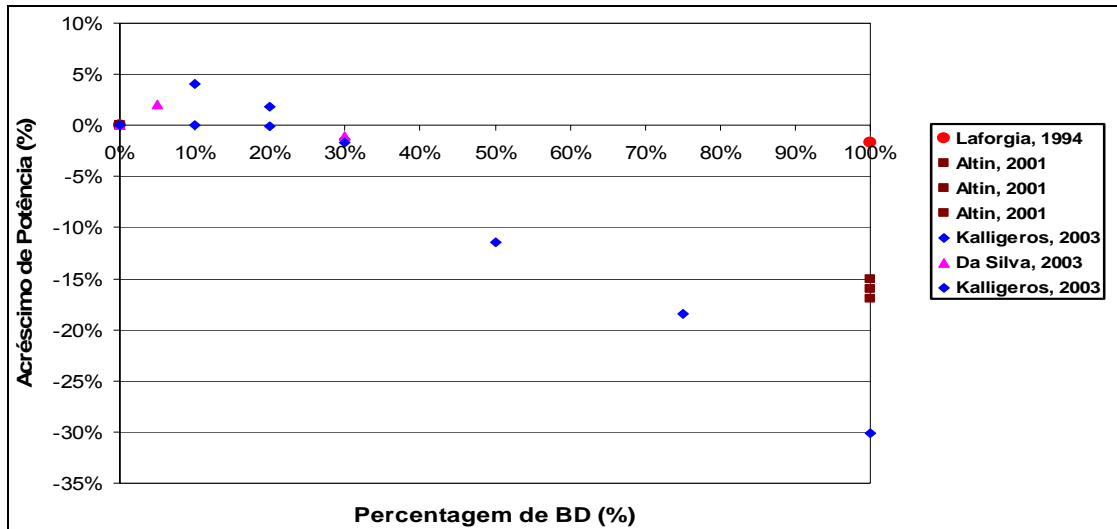


Figura 1.1 - Efeito da concentração do biodiesel na potência a plena carga

Na Figura 1.2 observam-se os resultados de alguns artigos (ver legenda) sobre a variação de torque ao usar misturas com biodiesel a plena carga. Aparentemente, o torque aumentou levemente para concentrações menores que 20% de biodiesel. Para concentrações maiores, o torque diminuiu. No caso de motores com injeção direta e indireta (Carrareto, 2004 e Laforgia, 1994), a diminuição foi menor do que com motores com turbo-compressão (Altin, 2001).

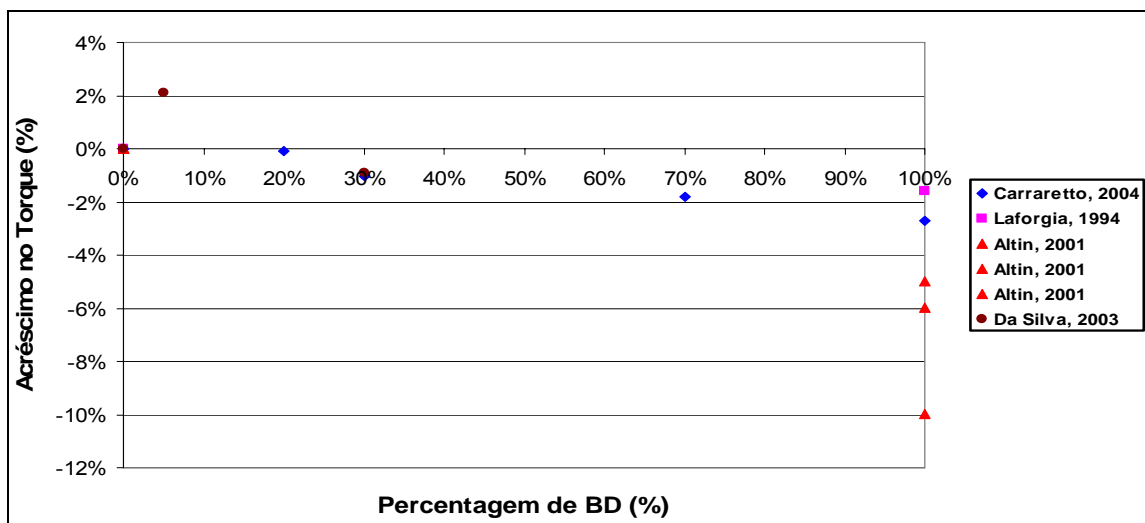


Figura 1.2 - Efeito da concentração do biodiesel no torque a plena carga

A Figura 1.3 mostra os resultados contraditórios na variação da eficiência para diferentes experimentos (ver legenda) ao usar misturas com biodiesel a plena carga. Barnwal utilizou motores com turbo-compressão que apresentaram um leve acréscimo na eficiência em todas as proporções de biodiesel. Laforgia relatou um acréscimo de 5% usando biodiesel puro em um motor com injeção indireta. Raheman utilizou injeção direta e obteve acréscimo na eficiência usando até 60% de biodiesel e uma redução para proporções maiores.

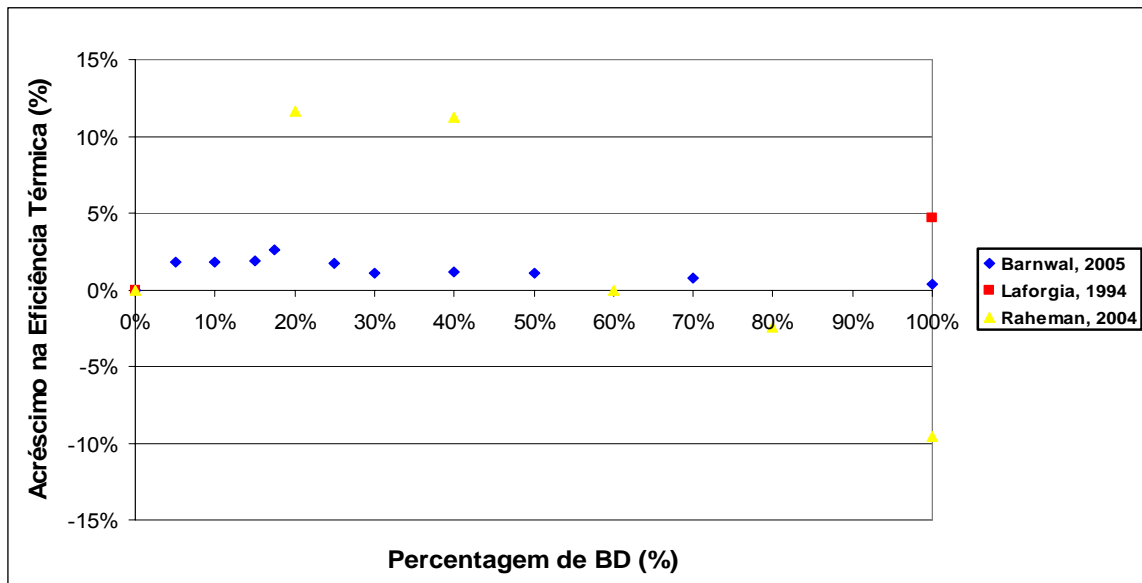


Figura 1.3 - resultados contraditórios na variação de eficiência

Em termos gerais, os artigos mostram que os parâmetros de rendimento em plena carga tendem serem melhores com misturas de até 20% de biodiesel. Para proporções maiores a tendência é a redução do rendimento.

O rendimento a carga parcial mostrou um pequeno acréscimo na potência do motor de injeção direta em cargas parciais, adicionando biodiesel ao Diesel foi relatado na maioria dos artigos. Isto pode ser explicado pelo alto conteúdo de O_2 no biodiesel, o qual aumenta a eficiência térmica no processo de combustão. Também utilizando o biodiesel nesse tipo de motores se observou um acréscimo no torque do motor. Semelhante a potência, o acréscimo é devido ao alto conteúdo de O_2 no biodiesel. Para cargas parciais a eficiência do motor de injeção direta parece aumentar levemente com o biodiesel, comparada com o Diesel.

Os artigos revisados mostraram resultados contraditórios em relação ao consumo de combustível. Porém, a maior parte, relatou um aumento no consumo de combustível. Isto era esperado considerando o menor poder calorífico do biodiesel. A Figura 1.4 mostra que motores com injeção direta com turbo-compressão (Haas, 2001 e Sharp, 1994), e indireta (Kalligeros, 2003 e Laforgia, 1995), aumentaram o consumo de combustível ao aumentar a proporção de biodiesel. Na mistura, um único caso mostrou uma diminuição no consumo (Raheman, 2004).

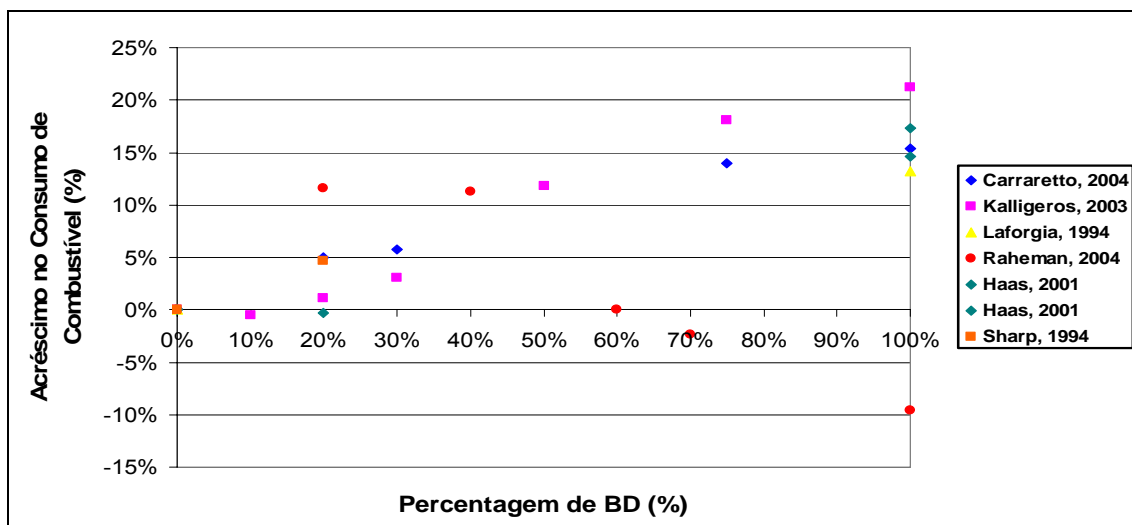


Figura 1.4 - Efeito da concentração do biodiesel no consumo de combustível

Verifica-se que as emissões de CO diminuem com a adição de biodiesel no Diesel, na maioria dos casos, como pode se observar na Figura 1.5, todos os testes feitos em motor com turbo-compressão relataram uma redução na emissão de CO, ao usar biodiesel puro. Devem ser analisadas as condições em que foram desenvolvidos os testes efetuados por Altin (injeção direta), e Laforgia (injeção indireta), onde se relatou um acréscimo na emissão de CO, usando biodiesel B100.

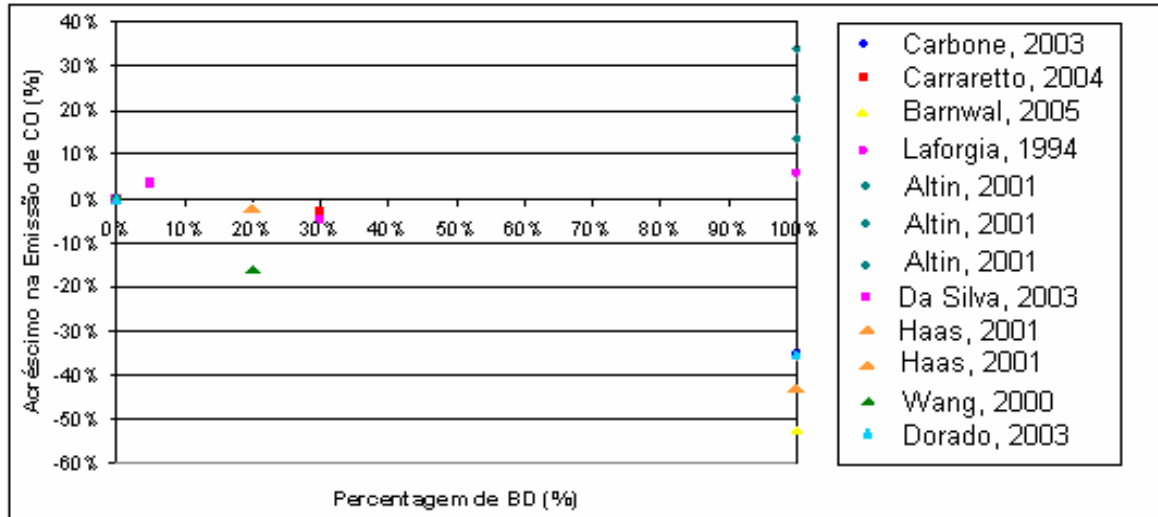


Figura 1.5 - Efeito da concentração do biodiesel na emissão de CO a plena carga

Para altas concentrações de biodiesel na mistura não existiu maior mudança na emissão de CO₂. Isto parece acontecer também para baixas concentrações de biodiesel. Na Figura 1.6 observam-se alguns dados de emissão de CO₂. Os dados de Altin e Laforgia mostraram reduções significativas de emissão de CO₂.

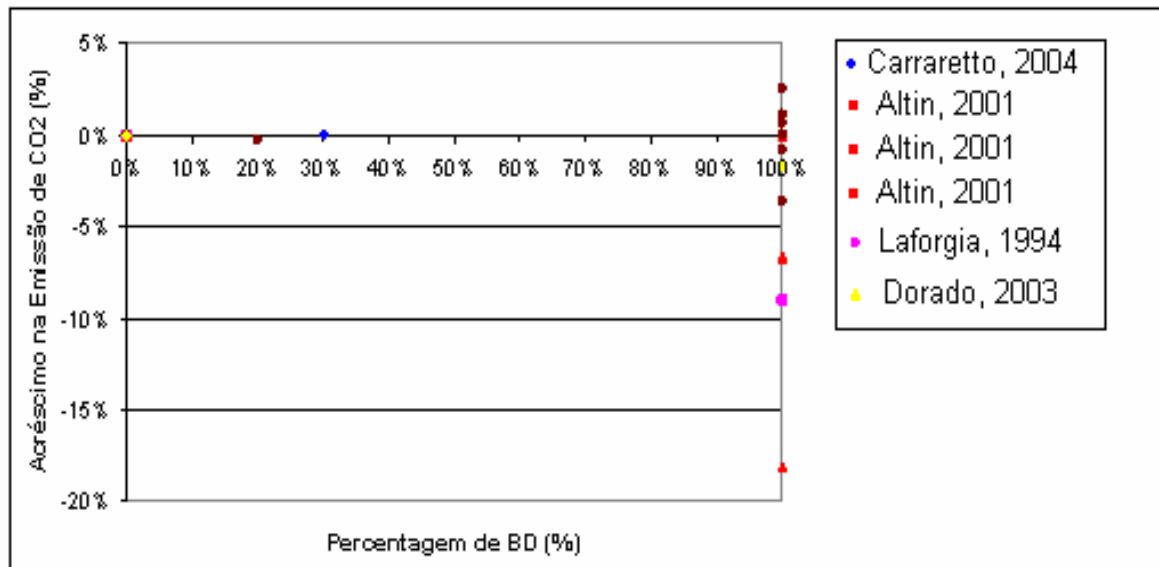


Figura 1.6 - Efeito da concentração do biodiesel na emissão de CO₂ a plena carga

Os dados com relação à emissão de NO_x ao usar biodiesel em motores de injeção direta, apresentam-se contraditórios; porém, na maioria dos casos observou-se um acréscimo na emissão de NO_x quando se utilizou uma proporção maior de biodiesel. Novamente os dados de Altin se distanciam muito dos outros autores. A Figura 1.7 ilustra o comentado anteriormente.

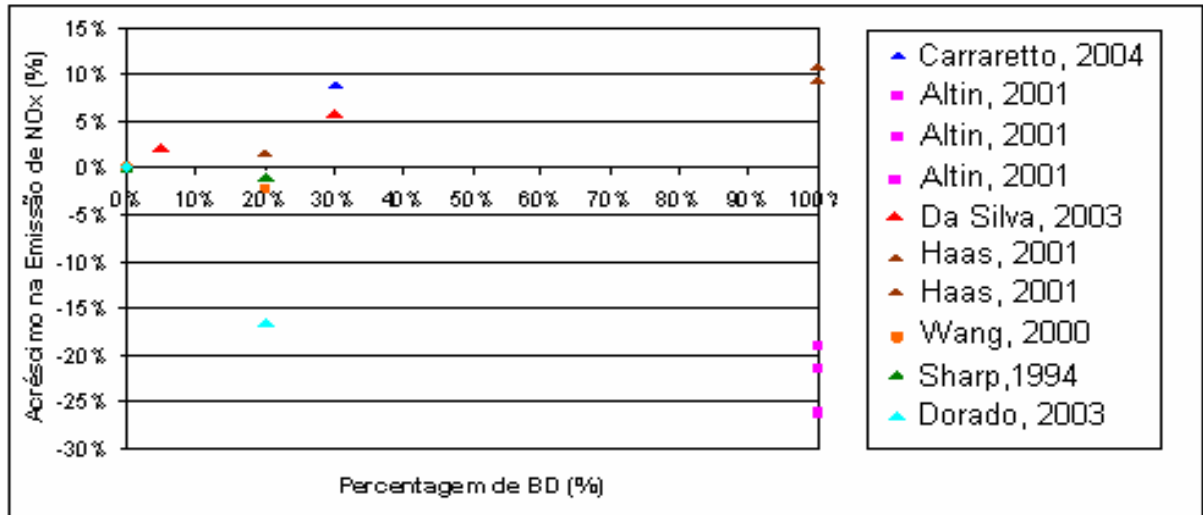


Figura 1.7 - Efeito da concentração do biodiesel na emissão de NO_x a plena carga

1.5.1.4 Conclusões Gerais Para Motores Alternativos de Combustão Interna

Para motores com injeção direta a potência a plena carga aumenta quando se aumentou a fração de biodiesel na mistura com Diesel; nos outros tipos de motores a potência aumentou até a mistura B30; para frações maiores a potência se reduz.

Em todos os tipos de motores, o torque se reduz com o biodiesel na mistura com Diesel; porém, nos motores com injeção direta e turbo-compressor, o torque aumentou levemente para frações pequenas de biodiesel. Para os três tipos de motores observou-se um acréscimo da eficiência térmica em todas as frações de biodiesel na mistura. Isto se explica porque o aumento no consumo de combustível foi superado pelo aumento da potência.

O consumo de combustível sofreu um leve aumento (média de 10%) com biodiesel comparado com o Diesel; isto foi comum nos três tipos de motores. Todos os casos relataram uma diminuição na emissão de CO (alguns de até 50%) com o biodiesel.

Os motores com injeção direta e injeção direta com turbo-compressor mostraram um aumento nas emissões de CO₂; esse aumento ficou mais acentuado para altas frações de biodiesel na mistura. Nada pode se concluir do efeito do biodiesel nas emissões de CO₂ para motores de injeção indireta.

Não foi possível concluir sobre a emissão de NO_x usando biodiesel nos motores de combustão interna. Motores de injeção direta com turbo-compressor mostraram um aumento nas emissões de NO_x. Porém, o efeito não ficou claro em motores com injeção direta e indireta.

Os três tipos de motores mostraram uma redução na emissão de hidrocarbonetos para todas as frações de biodiesel na mistura.

Foi evidente que os artigos mostraram que há um aumento na densidade, viscosidade e temperatura de orvalho do combustível ao ser adicionado biodiesel, comparado com os mesmos parâmetros do Diesel. Também se observou uma redução no conteúdo de enxofre e no valor do poder calorífico inferior.

1.5.2 Artigos que Relatam o Uso do Biodiesel em Turbinas a Gás

Nesta revisão bibliográfica, seguiu-se esta metodologia para analisar os testes de turbinas alimentadas com biodiesel ou misturas de querosene de aviação (JF) com biodiesel.

Os valores obtidos para o biodiesel foram comparados com os valores obtidos com o combustível original para turbinas (JF).

Testes de turbinas a gás operando com biodiesel foram realizados por Bist (2004), Lopp (1995), Mimura (2003) Schmellekamp (2004) e Wendig em (2004). Os resultados apresentados nas publicações foram divididos em dois grupos: parâmetros de rendimento e emissões e são mostrados a seguir.

Bist (2004) apresenta os resultados da viabilidade na utilização de metil ésteres derivados do óleo de soja, como aditivos, adicionando ou substituindo os combustíveis de

uma turbina a gás do tipo aeronáutico. O propósito foi identificar quais misturas cumprem as especificações de combustíveis de turbina a gás, visando usá-las em turbinas a gás sem a necessidade de alterar o projeto do motor (Bist, 2004).

Com o combustível aeronáutico puro o consumo de combustível aumentou linearmente com o aumento na rotação da turbina livre. Como a potência também aumenta com a rotação, verificou-se um consumo específico de combustível praticamente constante, entre 40% e 70% da rotação. As curvas para B2 e B5 foram similares quando se utilizou o combustível aeronáutico puro. A curva obtida com o B10 não se mostrou significativamente diferente das curvas anteriores; porém, com o B20 e B30 o consumo de combustível foi significativamente maior do que o mostrado com o combustível aeronáutico puro. O aumento foi de 7% para o B20 e 10% para o B30 correspondente às misturas B20 e B30, respectivamente. A explicação é que o aumento de biodiesel no combustível diminui o poder calorífico inferior e também leva a uma redução no rendimento da combustão da turbina a gás (Bist, 2004).

Foram colhidos os dados de emissões de CO para diferentes misturas de combustíveis (B2, B5, B10, B20 e B30), e diferentes rotações (30%, 40%, 50%, 60% e 70%). Com o combustível aeronáutico puro, os níveis de CO se mantiveram cerca de 960 ppm em uma rotação entre 40% e 50% do valor nominal; acima disso caíram exponencialmente até 650 ppm a 70% da rotação. As turbinas a gás estão projetadas para operar em rotações de 70 a 90% e são muito ineficientes fora dessa faixa de operação. As emissões de CO foram compatíveis com o aumento na eficiência da combustão e a eficiência de operação da máquina, com o acréscimo na rotação. As emissões de CO com o B2 não foram muito diferentes do obtido com o combustível aeronáutico puro. Porém, acima de 60% de rotação, as misturas B5 e B10 mostraram emissões de CO maiores que as do combustível aeronáutico puro. A emissão de CO aumenta com o aumento das misturas do biodiesel B10 até B30. Para rotações de 40 a 50% as emissões de CO são similares as do combustível aeronáutico puro. Acima de 50% de rotação a emissão de CO aumenta quando se aumenta a concentração da mistura. A 70% da rotação as emissões de CO com o B2 e B5 foram, aproximadamente, 2% maiores e com B30 chegaram a ser 15% maiores que as obtidas com o combustível aeronáutico puro. Níveis maiores de CO indicam uma redução na eficiência da combustão com o aumento na concentração de biodiesel no combustível. Este comportamento é contrário ao mostrado pelo diesel em motores de combustão interna, onde as emissões de CO diminuem com o aumento na concentração. O biodiesel utilizado é o metil éster de soja, que é composto de longas cadeias de carbono (C_{16} a C_{18}). Quando usado em motores de combustão, que são máquinas de baixa rotação, a ignição do combustível acontece a cada quatro impulsos do

pistão. Na turbina a gás a combustão acontece continuamente. O tempo de permanência disponível para a queima do combustível é muito maior nos motores alternativos de combustão do que em turbinas a gás. Na turbina a gás, resultam em uma combustão incompleta e maiores emissões de CO. Outra razão para a diferença pode ser que, enquanto motores alternativos de combustão operam a grandes taxas de compressão (15:1 até 20:1), a turbina estudada no artigo, tem uma baixa razão de pressão (6:1). Deve-se observar que o comportamento da turbina estudada com as misturas com biodiesel não deve ser utilizado para prever o rendimento de outras turbinas a gás de aviação, as quais podem alcançar razões de pressão da ordem de 40:1 (Bist, 2004).

As emissões de NO com o combustível aeronáutico puro aumentaram linearmente com o acréscimo na rotação. Isto era esperado, já que um aumento na rotação, implica em aumento na temperatura de combustão, o que facilita a formação de NO. Com o B2 as emissões de NO não foram significativamente maiores do que aquelas obtidas com combustível aeronáutico puro. Com o B5, entre 40% e 50% da rotação, as emissões de NO também não mostraram uma diferença significativa com relação ao combustível aeronáutico puro. Já para rotações acima de 50%, as emissões de NO com o B5 foram claramente maiores. Com o B10, as emissões de NO foram significativamente maiores do que as emissões do combustível aeronáutico puro, em todas as rotações, porém, essa diferença diminuiu ao aumentar a rotação. Para todas as rotações, a emissão de NO aumentou ao aumentar a concentração de biodiesel.

As emissões de NO₂ também elevaram ao aumentar a rotação. As emissões de NO₂ com o B2, B5, B10, B20 e B30 estão dentro da faixa de variação do combustível aeronáutico puro. Em resumo, para todos os valores de rotação, as emissões de NO aumentaram ao aumentar a concentração de biodiesel no combustível. Para cada concentração, o aumento percentual de emissões de NO diminuiu ao aumentar a rotação. Em todos os casos, as emissões de NO₂, foram similares as do combustível aeronáutico puro (Bist, 2004).

A densidade do combustível aeronáutico puro é de 811 kg/m³ e a densidade do biodiesel de soja puro com saturação está em torno de 879 kg/m³, ambos a 15 °C. Os valores de densidade obtidos para as misturas até B40 ficaram dentro das especificações. A densidade do B40 foi de 838 kg/m³, a qual está muito próxima do limite máximo da norma ASTM D 1655 que é 840 kg/m³ a 15 °C (Bist, 2004).

A viscosidade cinemática do combustível aeronáutico puro a 24 °C foi de 1,878 cSt (mm²/s). Para os combustíveis B10, B20 e B30 com saturação, as viscosidades cinemáticas foram respectivamente de 2,078, 2,301 e 2,548 cSt (mm²/s). O aumento de viscosidade do

B30 com relação ao combustível aeronáutico puro foi de 67% a 24 °C. A 0 °C a viscosidade do combustível aeronáutico puro foi de 3,192 cSt (mm²/s). A viscosidade do B10, B20 e B30 a 0 °C foi de 3,618, 4,075 e 4,592 cSt (mm²/s), respectivamente, apresentando um aumento de 44% da viscosidade do B30 em relação ao valor do combustível aeronáutico puro. A -20 °C, o combustível aeronáutico puro tem uma viscosidade de 4,735 cSt (mm²/s), e o B10, B20 e B30 mostraram viscosidades de 5,471, 6,435 e 7,536 cSt (mm²/s), respectivamente, com um acréscimo de 60% no valor do B30 comparado com o combustível aeronáutico puro. O biodiesel de soja mostrou um efeito significativo na viscosidade do combustível aeronáutico puro. Os valores de viscosidade encontram-se dentro do limite da norma ASTM D 1655, sendo que o B30 esteve perto desse limite. Assim, essa proporção é estabelecida, como o limite máximo de mistura para cumprir com as especificações da norma para viscosidade (Bist, 2004).

O limite máximo da norma ASTM D 6751 para biodiesel é de 0,02% de massa com conteúdo de glicerina livre e de 0,24% da massa com conteúdo de glicerina total. O combustível aeronáutico puro não continha glicerina. O biodiesel de soja apresentou um conteúdo de glicerina livre, de 0,001% da massa. O conteúdo de glicerina total foi de 0,001% da massa. O conteúdo de glicerina na mistura com biodiesel deve ser mantido tão baixo quanto possível. A glicerina, no combustível, pode produzir acréscimo de depósitos de impurezas dentro da máquina, uma combustão pobre, e ter efeito negativo nas propriedades quando houver fluxo frio. Esses efeitos são difíceis de medir sem testes prolongados da turbina utilizando o biodiesel como combustível. Porém, se considera que a mistura B30/JF70 (biodiesel com glicerina total de 0,003%, e combustível aeronáutico puro sem glicerina), teria um conteúdo de glicerina de aproximadamente 0,0009% o que pode ser considerado desprezível (Bist, 2004).

O poder calorífico no combustível aeronáutico puro foi de 43,18 MJ/kg. Os valores encontrados para o biodiesel, com saturação de 14,69%, 7,07%, 1,76% e 0,48%, foram de 36,016; 36,170; 37,092 e 37,258 MJ/kg respectivamente. Esses valores são inferiores ao requerimento da norma ASTM para combustíveis de turbina aeronáutica (42,8 MJ/kg). Deve-se observar que para a pesquisa isto não é problema, já que vão ser estudadas turbinas a gás para geração de energia elétrica. Para misturas B20, B30 e B40 foram encontrados valores 2, 3,5 e 5% menores aos requerimentos pela ASTM, respectivamente. Deve-se observar que o poder calorífico, obtido utilizando um calorímetro, é a máxima energia disponível de um combustível sob condições perfeitas de combustão; porém, dependendo do projeto e eficiência térmica da turbina e das características do combustível, a energia disponível pode

ser muito inferior. Devido ao fato de que as turbinas aeronáuticas foram projetadas para operar com querosene, só se pode conhecer o rendimento com biodiesel mediante sucessivos testes, variando a concentração de biodiesel nas misturas com diesel (Bist, 2004).

Foram efetuados testes de estabilidade oxidativa térmica dos combustíveis: JF, B2/JF, B5/JF e B10/JF. As misturas com biodiesel tinham um valor de saturação de 3,41%; todas as misturas falharam em, pelo menos, um critério do teste. As misturas B2 e B5 falharam no critério visual, já que apresentaram depósitos de impurezas dentro da turbina em quantidades maiores do que aquelas aceitas pela norma. A mistura B10 teve colorações anormais ou depósitos incomuns e inaceitáveis segundo a norma ASTM. Nenhuma das misturas apresentou aumento na pressão através do filtro. Isto significa que nenhum deles produz altas quantidades de sedimentos que possam entupir o filtro. A redução na estabilidade oxidativa térmica é esperada devido a não saturação do biodiesel de soja (Bist, 2004).

Lopp (1995) apresenta os resultados de desempenho térmico da turbina a gás utilizando mistura do combustível aeronáutico puro e biodiesel de óleo de soja. Neste trabalho foram utilizadas duas turbinas a gás, em testes de operação de 10 e 15 minutos respectivamente, com a intenção de aumentar os tempos em futuros testes com o biodiesel. Foram testados três combustíveis: JF, B10/JF90 e B20/JF80. As misturas foram selecionadas baseadas em predições de confiabilidade e os resultados da pesquisa publicados em relatórios sobre a aplicação de biodiesel em motores a diesel. O rendimento geral das duas turbinas a gás com misturas de biodiesel alcançou o seu valor nominal com o B20 apresentando um rendimento um pouco melhor do que o B10 (Lopp, 1995).

Com o combustível aeronáutico puro o consumo foi de 23,79 kg/h. Testes na Turbina 1, com o B10 relataram um consumo de combustível de 25,79 kg/h, e com o B20 a turbina consumiu 26,04 kg/h. Isto demonstra um aumento no consumo de combustível ao aumentar a proporção de biodiesel. O artigo relatou que a temperatura ambiente pode causar uma variação no consumo da turbina de até 0,0756 kg/h, motivo pelo qual são necessários múltiplos testes adicionais em diferentes temperaturas ambiente. No teste com a Turbina 2 se notou um aumento no consumo de combustível proporcional à adição de biodiesel na mistura. O consumo de combustível indicou que as misturas com biodiesel foram suficientemente compatíveis para permitir testes adicionais e ter um grande potencial como combustível alternativo (Lopp, 1995).

Os valores de temperatura dos gases de exaustão da Turbina 1, utilizando as misturas com biodiesel, se mantiveram dentro dos limites presentes na norma. Ao ser testada a Turbina

2, não se obteve nenhuma variação na temperatura dos gases de exaustão ao ser alimentada com combustível aeronáutico puro, B10 e B20 (Lopp, 1995).

A emissão de CO₂ durante o teste com a Turbina 2 mostrou uma redução ao ser alimentada com B20 (Lopp, 1995).

Foi feita uma avaliação visual das emissões de material particulado e fuligem na Turbina 1. As duas misturas B10 e B20 não mostraram uma indicação visível de aumento na emissão de material particulado comparado com o combustível aeronáutico. Inspeções posteriores no combustor e nas paletas da turbina não mostraram material estranho ou degradação visível. Não se observou danificação nem ruptura dos componentes (Lopp, 1995).

Quando se usou B10 e B20 na Turbina 1 se verificou uma menor emissão de fumaça, com uma cor mais clara e um cheiro menos picante do que para o combustível aeronáutico puro (Lopp, 1995).

A densidade do biodiesel de soja é um pouco maior (0,883 g/cm³) comparada com a do combustível aeronáutico puro (0,802 g/cm³) a 15 °C. Se os materiais não formam uma mistura estável, podem aparecer problemas resultantes da separação dos combustíveis, com acúmulo de biodiesel no interior da máquina (Lopp, 1995).

A viscosidade é a medida da resistência ao escoamento exposta por um fluido, sendo função da temperatura. A viscosidade relatada para o biodiesel de soja a 37,8 °C é, aproximadamente, quatro vezes o valor típico do combustível aeronáutico puro. Devido ao ponto de congelamento do biodiesel ser de -3°C, não se atingem as especificações do combustível aeronáutico puro. Isto pode ser uma barreira importante na utilização de biodiesel dependendo da concentração na mistura; porém, existem aditivos que podem mudar essa característica do combustível (Lopp, 1995).

Mimura em (2003) realizou um estudo do rendimento e emissões de uma micro-turbina a gás alimentada com óleo residual de fritura, recuperado. Foi explicado o processo de tratamento do óleo residual para a obtenção de biodiesel e realizado um estudo das emissões e das características econômicas.

O biodiesel obtido de óleo alimentício residual regenerado, apresentou um valor de eficiência térmica total do sistema (geração combinada de calor e energia elétrica CHP) de 64% a plena carga, ao ser utilizado para alimentar a micro-turbina de 30 kW no estudo. Esta micro-turbina, utilizando o biodiesel, atingiu uma eficiência térmica de 43% a plena carga (Mimura, 2003).

O biodiesel apresentou um consumo de combustível de 12,3 L/h à plena carga, ao ser utilizado para alimentar a micro-turbina de 30 kW. A emissão de CO foi de 6 ppm. Também

houve emissão de SO_x inferior a 1 ppm, e 23 ppm de NO_x. Este biodiesel apresentou uma emissão de hidrocarbonetos de 12 ppm e a emissão de fumaça negra foi inferior a 0,01% (Mimura, 2003).

O biodiesel obtido de óleo alimentício residual regenerado apresentou uma viscosidade de 6,17 cSt (mm²/s). Para o óleo de referência, a viscosidade foi 3,8 cSt (mm²/s). O número de cetano foi 58 que é próximo do valor do óleo de referência (57) (Mimura, 2003).

O biodiesel apresentou um poder calorífico superior de 9560 kcal/kg, menor do que valor do óleo de referência que é 10930 kcal/kg. O conteúdo de enxofre foi de 0,03% em massa. Este é maior do que o valor do óleo de referência, cujo teor de enxofre é menor que 0,02 (Mimura, 2003).

Schmellekamp em (2004) apresentou os resultados da utilização de óleo vegetal natural de semente de colza em uma micro-turbina de 30 kW. Justifica-se a utilização desse combustível alternativo devido ao seu baixo custo de produção. Os Valores são apresentados para misturas de 10, 20 e 30% de óleo de colza com diesel.

O consumo de combustível utilizando as misturas de 10 e 20% de óleo vegetal com DF foi ligeiramente maior que o DF puro. Utilizando-se 30% de óleo vegetal obteve-se um consumo maior do que o DF em, aproximadamente, 12% para toda a faixa de operação (Schmellekamp, 2004).

Com a mistura de 10% de óleo vegetal com DF foram obtidas emissões de CO menores que as do DF, em toda a faixa de operação, com uma média de redução de 1,5%. Utilizando-se 20% de óleo vegetal, para carga parcial de até 60%, obteve-se menores emissões de CO do que o DF. Para valores maiores de carga, as emissões começaram a ser superiores as do DF, chegando a ser 2% maior a plena carga. Utilizando-se a mistura com 30% de óleo vegetal, as emissões foram sempre maiores do que as do DF, chegando a 5% de acréscimo a plena carga (Schmellekamp, 2004).

Foi relatada uma viscosidade do óleo de colza de 25 cSt (mm²/s), que se mostrou muito elevada quando comparada com a do biodiesel 6 cSt (mm²/s) e a do Diesel 3-4 cSt (mm²/s). Isto pode ocasionar problemas no sistema de alimentação de combustível e nos bicos injetores (Schmellekamp, 2004).

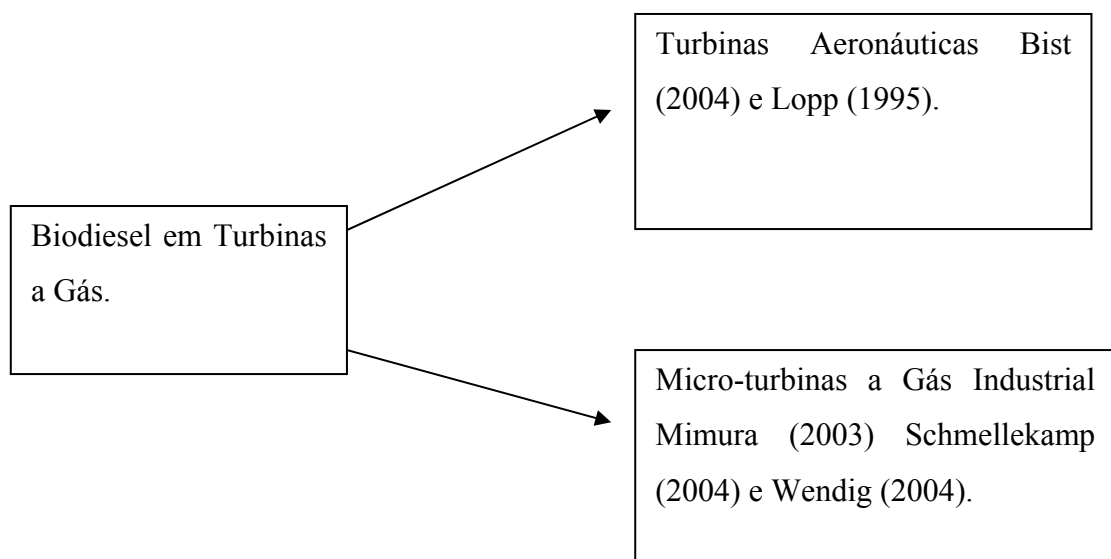
Wendig em (2004) apresenta os resultados de testes realizados em uma micro-turbina de 75 kW, queimando biodiesel de colza, girassol e gordura animais. Foram apresentados resultados interessantes sobre emissões, assim como efeitos corrosivos desses combustíveis nas micro-turbinas estudadas.

Utilizando-se B100 de colza se observou um aumento no consumo de combustível de 17%. Com B100 de soja o aumento foi de 18%, e com B100 de gordura animal foi de 16%. A temperatura no exaustor da turbina alimentada com biogás, manteve-se estável em toda a faixa de operação (Wendig, 2004).

Os três tipos de biodiesel apresentaram acréscimo significativo de emissão de CO à plena carga. O biodiesel de colza mostrou um aumento de 45%, o de soja 55% e o de gordura animal de 105%. Com 55% de carga se observou um aumento de 30%, 40% e 75%, respectivamente (Wendig, 2004). À plena carga os três tipos de biodiesel apresentaram incrementos de emissão de CO₂ comparados com o DF. O biodiesel de colza mostrou um acréscimo de 2%, o de soja 10% e o de gordura animal 20%. Com 55% de carga os acréscimos foram de 0,5%, 10% e 25%, respectivamente (Wendig, 2004).

Os biodiesel de colza e soja apresentaram redução de emissão de NO_x à plena carga (5% e 0,5%). Com 55% de carga as reduções relatadas foram de 10% e 2%, respectivamente. O biodiesel de gordura animal mostrou um aumento de 28% comparado com o DF. Com 55% de carga se observou um acréscimo de 50% (Wendig, 2004). Os três tipos de biodiesel (colza, soja e gordura animal) mostraram redução na opacidade da fumaça de 65%, 70% e 100%, respectivamente, à plena carga, segundo foi relatado. Com 55% de carga, as reduções foram de 70%, 65% e 100% (Wendig, 2004).

Para uma análise detalhada das referências bibliográficas, dividimos em turbinas a gás aeronáuticas e micro-turbinas a gás industriais, com seus respectivos autores:



A Tabela 1.1 apresenta os tipos de biodiesel utilizados em turbinas a gás aeronáuticas e micro-turbinas a gás industriais e as referências bibliográficas do ano das publicações dos artigos.

Tabela 1.1 - Biodiesel nas turbinas e micro-turbinas a gás dos artigos estudados

Biodiesel	Turbinas a Gás	Micro-turbinas a Gás	Referências (Ano)
Metil de óleo de soja	Aeronáutica	-	Bist (2004)
Óleo de soja	Aeronáutica	-	Lopp (1995)
Óleo residual de fritura	-	Industrial	Mimura (2003)
Óleo de semente de colza	-	Industrial	Schmellekamp (2004)
Colza, Girassol, Gordura animal	-	Industrial	Wendig (2004)

Os artigos revisados mostram os resultados em relação ao consumo de combustível, porém, todos os artigos relataram um aumento no consumo de combustível. Isto era esperado considerando o menor poder calorífico do biodiesel. A Figura 1.8 mostra que as turbinas aeronáuticas (Bist, 2004 e Lopp, 1995), tiveram um aumento no consumo de combustível ao aumentar a proporção de biodiesel, isto acontece também com a micro-turbinas (Schmellekamp, 2004 e Wendig, 2004).

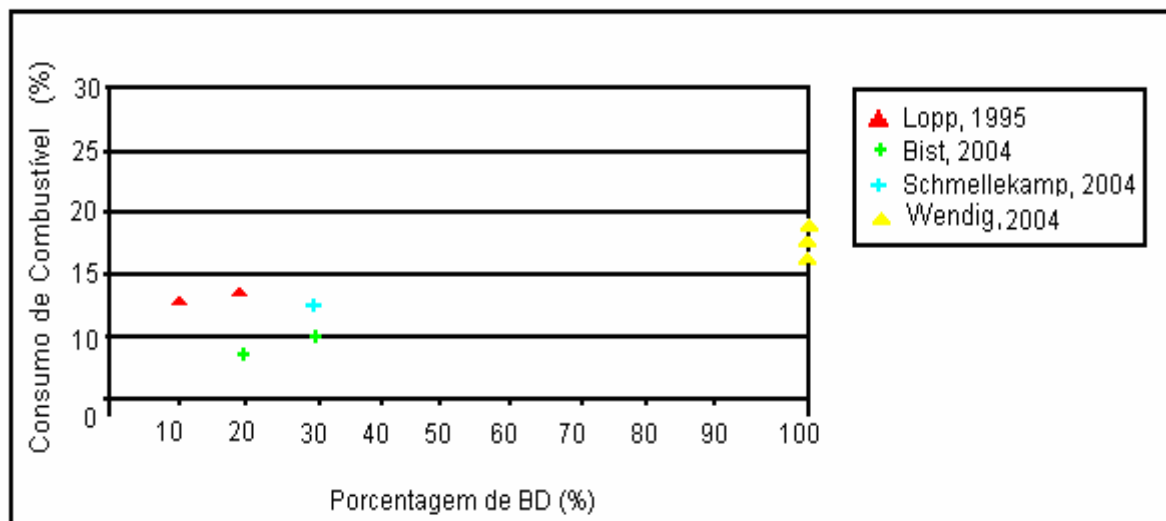


Figura 1.8 - Efeito da concentração de biodiesel no consumo de combustível em turbinas

Devido aos poucos trabalhos presentes na literatura não se pode obter conclusões definitivas sobre o desempenho das turbinas a gás alimentadas com misturas de combustível aeronáutico e biodiesel, porém, pode-se esperar um aumento na demanda volumétrica do combustível quando se utiliza misturas com biodiesel sobre as emissões das turbinas a gás alimentadas com misturas de combustível aeronáutico e biodiesel observou-se que as emissões de CO caem ao aumentar a potência; pode-se esperar uma redução na emissão de fumaça e um aumento na emissão de NO_x. Também é provável observar acumulação indesejável de impurezas dentro da turbina.

Capítulo 2

O BIODIESEL E AS SUAS PRÍNCIPAIS CARACTERÍSTICAS

2.1 INTRODUÇÃO

Dentre as diversas possibilidades consideradas na literatura, os óleos vegetais constituem a fonte renovável mais promissora para a obtenção de combustíveis líquidos capazes de substituir o óleo Diesel. Os combustíveis obtidos a partir de óleos vegetais apresentam qualidades que os diferenciam como combustíveis sustentáveis, entre elas a ausência de enxofre na composição química.

A utilização de óleos vegetais é encontrada, deste o final do século XIX e princípio do século XX, quando o Engenheiro Alemão Rudolph Diesel abasteceu o motor de sua invenção com óleo de amendoim na feira em Paris em 1900, e naquela época essas palavras foram ditas:

“O motor diesel pode ser alimentado com óleos vegetais e poderá ajudar consideravelmente o desenvolvimento da agricultura em outros países onde ele funcionar. Isso parece um sonho do futuro, mas eu posso prever com inteira convicção que esse modo de emprego no motor diesel pode, num tempo dado, adquirir uma grande importância”.

Mas razões de natureza econômica, principalmente o maior custo e menor disponibilidade frente aos derivados de petróleo, levaram ao abandono os óleos vegetais como combustíveis. Conseqüentemente com as crises de energia ocorridas na segunda metade do século XX mostraram que era preciso à busca por novas fontes renováveis. Esta busca resultou, dentre outros, em um combustível alternativo denominado "biodiesel". Um combustível líquido originário do ciclo produtivo agro-industrial, produzido através de recursos biológicos renováveis, ou seja, recursos repostos pelo crescimento de vegetais. O biodiesel é obtido através da conversão da energia armazenada nos vegetais em combustíveis e, portanto, a principal fonte de energia contida neste biocombustível provém do sol (Andrade, 2002).

Este capítulo descreve o panorama do que se conhece sobre o biodiesel, desde a definição do combustível renovável, mostrando o estágio atual do biodiesel no mundo, passando para as principais características das oleaginosas e os processos de produção do biodiesel.

2.1.1 Definição do biodiesel

O biodiesel é um combustível obtido de fontes renováveis, tais como, óleos vegetais, gorduras animais, óleos residuais de fritura e matérias graxas de esgoto por intermédio de processos químicos como, transesterificação ou craqueamento térmico. Quimicamente é definido como um éster monoalquílico de ácidos graxos de cadeia longa, com características físico-químicas, semelhantes ao diesel mineral. É um combustível biodegradável, não tóxico e apresenta baixos índices de emissão. O biodiesel é completamente miscível com o Diesel de origem mineral e, portanto, pode ser utilizado tanto na sua forma pura, quanto na forma de misturas.

Mundialmente passou-se a adotar uma nomenclatura específica para identificar a concentração do biodiesel na mistura; é o biodiesel BXX, onde XX é a porcentagem em volume do biodiesel à mistura; por exemplo, o B2, B5, B20 e B100 são combustíveis com uma concentração de 2%, 5%, 20% e 100% de biodiesel, respectivamente.

2.1.2 Biodiesel no mundo

Os governos de diferentes países, em parceria com a iniciativa privada e centros de pesquisa, vêm desenvolvendo e testando diferentes biocombustíveis. Países como Estados Unidos, Alemanha, França e Itália estão produzindo o biodiesel comercialmente, estimulando o desenvolvimento em escala industrial. No mercado internacional, o biodiesel produzido tem sido utilizado em veículos de passeio, frotas cativas, transporte público e na geração de eletricidade. Os mecanismos utilizados para garantir sua competitividade e apoiar sua produção são basicamente; tributação específica sobre o diesel de petróleo, incentivos tributários para a cadeia produtiva, alterações na legislação e meio ambiente (Europa) e subsídios concedidos aos produtores (Estados Unidos) (Ferres, 2003).

O biodiesel vem sendo utilizado principalmente na Europa, tanto na forma pura, como na forma de misturas com o óleo diesel. Na Alemanha emprega-se o biodiesel puro, enquanto nos demais países são misturados ao diesel na proporção de 5% a 20% (Ferres, 2003). O biodiesel europeu é produzido, principalmente, a partir dos óleos de colza ou de girassol, associados ao álcool metílico (metanol). Para contextualizar alguns dos pontos importantes, resumiu-se a seguir a situação existente da utilização do biodiesel na União Européia e dados concisos sobre os programas em outros países.

Na Alemanha os agricultores plantam colza para nitrogenar os solos e o óleo é extraído, produzindo-se o farelo protéico que é direcionado para ração de animais. A colza é transformada em biodiesel e distribuída de forma pura, isenta de qualquer mistura ou aditivação. A prática de um menor preço para o biodiesel na Alemanha é explicável pela completa isenção dos tributos em toda a cadeia produtiva deste biocombustível (Parente, 2003).

A França é o segundo maior produtor de biodiesel no mundo. Porém, o combustível renovável apresenta-se, em nível de distribuição, misturado com o óleo diesel mineral na proporção de B5%, com tendência a fixar-se, em curto prazo, em B8% (Rocha, 2004). Em razão da redução das emissões veiculares, atualmente todos os ônibus urbanos franceses consomem o biodiesel de colza numa proporção de até 30%. A cadeia produtiva do biodiesel também é incentivada com redução dos impostos incidentes.

Nos Estados Unidos estão em desenvolvimento inúmeros estudos com girassol e soja para a produção de biodiesel. A grande motivação americana reside na qualidade do meio ambiente. À proporção que tem sido mais cogitada para a mistura biodiesel/Diesel, tem sido

B20, mistura chamada de eco diesel B20 (Pioch, 2004). Os padrões de qualidade para o biodiesel nos EUA são determinados pela norma ASTM-D-6751 e a política americana de produção e utilização de biodiesel são definidas pelo National Biodiesel Board.

Iniciativas para a produção de biodiesel em escala comercial têm sido desenvolvidas em alguns países e apresentam produções crescentes deste produto (Oliveira, 2002). Na Tabela 2.1 é apresentada a produção de biodiesel na Comunidade Européia nos anos de 2002, 2003, 2004, 2005 e a capacidade estimada para o ano de 2006. Pode-se analisar e constatar que em 2003 houve um aumento de aproximadamente 26% em relação à produção de biodiesel, comparado ao ano de 2002 e, em 2005, houve um aumento de 35% em relação à produção de biodiesel do ano de 2004, e a perspectiva de produção estimada de biodiesel para o ano de 2006 é de 42% a mais do que 2005.

Tabela 2.1 - Produção de biodiesel na CE (European Biodiesel Board, 2006)

Produção em cada País	Anos - (toneladas)				
	2002	2003	2004	2005	2006**
Alemanha	450	715	1035	1669	2681
França	366	357	348	492	775
Itália	210	273	320	396	857
Áustria	25	32	57	85	134
Dinamarca	10	40	70	71	81
República Theca	-	-	60	133	203
Espanha	-	6	13	73	224
Suécia	1	1	1	1	52
TOTAL	1.062	1.424	1.904	2920	5007

*Estimada com \pm %5 de erro. Na produção de 2002, 2003, 2004, 2005 e 2006.

** Capacidade estimada.

2.1.2.1 Brasil

O Brasil tem uma grande extensão de terras agricultáveis, combinada com diferentes padrões climáticos, o que lhe confere perfeitas condições para ser referência na produção e exportação de energia de biomassa. O êxito com o álcool leva à certeza de que o biodiesel também pode ser produzido competitivamente, especialmente considerando os patamares

atuais de preço do petróleo. O aproveitamento energético de óleos vegetais possibilita a geração de novos postos de trabalho, principalmente na área rural.

O Programa Brasileiro de desenvolvimento Tecnológico de Combustíveis Alternativos, o Probiodiesel, é resultado de parcerias que têm como finalidade, o desenvolvimento da Rede Nacional de Biocombustíveis e teve início a partir da portaria MCT N° 702 de 30 de Outubro de 2002, congregando mais de 200 especialistas, representantes de entidades de pesquisa, associações empresariais, agências reguladoras, Governo Federal, Estadual, Municipal e da Comissão de Minas e Energia (Peres, 2003).

Pesquisas e testes, voltados à utilização de biodiesel, estão sendo realizados no País. Destacam-se a seguir algumas dessas iniciativas:

- Na região Nordeste do País, nos Estados da Bahia, Rio Grande do Norte, Piauí, Ceará existem projetos pilotos para a produção de biodiesel de mamona.
- O Cenbio, a Embrapa e o grupo Agropalma estão conduzindo um projeto no Pará para a geração de eletricidade a partir do biodiesel de dendê;
- Na região Sudeste do País, mais precisamente na Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ) destaca-se uma unidade piloto de produção de biodiesel a partir de frituras de óleos usados, cuja capacidade de produção de biodiesel é de 6.5 mil litros por dia, a coleta dos 25 mil litros mensais do óleo de fritura é doada pela rede McDonalds (Hidroveg, 2005);
- No Estado de São Paulo destaca-se a USP de Ribeirão Preto que utiliza o biodiesel de soja em frotas de ônibus urbanos;
- Na Universidade Federal da Bahia encontra-se em fase de teste uma unidade semi-industrial de biodiesel com capacidade de 5.000 L/ano a partir de óleo de mamona e de fritura.
- A Universidade Federal do Paraná vem desenvolvendo tecnologia para a produção de ésteres de óleo de soja, visando mistura ao diesel, em Curitiba podemos destacar a Tecpar que monitora uma frota de ônibus com B20, utilizando o biodiesel de soja;
- No Sul do País estão plantando a colza para a produção de biodiesel, pois essa oleaginosa adapta-se bem em baixa temperatura.

O interesse crescente por combustíveis renováveis pode ser testemunhado pela evolução anual de número de artigos científicos e patentes sobre o biodiesel, conforme se pode ver na Figura 2.1.

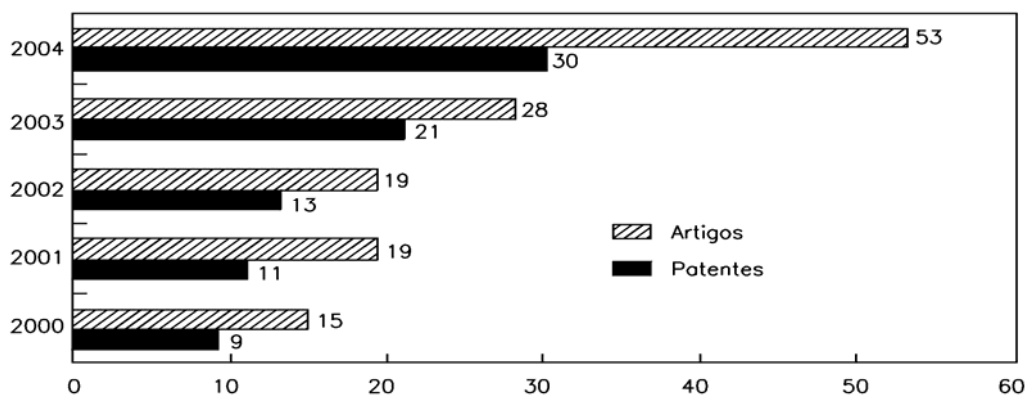


Figura 2.1 - Artigos e patentes sobre biodiesel desde o ano de 2000 (Elsevier, 2005)

2.2 CARACTERÍSTICA DAS PRINCIPAIS OLEAGINOSAS PRODUZIDAS NO BRASIL

Todos os óleos vegetais enquadrados na categoria de óleos fixos ou triglicerídicos, podem ser transformados em biodiesel. Desta forma, podem-se constituir matéria-prima para a produção de biodiesel, os óleos das seguintes espécies vegetais: grão de amendoim, polpa do dendê, amêndoa do coco de dendê, amêndoa do coco da praia, caroço de algodão, amêndoa do coco de babaçu, bagaço de mamona, polpa de abacate, caroço de oiticica, semente de girassol, colza, tomate, maracujá, linhaça, entre muitos outros vegetais em forma de sementes, amêndoas ou polpas (Git, 2004). A Tabela 2.2 relaciona alguns vegetais oleaginosos com potencial de uso energético no Brasil.

Tabela 2.2 - Potencial Energético dos Vegetais Oleaginosos (Nogueira & Pikman, 2002)

Nome Comum	Nome Científico	Origem do Óleo	Óleo (%)
Mamona	Rícinus Communis	Bagos	43 - 45
Soja	Glycine Max	Grão	18
Amendoim	Arachis Hypogaea	Fruto	40 - 43
Girassol	Hellathus Annus	Grão	33 - 48
Dendê	Elacis Guineesis	Amêndoa	20
Colza	Brassica Campestris	Grão	40 - 48
Algodão	Gossipium Hirsutum	Semente	15
Babaçu	Orbignya Martiana	Amêndoa	66

Os óleos e gorduras de animais possuem estruturas químicas semelhantes as dos óleos vegetais sendo moléculas triglicéridicas de ácidos graxos. As diferenças estão nos tipos e distribuição dos ácidos graxos combinados com o glicerol; portanto, as gorduras de animais, pelas suas estruturas químicas semelhantes as dos óleos vegetais fixos, também podem ser transformadas em biodiesel. Constituem exemplos de gorduras de animais, possíveis de serem transformados em biodiesel, o sebo bovino, os óleos de peixes, o óleo de mocotó, banha de porco, entre outras matérias graxas de origem animal.

O termo oleaginosa engloba um número grande de plantas produtoras de óleos vegetais, os quais apresentam uma composição química muito variada. A seguir é apresentada uma pesquisa sobre as oleaginosas mais importantes para a produção de biodiesel e algumas características interessantes como a composição do óleo.

2.2.1 Mamona (*Rícinus Communis*)

A mamona apresenta a escala necessária para a sua produção em nível nacional, principalmente em regiões de solos menos férteis e podem ser desenvolvida em áreas não competitiva e conta com o apoio do governo do Brasil.

É dada uma atenção especial a essa oleaginosa que foi processada como biodiesel e utilizada nos testes de desempenho térmico e emissões na micro-turbina, destaca por ter uma alta viscosidade e densidade e sua utilização como biodiesel tem sido amplamente discutida, existindo inúmeros trabalhos.

A semente é constituída de 75% de amêndoa e 25% casca, em termos médios. Sua composição química muda de acordo com a variedade e região de cultivo. O teor de óleo nas sementes situa-se entre 35% e 55%. O padrão comercial adotado é de 44% (Beltrão, 2003). A importância do óleo de mamona é evidenciada pela sua extensa aplicação industrial, como matéria-prima na fabricação de numerosos produtos. Sua superioridade é consequência de sua alta resistência ao escoamento e de uma maior viscosidade, que se conjugam na formação de uma película envolvente e isolante do contato direto das superfícies do equipamento em que é usado. Além disso, o óleo de mamona é indicado para lubrificação de engrenagens sujeitas ao esfriamento, pois se trata de um produto que adere perfeitamente às superfícies molhadas, ao contrário dos outros óleos. Também é superior aos outros óleos quando empregado na lubrificação de turbinas de jatos ou outros veículos que operem em regiões geladas. O óleo de

mamona diferencia-se dos similares vegetais pela grande quantidade de hidróxidos que contém, especialmente o ácido rinoico. Uma característica preocupante da utilização do óleo de mamona é a presença nas emissões de acroleína, uma substância extremamente tóxica obtida pela oxidação do glicerol, presente nos óleos vegetais in natura (Embrapa, 2002).

O óleo vegetal in natura de mamona é um óleo bruto extraído do processo de prensagem e as características deste óleo in natura pode ser visto na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Características físico-químicas do óleo de mamona in natura (INT, 2004)

Determinações	Resultados	Métodos
Teor de enxofre [mg/kg]	0,001	ASTM D - 1552
Teor de carbono	74,46	ASTM D - 5291
Teor de hidrogênio	11,70	ASTM D - 5291
Teor de nitrogênio	0,10	ASTM D - 5291
Ponto de fluidez	-21	ASTM D - 97
Teor de cinza	0,011	ASTM D - 482
Índice de acidez	2,19	ASTM D - 974
Viscosidade cinemática 40 [°C]	234,4	ASTM D - 445
Viscosidade cinemática 80 [°C]	35,27	ASTM D - 445

2.2.2 Soja (Glycine Max)

Originou-se no leste Asiático. Há relatos de seu cultivo durante a dinastia Shang (1500-1207 a.C) no nordeste da China. Foi levada à Europa no século XV. Na década de 1960, foi introduzida no Rio Grande do Sul, em substituição ao trigo. Os principais produtores mundiais são os EUA, Brasil, China e Argentina.

O grão apresenta 9% de cascas, 90% de cotilédone e 2% de hipocótilo, possui pouco amido e muito açúcar: 5% de sacarose, 1,1% de rafinose, 3,8% de estaquiose, além de 4% de celulose e 15% de hemicelulose (Peres, 2003).

O óleo de soja é uma commodity, e seu preço é determinado pela negociação do grão nas principais bolsas de mercadorias. Por ser um grão de várias utilidades, tem uma demanda mundial superior a 180 milhões de toneladas por ano. Os Estados Unidos ocupam a primeira posição entre os países produtores, respondendo por 78 milhões de ton/ano. O Brasil é o

segundo maior produtor de soja e, na safra 2003, produziu cerca de 50 milhões de toneladas (Ambrose, 2003).

2.2.3 Amendoim (*Arachis Hypogaea*)

No começo dos anos 50, o amendoim estabeleceu-se no Brasil como cultura comercial, tanto por ser uma cultura altamente oleífera, como por produzir um óleo de aroma suave e atraente para a culinária. Contudo, ao final da década de 60, na torta de amendoim foi encontrada aflatoxina, uma substância tóxica decorrente do desenvolvimento de fungos (*Aspergillus flavus*), presentes por contaminação e que podem se desenvolver em alguns alimentos, trazendo prejuízos à saúde do ser humano (Rosa, 2003). Este incidente fez cair o interesse na cultura, como oleaginosa, visto que para a indústria, o preço da torta ou farelo é tão ou até mais importante que o preço do óleo.

O grão apresenta 24% de casca e 76% de amêndoa. A amêndoa tem em média 46% de óleo, 30% de proteína bruta, 3% de fibras, 2% de cinzas, 13% de carboidratos e 6% de umidade (USEPA, 2002). O óleo de amendoim contém ácidos graxos de cadeia longa, é mais resistente às altas temperaturas (Peres, 2003) e seu maior consumo está restrito a confeitos e salgadinhos para aperitivos.

2.2.4 Girassol (*Helianthus Annus*)

Originou-se na América Centro-setentrional, onde era cultivado pelos índios; foi levado para a Europa pelos colonizadores espanhóis. Apresenta uma composição média do grão de 2,9 a 6,2% de umidade, 21,4 a 28,2% de proteína bruta, 38 a 60,5% de lipídeos, 2,3 a 3,0% de fibras, 2,7 a 3,9% de cinza e 12,4 a 28,9 de carboidratos (Embrapa, 2002). O girassol é uma cultura de ampla capacidade de adaptação às diversas condições de latitude, longitude e fotoperíodo.

2.2.5 Canola (*Brassica Napus*, *Brassica Campestris*)

É uma oleaginosa de clima frio, também conhecida pelo nome de colza, com plantio em maio e colheita em agosto/setembro. Veio da Índia e da China durante a era cristã.

O grão apresenta em média 40 a 48% de óleo, 20 a 25% de proteínas e 25% de carboidratos. O óleo é composto predominantemente por ácido linolênico, comparável ao encontrado no óleo de soja (Carioca, 1984). O óleo de canola é aplicado como lubrificante de moldes em fundição de aço, como aditivo e melhora o desempenho sob alta velocidade e pressão. No Brasil o cultivo começou a ser feito experimentalmente no Rio Grande do Sul, em 1974. A colza é a quinta oleaginosa em termos de produção mundial.

2.2.6 Algodão (*Gossipium Hirsutum*)

O algodão pertence à família das Malváceas. No Brasil, atualmente, estão sendo cultivadas às espécies herbáceas (ciclo anual), barbadense (perene), arbóreo (semi-perene) e tormentosum. A cultura do algodão tem na pluma o seu principal produto, representando cerca de 34% do peso do fruto. O caroço do algodão é um subproduto, cujo beneficiamento propicia 15% de óleo (Carioca, 1984).

A produção de óleo de algodão tem apresentado flutuações por depender do cultivo de fibras, o qual, por sua vez, depende do mercado, onde a concorrência das fibras sintéticas tem acarretado sérias crises. O alto valor das fibras e o baixo teor do óleo das sementes determinam que a perspectiva de utilização do óleo de algodão, como alternativa para fins energéticos, não é das mais animadoras. Embora o nordeste também contribua na produção de algodão herbáceo, as maiores produções ficam por conta dos estados de São Paulo e Paraná.

2.2.7 Babaçu (*Orbignya Martiana*)

As amêndoas de babaçu representam cerca de 7% do peso do coco, contendo aproximadamente 66% em peso de óleo. Com os métodos atuais de industrialização, tem atingido um rendimento em torno de 65 %, que corresponde à obtenção de 40 kg de óleo, por

tonelada de coco, dando um resíduo de 30 kg de torta (Peres, 2003). A Produção brasileira de amêndoas de babaçu concentra-se nos estados do Maranhão e Piauí. O óleo de babaçu, provavelmente uma das maiores riquezas oleaginosas nativas do mundo, tem sua produção usada, tradicionalmente, nas indústrias de sabão e alimentos. O endocarpo do fruto serve como combustível e os resíduos de sua industrialização são usados para fins forrageiro ou como fertilizante nitrogenado e fosfatado. Calcula-se que cada palmeira é capaz de produzir em torno de 4 a 8 kg de óleo por ano (Embrapa, 2002).

2.2.8 Óleo de Dendê (*Eleacis Guineesis*)

Trazida por escravos africanos ao Brasil no Séc. XVII, o óleo de dendê tem em torno de 45 mil hectares plantados, dos quais 32 mil hectares no norte do Pará. A produção brasileira é de aproximadamente 70 mil ton/ano. Os cachos rendem 22% de óleo de palma e 2 % de óleo de palmiste (Embrapa, 2002). As frações do óleo de dendê refinado são a oleína (fase líquida) e estearina (fase sólida) que produzem gorduras naturais com aplicações nas indústrias alimentícias.

A grande vantagem do biodiesel de palma é a utilização de subprodutos e resíduos, além disso, a cadeia produtiva do biodiesel de palma, apresenta uma grande possibilidade para o acréscimo do balanço energético por meio da cogeração devido à disponibilidade de biomassa. As pesquisas e o desenvolvimento da tecnologia de produção de biodiesel no Brasil estão sendo relacionadas aos tipos de cultura das oleaginosas mais difundidas de cada região.

Na região Norte as fontes mais utilizadas são dendê e soja; na região Nordeste as principais fontes são: mamona, dendê, babaçu e soja; na região Centro-Oeste e Sudeste, predominam mamona, soja e girassol; e no Sul, soja, girassol e colza. A mamona, considerada uma das principais oleaginosas, tem sido apoiada pelo Governo Brasileiro devido a sua adaptação ao semi-árido nordestino e tem-se tornado uma das matérias-primas fundamentais para diversos estudos na área de biodiesel. A Figura 2.2 mostra a distribuição das plantações de diferentes oleaginosas nas regiões do Brasil.



Figura 2.2 - Distribuição das plantações de diferentes oleaginosas (Oliveira, 2002)

2.3 TECNOLOGIA DE PRODUÇÃO DO BIODIESEL

Os processos mais utilizados para converter óleos vegetais em biodiesel são a transesterificação e o craqueamento térmico. O processo predominante é a transesterificação em meio alcalino, onde se faz reagir o triglicerídeo com um álcool que pode ser o etanol ou metanol.

Os equipamentos para pirólise ou craqueamento térmico têm um custo mais elevado, contudo os produtos são similares, quimicamente, ao óleo diesel. A remoção do oxigênio do processo reduz as vantagens de ser um combustível oxigenado, diminuindo seus benefícios ambientais e, geralmente, produz um combustível mais próximo da gasolina que do Diesel (ANP, 2004). Pela nomenclatura internacional, o combustível produzido pelo craqueamento térmico não é considerado biodiesel, apesar de ser um biocombustível semelhante ao óleo diesel. O craqueamento térmico possui grande aplicabilidade em locais que necessitem de menor volume de produção e com menor disponibilidade de mão de obra qualificada.

2.3.1 Processo de transesterificação

A reação de um óleo ou gordura com um álcool denomina-se alcoólise e constitui um tipo de transesterificação na qual há formação de novos ésteres com o álcool adicionado,

mediante o deslocamento dos ácidos graxos da molécula do éster original. Os processos envolvem monoálcoois, especialmente metanol, etanol e glicerol (USEPA, 2002).

No processo de transesterificação as proporções estequiométricas são três moles de álcool por um mol de triglicerídeo, entretanto, algum excesso de álcool pode ser necessário para aumentar o rendimento da conversão e permitir a separação dos ésteres do glicerol (Schuchardt, 1998). A reação de transesterificação é a conversão do óleo ou gordura em ésteres metílicos ou etílicos de ácidos graxos, que constitui o biodiesel. A reação pode ser representada pela Figura 2.3 onde, R1, R2 e R3 representam as cadeias carbônicas dos ácidos graxos e R' a cadeia carbônica do álcool reagente.

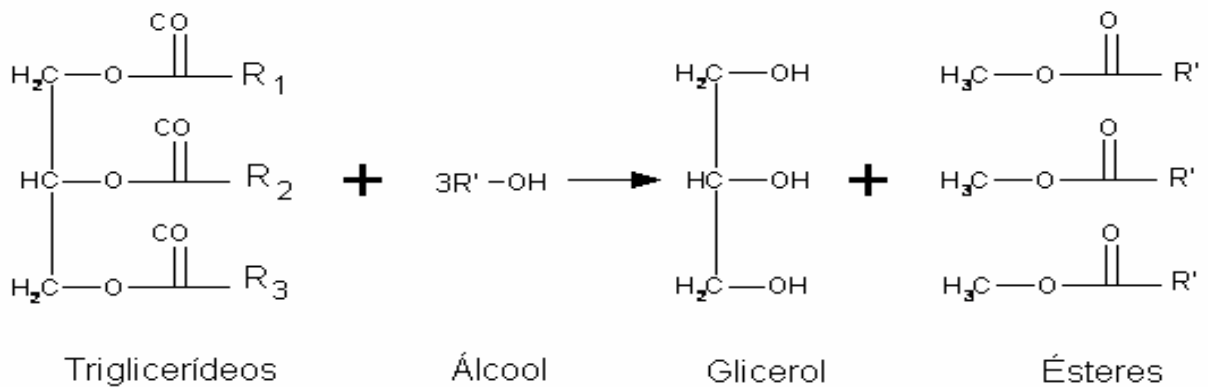


Figura 2.3 - Reação química de transesterificação (Miguel, *et al*, 2001)

O procedimento de preparação da matéria-prima, secagem e neutralização, visam criar as melhores condições para a efetivação da reação de transesterificação, com a máxima taxa de conversão. Em princípio, faz-se necessário que a matéria-prima tenha o mínimo de umidade e de acidez, o que é possível submetendo-a um processo de neutralização através de uma lavagem com uma solução alcalina de hidróxido de sódio ou de potássio, seguida de uma operação de secagem ou desumidificação (Barnwal & Sharma, 2005). A Figura 2.4 mostra as etapas do processo de produção do biodiesel.

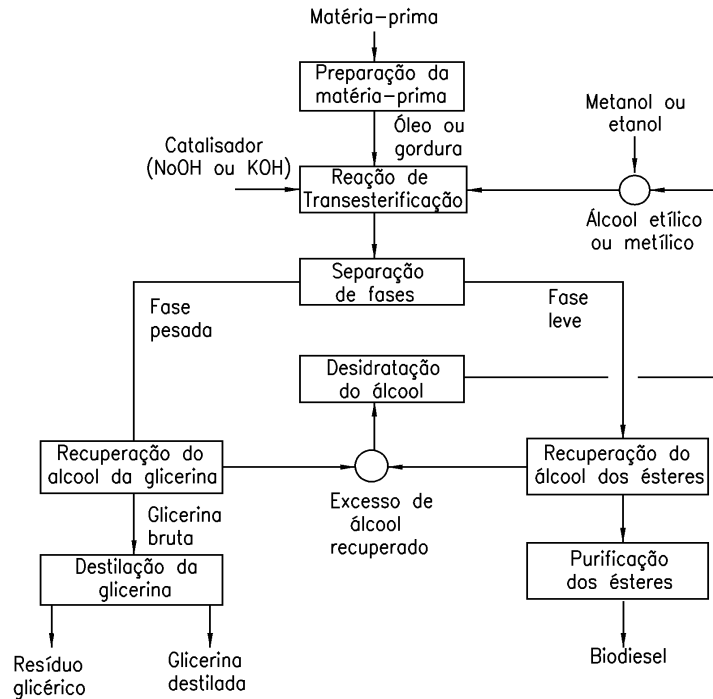


Figura 2.4 - Processo de produção de biodiesel (Barnwal & Sharma, 2005)

2.3.2 Separação das fases no processo de transesterificação

Após a reação de transesterificação, que converte a matéria graxa em ésteres (biodiesel), a massa final é constituída de duas fases, as quais são separáveis por decantação ou por centrifugação. A fase mais pesada é composta de glicerina bruta, impregnada dos excessos do álcool, água, e de impurezas inerentes à matéria-prima. A fase menos densa é constituída de uma mistura de ésteres metílico ou etílico (Rocha, 2004). Os excessos residuais de álcool após os processos de recuperação, contêm quantidades significativas de água, necessitando de uma separação. A desidratação do álcool é feita, normalmente, por destilação. Os ésteres devem ser lavados por centrifugação e desumidificados posteriormente, resultando o biodiesel, o qual deverá ter suas características enquadradas nas especificações das normas técnicas estabelecidas para o uso do biodiesel em motores do ciclo diesel (Rocha, 2004).

O glicerol é substituído pelo álcool, proveniente do etanol ou metanol. Para realizar a quebra da molécula, precisa-se de um catalisador que pode ser o hidróxido de sódio (NaOH) ou hidróxido de potássio (KOH) (Parente, 2003). Com a quebra, o glicerol se une à soda

cáustica (hidróxido de sódio) e decanta (por ser mais pesada que o biodiesel). O éster se liga ao álcool formando o biodiesel. A quantidade de catalisador usado no processo de fabricação do biodiesel irá depender do pH do óleo vegetal. A glicerina bruta emergente do processo, mesmo com suas impurezas convencionais, já constitui um subproduto rentável.

A possibilidade de utilização de álcool etílico na produção de biodiesel é de alto interesse, não apenas por ser menos agressivo ambientalmente que o álcool metílico, como também considerando as condições particulares do Brasil onde são produzidas grandes quantidades de etanol, a um preço competitivo. Alguns autores afirmam que o processo etílico já estaria pronto para operar comercialmente (Dabdoub, 2004).

A Tabela 2.4 mostra um comparativo entre as rotas metílica e etílica. No Brasil a vantagem da rota etílica pode ser considerada a oferta do álcool. Sob o ponto de vista ambiental, o uso do etanol é mais conveniente que o uso do metanol.

Tabela 2.4 - Comparação entre ésteres etílicos e metílicos (Dabdoub, 2004)

Quantidades e condições usuais médias	Rotas do Processo	
	Metílica	Etílica
Quantidade consumida de álcool por 1000 litros de biodiesel	90 kg	130 kg
Temperatura recomendada	60 °C	85 °C
Tempo de reação	45 minutos	90 minutos
Glicerina total no biodiesel	0,87 %	1,40 %

2.4 PROCESSO DE CRAQUEAMENTO TÉRMICO

O craqueamento térmico ou pirólise é um processo que provoca a quebra de moléculas por aquecimento a altas temperaturas, isto é, pelo aquecimento da substância na ausência de ar ou oxigênio a temperaturas superiores a 450°C, formando uma mistura de compostos químicos com propriedades muito semelhantes as do diesel de petróleo. Em algumas situações esse processo é auxiliado por um catalisador para a quebra das ligações químicas, de modo a gerar moléculas menores (ANP, 2004). Os catalisadores típicos para serem empregados no processo de craqueamento térmico ou pirólise são o óxido de silício (SiO_2) e o óxido de alumínio (Al_2O_3).

2.5 ETANOL

Caracteriza-se por ser um composto orgânico obtido através da fermentação de substâncias amiláceas ou açucaradas, como a sacarose existente no caldo de cana e também mediante processos sintéticos. O líquido é incolor, volátil, inflamável e solúvel em água; pode ser produzido a partir da biomassa (resíduos agrícolas e florestais). O Brasil é o maior produtor mundial de cana de açúcar e um dos maiores de grãos de oleaginosas que podem ser usados para a formulação de combustíveis alternativos ou em combinação com os derivados de petróleo, o que pode contribuir a suprir a diferença entre a produção e o consumo de combustível fóssil. A cana de açúcar é cultivada em mais de 5 milhões de hectares no Brasil, presente em todos os Estados Brasileiros.

É importante ressaltar que o uso do etanol como combustível no setor de transporte, tem merecido maior destaque na agenda global em face de vários fatores como, por exemplo, a sua natureza renovável e a alta nos preços do petróleo e do gás natural.

A produção de etanol no mundo, no ano de 2004, foi de aproximadamente 33 milhões de metros cúbicos, sendo 58% para utilização como combustíveis. O Brasil produz, aproximadamente, 13,5 milhões de metros cúbicos, o que significa 41% de todo o etanol produzido no mundo (Nae, 2005). O país é o líder do mercado de produção do etanol.

2.6 METANOL

Inicialmente produzido a partir da destilação da madeira; entretanto, outras rotas tecnológicas de produção foram desenvolvidas. Na industrialmente é produzido através da redução catalítica do monóxido e dióxido de carbono, segundo as reações a seguir:



A matéria-prima desses reagentes é o gás natural. O metanol é um líquido incolor, de baixa viscosidade e com cheiro característico. Quimicamente, é uma substância inflamável a temperatura ambiente, tóxica, não somente pela inalação, mas também através da ingestão e pelo contato prolongado com a pele (Tecbio, 2005).

O Brasil conta com várias possibilidades em termos de matéria-prima para a produção de metanol. A região Sul dispõe de carvão mineral, as regiões Sudeste e Centro Oeste dispõem de recursos renováveis, notadamente o eucalipto, e as regiões Norte e Nordeste dispõem de gás natural. As reservas de gás natural da plataforma de Sergipe e dos Campos da Bahia estão integradas no complexo petroquímico (Tecbio, 2005).

2.7 CARACTERÍSTICAS FÍSICO-QUÍMICAS DO BIODIESEL

Para a fabricação do biodiesel têm que seguir as especificações técnicas indústrias restritas: em nível internacional tem-se a norma ASTM D6751; na Europa a EN 14214 e no Brasil a resolução número 42 da ANP de 24/11/2004 (ANP 42, 2004) e são mostrados no Apêndice E.

Entre as características físico-químicas do biodiesel, pode-se citar a viscosidade cinemática, o ponto de fulgor, destilação, o teor de enxofre e o teor de glicerina. A seguir é apresentada uma breve descrição das características físico-químicas do biodiesel.

O ponto de fulgor é quando a temperatura em que um líquido torna-se inflamável em presença de uma chama ou faísca. Esta propriedade somente assume importância no que diz respeito à segurança nos transportes, manuseio e armazenamento. O ponto de fulgor do biodiesel é superior à temperatura ambiente, significando que o combustível não é inflamável nas condições normais de transporte e armazenamento, servindo inclusive para ser utilizado em embarcações.

O poder calorífico de um combustível indica a quantidade de energia liberada por unidade de massa (ou volume para um combustível gasoso). O poder calorífico do biodiesel é um pouco menor que do óleo diesel mineral. A Tabela 2.5 mostra o poder calorífico superior e inferior de alguns tipos de biodiesel, e o índice de cetano do biodiesel, enquanto que para o óleo diesel mineral a cetanagem situa-se entre 44 a 50, o que é bem menor, sendo esta a razão pelo qual o biodiesel tem uma combustão mais completa num motor diesel que o próprio óleo diesel mineral (Altin, 2001).

Tabela 2.5 - Poder calorífico superior e inferior do biodiesel (Resíduos, 1998)

Biodiesel	PCS [kJ/kg]	PCI [kJ/kg]	Número de Cetano
Biodiesel de girassol	39 745	37 220	55
Biodiesel de soja	39 856	37 545	56
Biodiesel de colza	39 765	37 190	58
Biodiesel de mamona	36 140	33 650	60
Biodiesel de fritura	40 090	37 440	62

O ponto de névoa é a temperatura em que o líquido, durante o resfriamento, começa a ficar turvo, e o ponto de fluidez é a temperatura abaixo da qual o líquido não mais escoava livremente. Estas propriedades são consideradas importantes no que diz respeito à temperatura ambiente, armazenagem e utilização do combustível. Todavia, no Brasil, de Norte a Sul, as temperaturas são amenas, não existindo problemas de congelamento do combustível. As propriedades fluidodinâmicas de um combustível, importantes para o funcionamento de motores de combustão por compressão (motores diesel), são: viscosidade e densidade. Tais propriedades exercem grande influência na circulação e injeção do combustível. A viscosidade é a resistência interna ao escoamento de um líquido; é de considerável influência no mecanismo de nebulização do jato de combustível, ou seja, no funcionamento do sistema de injeção. Esta propriedade também reflete no processo de combustão, cuja eficiência dependerá da potência máxima desenvolvida pelo motor. Em relação ao diesel mineral, os óleos vegetais apresentam valores de viscosidade bastante elevados, como no caso da mamona. A Tabela 2.6 mostra a densidade e viscosidade do biodiesel, obtido a partir de várias oleaginosas.

Tabela 2.6 - Viscosidade e densidade do biodiesel (Resíduos, 1998)

Biodiesel	Viscosidade a 40 °C [cSt]	Densidade a 15 °C [g/m ³]
Biodiesel de girassol	4,2	0,885
Biodiesel de soja	4,0	0,885
Biodiesel de colza	4,8	0,884
Biodiesel de mamona	17,6	0,930
Biodiesel de fritura	4,8	0,880

A lubrificidade é a medida do poder de lubrificação de uma substância, sendo uma função de várias propriedades físicas, destacando-se a viscosidade e a tensão superficial. Diferente

dos motores movidos à gasolina, os motores a óleo diesel exigem que o combustível tenha boas propriedades de lubrificação, especialmente, em razão do funcionamento da bomba injetora, exigindo que o líquido que escoar lubrifique adequadamente as peças em movimento.

O biodiesel, constituído por uma mistura de ésteres de ácidos carboxílicos, solubiliza um grupo grande de substâncias orgânicas, incluindo-se as resinas que compõem as tintas. Dessa forma, cuidados especiais com o manuseio do biodiesel devem ser tomados para evitar danos à pintura dos veículos no local de abastecimento e mangueiras próximas do motor (Dabdoub, 2004).

2.7.1 Comparação das propriedades do biodiesel com o Diesel

Observa-se que o índice de cetano é semelhante para os óleos vegetais e o diesel convencional. As diferenças maiores dizem respeito aos pontos de nevoa, fulgor, viscosidade e resíduos de carbono, elevados no caso dos óleos vegetais. Os dois primeiros índices não acarretam maiores problemas; a viscosidade constitui a propriedade mais crítica, causando depósitos em pistões, anéis e canaletas. Tais depósitos devem-se, principalmente, à combinação da viscosidade elevada dos óleos com sua baixa volatilidade, que impede a pulverização do combustível de forma satisfatória, resultando em combustão incompleta (Otto, 1998). A Tabela 2.7 mostra uma comparação de alguns parâmetros físicos do biodiesel de soja e do diesel. Observa-se que a viscosidade do biodiesel é maior, mas com novos tipos de catalisadores tem se conseguido uma redução considerável da glicerina. Já o diesel tem o poder calorífico maior.

Tabela 2.7 - Características do biodiesel de soja com diesel (Dabdoub, 2004)

Parâmetro	Biodiesel de soja	Diesel
Viscosidade [cSt] a 40 °C	4,00	2,5 a 3,5
Número de cetano	50 a 60	42
Poder calorífico superior [MJ/kg]	36,40 a 39,00	45
Enxofre [%]	0,0 a 0,0024	0,0 a 0,20
Combustível alternativo	Sim	Não
Processo produtivo	Reação química	Reação e fracionamento
Composição química	Ésteres de (metila, etila)	Hidrocarbonetos

Capítulo 3

ESTADO DA ARTE DAS MICRO-TURBINAS A GÁS

3.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a descrição das características técnicas das micro-turbinas a gás e uma breve revisão bibliográfica sobre o estado das micro-turbinas a gás.

As micro-turbinas não são tecnologias novas e vem se aperfeiçoando nas últimas décadas; nas pesquisas bibliográficas é possível encontrar artigos e livros sobre estas pequenas máquinas desde 1970, quando a indústria automobilística visualizou a possibilidade de sua utilização em substituição aos tradicionais motores alternativos de combustão interna. Entretanto, por uma série de razões, as micro-turbinas não obtiveram grande sucesso no campo automotivo. A primeira geração de micro-turbinas foi baseada em turbinas originalmente designadas para aplicações comerciais em geradores de avião, ônibus e outros meios de transporte comercial (Scott, 2000).

O interesse no mercado de energia estacionária se espalhou em meados da década de 80 e se acelerou nos anos 90 com sua reutilização no mercado automobilístico em veículos híbridos e com a procura de muitos fabricantes para o mercado de geração distribuída (Liss, 1999). Atualmente, os veículos híbridos, utilizam para seu acionamento uma micro-turbina acoplada a um motor elétrico e vem recebendo atenção especial por parte de algumas das

principais montadoras, como é o caso da Ford, além de centros de pesquisa (Barker, 1997). A Figura 3.1 mostra a foto de uma micro-turbina em um veículo híbrido (Scott, 2000).



Figura 3.1 - Veículo híbrido utilizando uma micro-turbina (Scott, 2000)

Uma das possibilidades interessantes para utilização de micro-turbinas aparece no campo do mercado de eletricidade, que teve início em 1978, quando o Power Utility Regulatory Policy Act (PURPA) revolucionou o mercado de energia nos Estados Unidos, quebrando o monopólio do setor de geração de eletricidade. Desde então, houve um aumento significativo de geração independente naquele país e, segundo uma projeção realizada em 1999 pelo Gas Research Institute (GRI), este aumento deve alcançar a casa dos 35% em 2015 (GRI, 1999).

As micro-turbinas são exemplos de uma tecnologia de geração distribuída em pequena escala, que fornece energia elétrica e térmica como uma fonte independente. Conseqüentemente, são adequadas para o uso em áreas de difícil acesso. Com uma nova estrutura de mercado, isto é, com a possibilidade de atrair os pequenos consumidores de energia, as micro-turbinas começaram a ser alvo de intensas pesquisas. Em 1980 teve início, sob o apoio do Gas Research Institute, um programa intitulado Advanced Energy System (AES) com o objetivo de desenvolvimento de uma pequena micro-turbina a gás, com potência de 50 kW equipada com um recuperador de calor para o sistema de cogeração. O trabalho, com desenvolvimento de componentes para micro-turbinas, teve início nos anos 90 e levou a Capstone Turbine Corporation a construir e testar um protótipo de uma micro-turbina de 24 kW em 1994. Em 1996, a Capstone produziu 37 unidades com melhorias no projeto para o campo de testes. A maior potencialidade das micro-turbinas está em sistemas de geração

combinada de energia elétrica e calor. O gás na saída do exaustor possui alta temperatura, e pode ser utilizado para produzir calor para processos industriais ou aquecimento de áreas confinadas. A utilização e operação de micro-turbina a gás ainda não é muito comum, existe a necessidade de um domínio maior das características dinâmicas de operação do sistema.

Atualmente (2006), o preço para a compra de uma micro-turbina a gás da Capstone de 30 kW modelo C330 está em torno de US\$ 25.000,00. A Figura 3.2 mostra a foto do modelo C330 da Capstone, idêntica aos modelos das micro-turbinas presentes no laboratório do NEST/UNIFEI.



Figura 3.2 - Micro-turbina a gás modelo C 330 de 30 kW (Capstone, 2001)

Algumas empresas dos Estados Unidos, Japão e na Europa introduziram recentemente no mercado mundial algumas unidades comerciais, como mostra a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Algumas micro-turbinas existentes no mercado (Willis & Scott, 2000)

País	Marca	Modelo	Potência [kW]	Combustível	Eficiência [%]
USA	Capstone	C330	30	Diesel, Biogás	26
USA	Capstone	C660	60	Gás natural	28
USA	Elliot	TA 80R	80	Gás natural	28
USA	Ingersoll	MT70	70	Gás natural	28
USA	Rand	MT250	250	Gás natural	26
USA	Avon Aero	T-62T-32	60	Gasolina, Querosene	28
UK	Bowman	TG-80-RCG	80	Gás natural	28
Japão	Kawasaki	GPS250	250	Gás natural	26
Suécia	Turbec	T100-CHP	100	Gás natural	30
USA	Honeywell	-	75	Gás natural	24
França	Genset	TG50	50	Gás natural	26

Espera-se que a micro-turbina seja uma alternativa no segmento residencial e comercial, uma vez que umas das vantagens desta tecnologia de geração distribuída é a confiabilidade, a qual é uma das principais necessidades destes setores (Willis & Scott, 2000). Dentre as suas aplicações estão os casos de geração no local de consumo (on-site) para suprimento ininterrupto de energia elétrica, suprimento de carga de pico, cogeração e acionamento mecânico (Biasi, 1998).

3.2 CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DAS MICRO-TURBINAS A GÁS

As micro-turbinas têm o mesmo princípio de funcionamento das turbinas a gás de grande porte, porém com várias características típicas, as quais são:

◇ **Projeto simples:** o compressor, gerador e a própria turbina são montados, geralmente, num mesmo eixo e gira na mesma velocidade. O projeto com apenas um eixo, utilizado nas micro-turbinas, não permite obter elevada eficiência, mas é simples e de fácil manutenção. A Figura 3.3 mostra a foto do eixo da micro-turbina Capstone 330 com os rotores do compressor e da turbina, idêntica à micro-turbina utilizada nos testes experimentais.



Figura 3.3 - Foto do eixo da micro-turbina de 30 kW (Capstone, 2001)

◇ **Velocidade variável:** as micro-turbinas não só giram a elevadas velocidades, como também são capazes de variar sua rotação. Sempre que mais potência é requerida, a turbina pode acelerar a velocidades maiores. Geralmente não é utilizado equipamento de regulação

preciso, como no caso de turbinas maiores. A velocidade pode ser controlada via monitoramento dos valores de entrada e saída do inversor o qual controla o fornecimento de combustível. A micro-turbina trabalha com rotação variável entre 30.000 e 120.000 rpm dependendo do fabricante, porém as micro-turbinas giram em torno de 20 a 50 vezes mais rápido que as turbinas maiores.

◇ **Gerador de corrente contínua:** o gerador opera como um conversor de corrente. Além disso, o próprio gerador (alternador) é o motor de partida;

◇ **Confiabilidade:** a simplicidade do desenho, o acionamento rotativo e a mínima contaminação do sistema de lubrificação pelas impurezas dos combustíveis (se comparadas com os motores alternativos de combustão interna) proporcionam uma elevada confiabilidade. Sendo que algumas micro-turbinas já têm 25.000 horas de operação (aproximadamente cinco anos) entre paradas por falha ou para manutenção;

◇ **Capacidade de operação com diferentes combustíveis:** as micro-turbinas podem operar com uma ampla variedade de combustíveis, incluindo o gás natural, propano, diesel, querosene, metano, álcool, gás residual, combustível de avião;

◇ **Simplicidade:** o gerador é colocado no mesmo eixo da turbina o que representa uma relativa simplicidade de fabricação e manutenção; além disso, apresenta um grande potencial de fabricação barata e em grande escala;

◇ **Compacta:** fácil de ser instalada e de fácil manutenção;

◇ **Alto nível ruído:** para abafar o ruído produzido durante a operação as micro-turbinas precisam de um adequado sistema de silenciadores;

◇ **Mancais a ar:** muitas das novas micro-turbinas usam este tipo de mancal, que é considerado um dos maiores avanços tecnológicos. O eixo do motor gira numa fina película de ar pressurizado, em lugar do óleo, exceto no instante de partida para com isto evitar o contato entre metais. O uso de mancais a ar evita a contaminação de lubrificantes com produtos da combustão, garante uma maior vida útil do equipamento e reduz os custos de manutenção;

◇ **Recuperador:** geralmente os fabricantes das micro-turbinas utilizam trocador de calor dos gases de escape para aquecer o ar de admissão do compressor, alcançando assim uma eficiência de até 30 %.

3.3 PRINCÍPIO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO

A micro-turbina a gás é um motor projetado para converter a energia de um combustível em alguma forma aproveitável de energia, como potência mecânica (de eixo) ou empuxo em um jato de alta velocidade. Uma micro-turbina a gás consiste, basicamente, de uma seção geradora de gás e uma seção conversora de potência. A seção geradora de gás consiste de um compressor, câmara de combustão e turbina, sendo que a turbina extrai potência suficiente apenas para rotacionar o compressor. Isto resulta em um gás de saída de alta temperatura e pressão. As micro-turbinas a gás possuem o mesmo princípio básico de funcionamento que uma turbina a gás de ciclo aberto (ciclo Brayton aberto). A Figura 3.4 mostra o ciclo Brayton aberto e a Figura 3.5 apresenta o diagrama T-s deste ciclo.

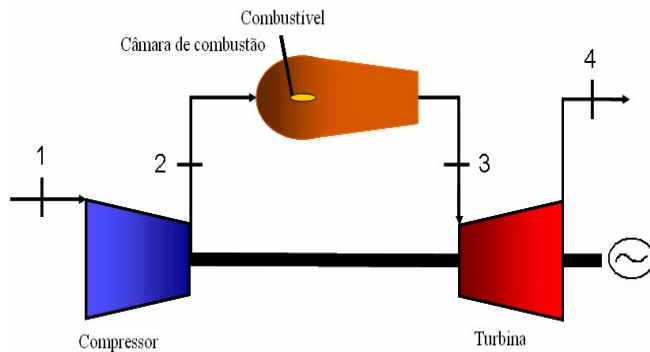


Figura 3.4 - Esquema simplificado da turbina a gás

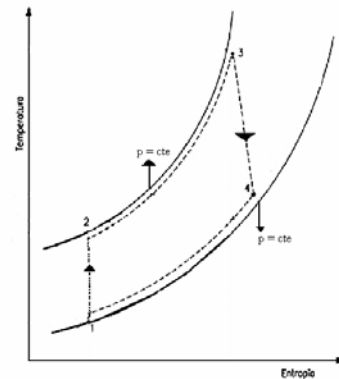


Figura 3.5 - Diagrama T-s real (com irreversibilidade e perdas de pressão) do ciclo Brayton (Gomes, 2002)

A maioria das micro-turbinas possui um recuperador que pode ser chamado de trocador de calor (ciclo Brayton regenerativo), pois cerca de metade da energia entregue na câmara de combustão pode ser transferida para o ar de alimentação. As micro-turbinas que não utilizam recuperadores, a eficiência global fica entre 14 e 17 %. Entretanto, com recuperadores, a eficiência efetiva fica em torno de 85% e a eficiência da micro-turbina atinge cerca de 30 % (Rodgers et al, 2001); a Figura 3.6 mostra o ciclo regenerativo e a Figura 3.7 o diagrama T-s para o mesmo ciclo.

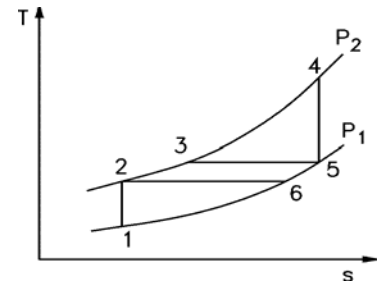
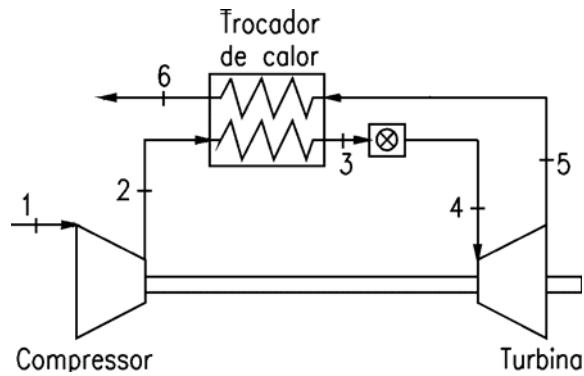


Figura 3.6 - Diagrama esquemático do ciclo regenerativo

Figura 3.7 - Diagrama T-s

A micro-turbina a gás pode variar sua configuração de várias maneiras, adicionando-se compressor, câmara de combustão, turbina, intercooler, trocadores de calor que podem ser utilizados no sistema de exaustão para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão, etc. Estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência térmica do ciclo. Na micro-turbina o compressor, a turbina e o gerador elétrico são montados em um único eixo, logo todos estes componentes tem a mesma rotação. Nesta configuração parte da potência produzida pela turbina é consumida pelo compressor e o restante se destina ao gerador. A Figura 3.8 mostra o trajeto do fluido de trabalho em uma micro-turbina de um eixo da Capstone Turbine Corporation.

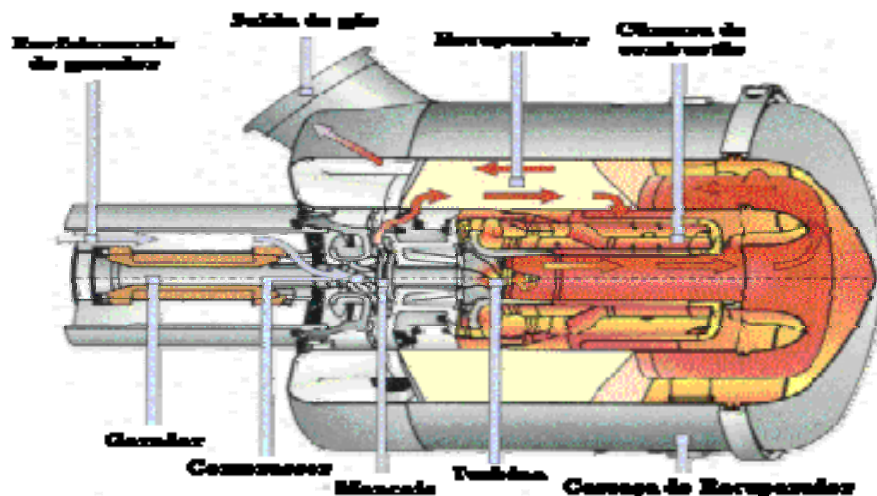


Figura 3.8 - Percurso do fluido de trabalho em uma micro-turbina (Rodgers et all, 2001)

3.4 PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS COMPONENTES DAS MICRO-TURBINAS A GÁS

Uma das principais características que tem despertado o interesse em utilizar micro-turbinas a gás é o fato de apresentarem viabilidade e confiabilidade operacionais. Além disso, os baixos níveis de emissão caracterizam as modernas micro-turbinas a gás. Dentre os fabricantes das micro-turbinas, o que apresenta a mais compacta é a Capstone, com seu recuperador do tipo envoltório e câmara de combustão anular, conforme mostra a Figura 3.9 (Rodgers et all, 2001).

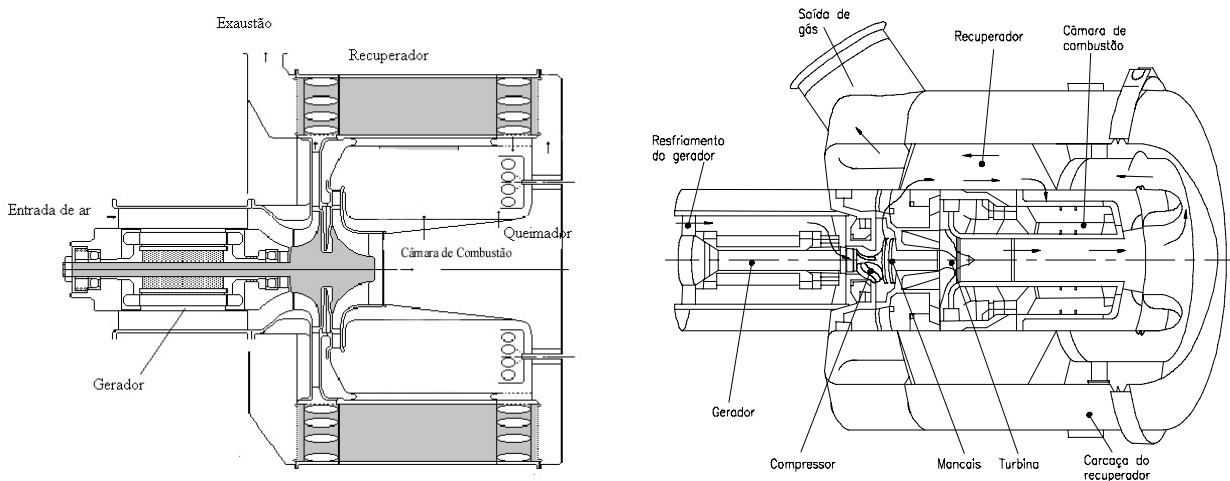


Figura 3.9 - Desenho em corte da micro-turbina Capstone C330 (Rodgers et all, 2001)

3.4.1 Compressor

A função do compressor é elevar a pressão do ar utilizando parte da potência entregue pela turbina. Existem dois tipos de compressor: Centrífugo e Axial. O primeiro é mais utilizado em micro-turbinas de menor potência (30 e 500 kW). Trabalha com pequenas e médias vazões de ar e com razão de compressão típica de 3:1 podendo chegar a 12:1 em modelos experimentais (Lizarraga, 1994). Consiste de um rotor e uma carcaça que contém um difusor. O ar aspirado é impulsionado ao longo do rotor devido à sua alta rotação. A velocidade do fluido é convertida em pressão no mesmo rotor. Na saída do compressor, o difusor converte outra parte dessa energia cinética em pressão (Campanari, 2000).

Em geral pode-se dizer que os compressores centrífugos são mais empregados para maiores relações de compressão e menores vazões.

A temperatura na saída do compressor pode ser estimada usando a seguinte equação:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \quad (3.1)$$

Onde:

p_1	Pressão na entrada do compressor
T_1	Temperatura de entrada do compressor
p_2	Pressão de saída do compressor
T_2	Temperatura na saída do compressor
γ	Expoente da isentrópica
η_c	Eficiência isentrópica do compressor

A eficiência isentrópica do compressor (η_c) está normalmente ao redor de 0,84 em turbinas de grande porte (Saravanamutto, 2001), mas a eficiência é menor para máquinas de pequena capacidade.

A potência consumida pelo compressor é dada pela equação:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} [T_2 - T_1] \quad (3.2)$$

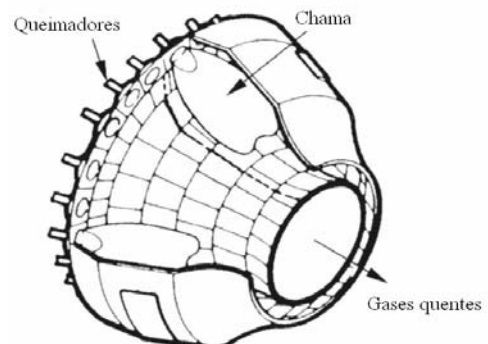
Onde:

\dot{m}_{ar}	Vazão do ar na entrada
\dot{W}_C	Potência consumida pelo compressor
$c_{p_{ar}}$	Calor específico do ar a pressão constante

3.4.2 Câmara de combustão

A câmara de combustão tem a finalidade de queimar uma quantidade de combustível fornecida pelo injetor, com uma grande quantidade de ar proveniente do compressor e liberar o calor, de tal maneira, que o ar é expandido e acelerado para dar uma corrente suave e uniforme do gás quente, necessária à turbina; isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência.

Para alimentar a câmara de combustão são utilizados diversos tipos de combustível, líquidos e gasosos e diversos sistemas de injeção; alguns utilizam água em forma de gotículas para manter a temperatura de combustão em um nível inferior onde se produzem os gases poluentes. A temperatura máxima é limitada pelo material das pás da turbina. A câmara de combustão deve ser capaz de realizar uma combustão estável e eficiente em toda a faixa de operação. A Figura 3.10 mostra a câmara de combustão anular da micro-turbina Capstone 330 de 30 kW.



Figuras 3.10 - Câmara de combustão anular da micro-turbina (Capstone, 2001)

A pressão na saída da câmara de combustão e entrada da turbina pode ser obtida assim:

$$p_3 = \left(1 - \frac{\Delta p_{tc}}{p}\right) \left(1 - \frac{\Delta p_{cc}}{p}\right) p_2 \quad (3.3)$$

Onde:

$\frac{\Delta p_{TC}}{p}$	Perda de pressão no trocador de calor
$\frac{\Delta p_{CC}}{p}$	Perda de pressão na Câmara de combustão
p_3	Perda na saída da câmara de combustão

3.4.3 Turbina

A turbina fornece potência para acionar o compressor e o gerador elétrico que está acoplado ao conjunto compressor-turbina, como mostra a Figura 3.11. A turbina tem a finalidade de extrair a energia dos gases quentes que deixam à câmara de combustão e os expande para uma pressão e temperatura mais baixa. A turbina pode ser radial ou axial com vários estágios; cada um desses estágios possui um estator e um rotor. O número de estágios depende da relação entre a potência necessária, a rotação e o diâmetro.



Figura 3.11 - Foto do conjunto compressor-turbina (Capstone, 2001)

A temperatura na saída da turbina pode ser estimada utilizando a equação (3.4):

$$T_4 = T_3 \left[1 - \frac{1}{\eta_t} \left\{ 1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right\} \right] \quad (3.4)$$

Onde:

p_3	Pressão na entrada da turbina
T_3	Temperatura de entrada da turbina
p_4	Pressão de saída da turbina
T_4	Temperatura na saída da turbina
γ	Expoente da isentrópica
η_T	Eficiência isentrópica da turbina

Os valores de eficiência isentrópica da turbina (η_T) estão ao redor de 0,88 para máquinas de potência elevada, (Saravanamutto, 2001), mas diminui em máquinas de pequena potência. A potência entregue pela turbina é dada pela equação (3.5):

$$\dot{W}_T = \dot{m}_g c_{p_g} [T_3 - T_4] \quad (3.5)$$

Onde:

\dot{m}_g	Vazão do gás
\dot{W}_T	Potência entregue pela turbina
c_{p_g}	Calor específico do gás a pressão constante

A potência útil é obtida pela seguinte equação (3.6), retirando a potência do compressor da potência da turbina, considerando a eficiência mecânica do eixo (η_m) (perdas por atrito):

$$\dot{W}_m = \left(\dot{W}_T - \frac{\dot{W}_C}{\eta_m} \right) \quad (3.6)$$

Onde:

\dot{W}_m	Potência útil no eixo
η_m	Eficiência mecânica do eixo

3.4.4 Trocador de calor

O trocador de calor pode ser adicionado para aumentar a eficiência térmica do ciclo. As micro-turbinas possuem um trocador de calor para aproveitar a energia térmica dos gases que saem da turbina e aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão. Isto incrementa a eficiência térmica do sistema ao diminuir a quantidade necessária de combustível no processo.

A pressão na saída da turbina para o trocador de calor é dada pela equação (3.7):

$$p_4 = \frac{p_5}{1 - \frac{\Delta p}{p}} \quad (3.7)$$

Onde:

p_5	Pressão na saída do trocador de calor
-------	---------------------------------------

3.4.5 Gerador elétrico

Os geradores das micro-turbinas a gás, além de trabalharem em altas rotações, também trabalham com rotação variável; sempre que for necessário aumentar a potência gerada, a turbina aumentará também sua rotação. As micro-turbinas não possuem reguladores de velocidade precisos como os utilizados nas turbinas em geral; isto é possível graças à utilização de geradores de corrente contínua com conversores de corrente contínua para corrente alternada (CC-AC). Além disso, o gerador da micro-turbina também opera como motor de partida, consumindo energia da bateria. O gerador leva a turbina até a rotação de operação, eliminando a necessidade de um motor de partida separado e simplificando o projeto (Willis & Scott, 2000).

3.4.6 Sistemas eletrônicos de controle e potência

Existem várias etapas no controle das turbinas a gás: controle na seqüência de partida, na seqüência de parada e controle em regime de operação permanente.

As micro-turbinas geram energia em corrente alternada de alta freqüência. Os sistemas eletrônicos e de controle convertem esta corrente alternada de alta freqüência em uma configuração pronta para consumo. A Figura 3.12 mostra o esquema de um moderno sistema de potência usado na geração distribuída. Embora os detalhes dependam da tecnologia usada na geração de eletricidade, o mesmo princípio básico pode ser usado para as tecnologias de geração distribuída.

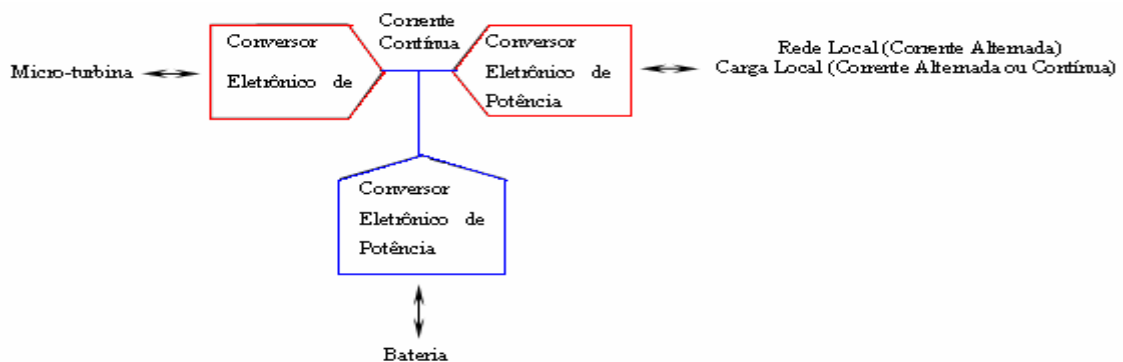


Figura 3.12 - Esquema do sistema de potência das micro-turbinas (Rodgers et al, 2001)

3.5 APLICAÇÕES DAS MICRO-TURBINAS A GÁS

As micro-turbinas da Capstone Turbine Corporation são divididas em dois módulos: o conjunto superior é formado pela turbina enquanto a parte inferior é formada pelo sistema de alimentação de combustível, sistema eletrônico de potência e controle. Os sistemas eletrônicos de potência e controle de modernas tecnologias de geração distribuída permitem que o grupo gerador tenha uma variedade de aplicações, dentre as quais podemos destacar: operação em paralelo com a rede local, operação isolada, operação em modo duplo, operação com múltiplas unidades (Gomes, 2002).

3.5.1 Operação em paralelo com a rede (Grid Connection)

As micro-turbinas podem ser configuradas para gerar eletricidade, paralelas a rede elétrica local. Neste caso, a eletricidade gerada, tem a mesma tensão e frequência da rede e se comporta como uma fonte de corrente controlada. A operação em paralelo com a rede pode atender tanto carga base quanto carga de pico. A principal preocupação com o projeto deste tipo de operação é com o sincronismo e a proteção necessários para uma condição segura e confiável com a rede elétrica local. A Figura 3.13 mostra a micro-turbina do laboratório NEST/UNIFEI utilizada nos testes.



Figura 3.13 - Fotos das micro-turbina da Capstone sem e com o container de proteção

Esta é uma das vantagens destes sistemas de geração distribuída, pois elimina a necessidade de caros e espaçosos equipamentos de sincronismo necessários em sistemas convencionais de geração de eletricidade. Uma outra vantagem desta configuração é que é possível controlar a qualidade da eletricidade gerada, sem equipamentos externos. O sistema eletrônico de potência e controle pode, por exemplo, controlar a energia reativa, regular a tensão e corrigir o fator de potência da micro-turbina. Entretanto, nem todas as características da rede podem ser conseguidas com estes sistemas, como por exemplo, o suprimento de uma rápida demanda de potência (tanto ativa quanto reativa). Logo, a micro-turbina não deve ser vista como uma possível substituta da rede elétrica, mas sim, como uma tecnologia que permite melhorar sua qualidade e confiabilidade (Rodgers et al, 2001).

3.5.2 Operação isolada (Stand Alone)

Neste caso o sistema comporta-se como uma fonte de tensão independente e supre a corrente demandada pela carga, tanto em magnitude quanto em fase. O sistema eletrônico da micro-turbina é capaz de fornecer energia em tensão e frequência variável para a carga, funcionando como um controlador de rotação. Por exemplo, se uma micro-turbina estiver alimentando um motor de controle de processo, a micro-turbina é capaz de variar a rotação para otimizar o processo.

3.5.3 Operação em modo duplo

O sistema eletrônico de potência e controle das micro-turbinas pode operar um modo que faz, automaticamente, a mudança de operação em paralelo com a rede, para operação isolada. Esta característica tem uma grande variedade de aplicações e é chamada de operação em modo duplo (Capstone, 2001).

3.5.4 Sistema de cogeração

A micro-turbina também é utilizada em sistemas de cogeração, onde obtém calor e energia eletro-mecânica, próximo ao local de consumo. Com eficiências acima de 85%, os sistemas que utilizam cogeração mostram formas de utilizar a energia de forma racional, além de reduzir o custo de operação. As micro-turbinas se adaptam bem a pequenos sistemas de cogeração no setor comercial (hotéis, pequenos hospitais, centros de esportes e centros residenciais), mas também, em pequenas indústrias, especialmente onde suprimento energético contínuo é necessário. A Figura 3.14 mostra um sistema de cogeração utilizando uma caldeira.



Figura 3.14 - Sistema de cogeração utilizando micro-turbina e caldeira (Pierce, 2002)

3.5.5 Aspectos ambientais

As principais emissões de turbinas a gás consideradas poluentes são: óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e os hidrocarbonetos não queimados (UHC), além de particulados e compostos orgânicos voláteis (VOC). Porém, com a utilização de gás natural como combustível, os particulados se tornam insignificantes. As emissões de micro-turbinas a gás são muito menores do que qualquer outra tecnologia devido à combustão contínua, o que permite uma queima mais completa. A Tabela 3.2 demonstra alguns valores de emissões de micro-turbinas a gás.

Tabela 3.2 - Emissões das micro-turbinas a gás da Capstone e da Volvo (Capstone Turbine Corporation, 2001 e Volvo, 2001)

Modelo de Micro turbina	Potencia Nominal (ISO)	Emissão de NO _x (15% O ₂)
Capstone 60 (combustível gasoso)	60 kW	< 9 ppm
Capstone 330(combustível líquido)	29 kW	< 35 ppm
Capstone Modelo 330 (biogás)	30 kW	< 9 ppm
T100 Volvo Aero (gás natural)	100 kW	15 ppm

Capítulo 4

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO DESEMPENHO DA MICRO-TURBINA A GÁS

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é desenvolvida uma simulação computacional utilizando o software Gate Cycle da empresa Enter Software-GE. A simulação computacional mostra os parâmetros de desempenho térmico similar ao da micro-turbina de combustível líquido (Diesel) de 30 kW. Foram realizadas três simulações B50, B100, DF100 e comparadas com os resultados experimentais obtidos no laboratório da Universidade Federal de Itajubá, com o objetivo de validar a simulação computacional, mas antes de mostrar os resultados das simulações é importante apresentar uma visão básica do software Gate Cycle.

O software Gate Cycle tem a finalidade de avaliar o rendimento de plantas de potência (ou sistemas de cogeração) existentes ou não, tanto no ponto de projeto (“design point”) ou como fora do ponto de projeto (“off-design”).

O programa interage com o usuário, em uma interface intuitiva e gráfica com detalhados modelos analíticos para a análise de processos termodinâmicos, de transferência de calor e mecânica dos fluidos, dentro da configuração de sistemas térmicos de qualquer complexidade. O programa contém uma vasta biblioteca com diversos tipos de equipamentos e combustíveis,

que permite a simulação computacional de turbinas a gás, turbinas a vapor, ciclos combinados, motores alternativos de combustão interna, sistemas de gaseificação, refrigeração, ar condicionado e de dessalinização. Há, entretanto uma desvantagem ao utilizar o software Gate Cycle, que é desenvolvido para modelar turbinas de grande porte (Moester, 2005).

No ambiente de trabalho de Gate Cycle são encontradas: a barra de menu principal, de ferramentas e a dos equipamentos utilizados nestas simulações. A Figura 4.1 mostra a tela principal onde se esquematiza o sistema térmico ou modelo físico a ser simulado. Em seguida são realizadas as conexões entre os componentes de uma micro-turbina a gás, com parâmetros similares a micro-turbina real.

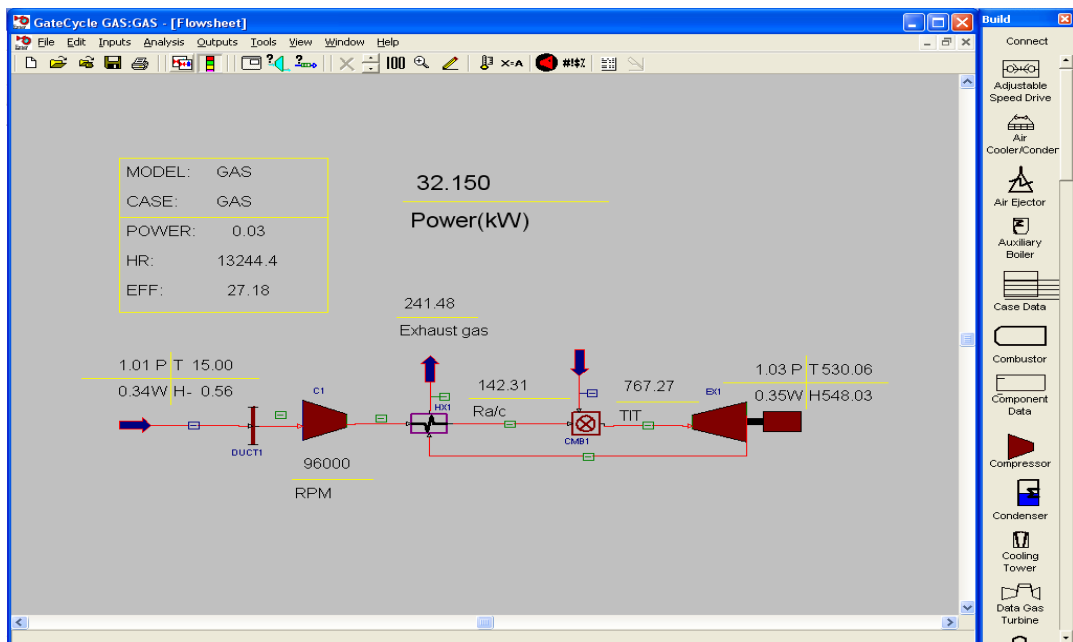
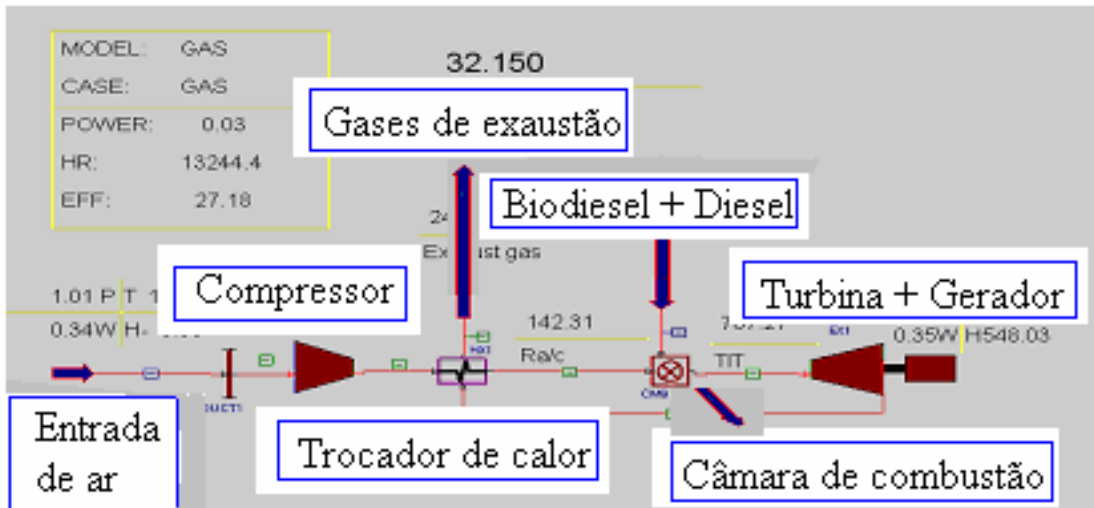


Figura 4.1 - Tela principal do software Gate Cycle

A simulação computacional desenvolvida no software Gate Cycle, utiliza os seguintes componentes: compressor, trocador de calor (recuperador), câmara de combustão, misturador do combustível e uma turbina com gerador. Esses componentes são similares ao da micro-turbina do Laboratório NEST/UNIFEI, Como mostra a Figura 4.2.



Figuras 4.2 - Componentes da micro-turbina a gás (Gate Cycle, 2005)

4.2 Combustíveis utilizados na simulação computacional

Para validar a simulação computacional, utilizou-se a composição elementar do biodiesel de mamona e do Diesel aditivado, como mostra a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Composição do biodiesel de mamona e Diesel aditivado utilizado na simulação (ANP, 2005)

Composição mássica	Biodiesel	Diesel aditivado
Carbono [%]	13,6	12,7
Hidrogênio [%]	76,5	85,6
Enxofre [%]	0,02	0,83
Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]	35.188	42.923
Poder Calorífico Superior [kJ/kg]	38.144	45.810
Densidade [g/cm ³]	0,9180	0,8480

Na validação desta simulação computacional foram tomados alguns cuidados, que podem ser observados nas seguintes etapas:

- Simulação computacional no ponto de projeto e validação em condições ISO;

- Simulação computacional fora do ponto de projeto e nas condições local e ISO;
- Validação da simulação computacional utilizando a composição elementar do Diesel aditivado e comparação com os resultados experimentais da micro-turbina a gás, obtidos no laboratório de Turbinas a gás e gaseificação da biomassa NEST/UNIFEI.

4.3 Parâmetros de desempenho

Existem dois aspectos a serem analisados, no que diz respeito ao desempenho da turbina a gás. Primeiro, o desempenho do ciclo para o ponto de projeto (“design point”), é a condição selecionada para se projetar a turbina a gás (ISO). E o segundo, é sobre o desempenho para as condições fora do ponto de projeto (“off design performance”), que está relacionado com o desempenho da turbina a gás durante sua operação. Em ambos os casos, as variações dos parâmetros térmicos e aerodinâmicos influenciam no seu desempenho.

4.3.1 Ponto do projeto (“design point”)

As micro-turbinas Capstone 330 de combustível líquido são turbinas a gás com potência líquida nominal de 30 kW nas condições ISO, as quais podem operar com óleo Diesel ou querosene. É possível atingir com estas micro-turbinas uma eficiência de até 26,3 % (± 2 %) e potência líquida de até 30 kW (± 1 kW). Entretanto, as condições nominais de operação dependem sensivelmente da temperatura ambiente, portanto é necessário determinar para cada caso qual o máximo desempenho possível de se atingir com estas micro-turbinas. Além da temperatura ambiente, o desempenho das micro-turbinas também depende da pressão atmosférica, ou seja, da altitude local. Segundo a Capstone, 2001, as micro-turbinas de combustível líquido também têm uma queda de 1% no desempenho a cada 100 metros de variação na altitude. A temperatura e a pressão de exaustão da micro-turbina combustível líquido dependem da potência gerada. À medida que se aumenta a potência líquida gerada, elevam-se a temperatura e a vazão de exaustão. Além disso, a pressão de exaustão é um parâmetro que deve ser constantemente monitorado, pois uma obstrução na tubulação de

exaustão pode provocar uma queda excessiva de pressão e conseqüentemente uma queda significativa no desempenho da micro-turbina.

As condições iniciais para o ponto de projeto da máquina, são obtidas do manual da Capstone e são mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Condições do ponto de projeto da micro-turbina (Capstone, 2001)

Condições ISO da micro-turbina	Valores
Consumo de combustível [L/h]	12,5
Temperatura [°C]	15
Umidade do ar [%]	60
Rotação [rpm]	96000
Combustível da micro-turbina	Diesel, Querosene
Heat rate (kJ/kWh)	13757,7
Temperatura de exaustão [°C]	275

Os valores das condições para o ponto de projeto da micro-turbina são obtidos, do manual da Capstone e são utilizados na simulação computacional, com a finalidade de fixar parâmetros, como; rotação, temperatura, potência e pressão. A Figura 4.3 mostra a essas condições.

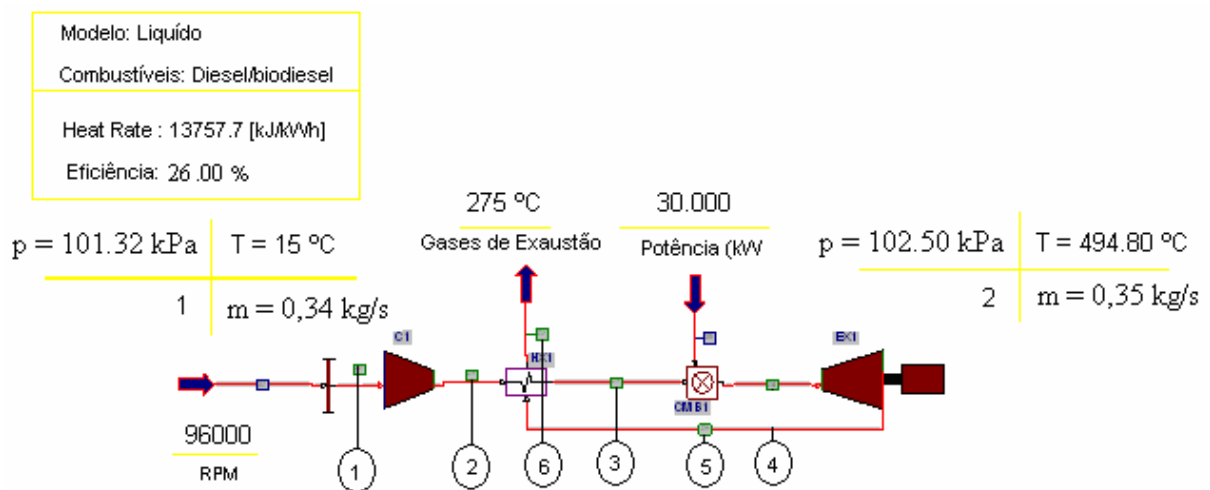


Figura 4.3 - Condições de ponto de projeto da simulação computacional

A Tabela 4.3 mostra os valores da condição do ponto de projeto utilizada na simulação computacional.

Tabela 4.3 - Condições de ponto de projeto da simulação computacional

Estado	Variáveis	Valores
1	Vazão mássica de ar na entrada do compressor (kg/s)	0,34
-	Rotação (rpm)	96000
1	Temperatura na entrada do compressor (°C)	15
1	Pressão na entrada do compressor (kPa)	101.32
5	Temperatura na saída da turbina (°C)	494,80
5	Pressão na entrada da turbina (kPa)	102.50
4	Vazão mássica dos gases na saída da turbina (kg/s)	0,35
6	Temperatura dos gases de exaustão da turbina (°C)	275
-	Heat Rate (kJ/kWh)	13757,7
-	Eficiência térmica (%)	26,00
-	Potência (kW)	30.000

O próximo passo foi transformar esta simulação computacional do ponto de projeto (“design point”) para fora do ponto de projeto (“off-design”), ou seja, definir as condições de operação da micro-turbina a gás no local, que é em Itajubá onde foram realizados os testes experimentais. É importante ressaltar que as condições geométricas são fixas. Não é possível, por exemplo variar a abertura dos estatores do compressor.

4.3.2 Fora do ponto de projeto (“off-design”)

Os resultados do desempenho térmico obtidos no laboratório foram utilizados para a validar o modelo computacional. A etapa seguinte foi modelar a micro-turbina a gás no local do ensaio. As condições ISO são alteradas para satisfazer as condições do local. Neste caso, leva-se em consideração que Itajubá tem uma temperatura média anual de 25 °C e uma altitude de 800 m acima do nível do mar (pressão atmosférica de 92,08 kPa). Naturalmente

espera-se que a eficiência seja mais baixa, devido à densidade mais baixa do ar. Os resultados são apresentados no capítulo seis e comparados com os resultados experimentais obtidos no laboratório.

Capítulo 5

DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES E DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

5.1 INTRODUÇÃO

No Capítulo cinco é apresentado um layout do sistema de aquisição de dados, a instrumentação e também são mostrados os procedimentos para os testes de poder calorífico, densidade e viscosidade com o Diesel e com o biodiesel de mamona.

5.2 DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIO

Para registrar os diferentes sinais provenientes da instrumentação da micro-turbina foi montado um sistema de medição e aquisição de dados utilizando um Controlador Lógico Programável (CLP) e vários instrumentos para medir parâmetros, como vazão de combustível, temperatura dos gases de exaustão, potência gerada, etc. Esses instrumentos enviam sinais de tensão em milivolts (mV), ou de corrente em miliamperes (mA), para as placas de entrada do CLP. A placa de comunicação do CLP se comunica com um computador onde se encontra instalado o software Elipse Scada.

A Figura 5.1 mostra a posição dos instrumentos no sistema da micro-turbina. É preciso escolher o princípio de medição adequado, em cada parte da micro-turbina a gás.

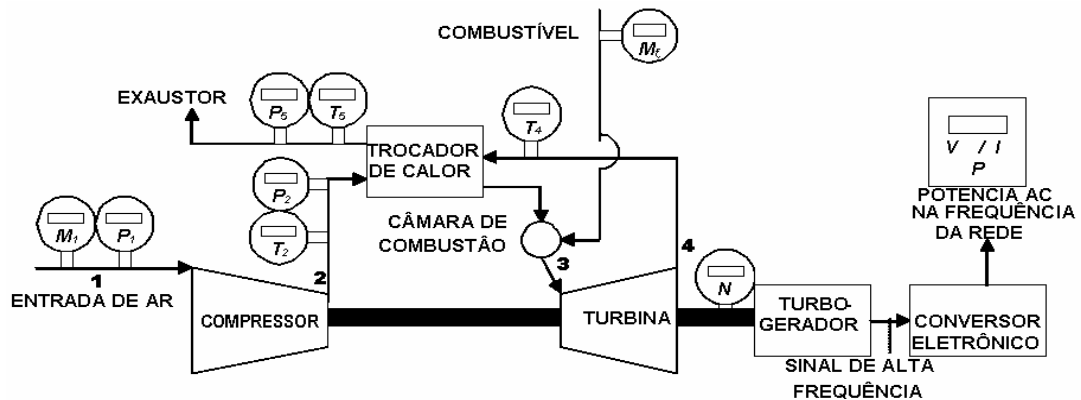


Figura 5.1 - Esquema da micro-turbina a gás indicando a posição dos instrumentos

Na linha de alimentação de combustível foi montado um sistema de medição de vazão (Figura 5.2). O sensor de vazão de deslocamento positivo, envia um sinal de pulso a um indicador remoto que transforma o sinal pulsante de 4 a 20 mA.



Figura 5.2 - Sensor e indicador de vazão de combustível

Um sistema de medição de vazão de ar que utiliza um tubo de pitot normalizado foi colocado na entrada da micro-turbina, como mostra a Figura 5.3. O sistema foi projetado segundo a norma para garantir a medida da vazão real, sem haver a necessidade de calibração. Um sensor de pressão, tipo capacitivo, transforma a grandeza em um sinal eletrônico. O sinal é processado e transformado de 4 para 20 mA, em uma faixa de vazão de 0 a 1140 m³/h definida no transmissor.



Figura 5.3 - Medição de vazão de ar

Sensores de pressão estática e temperatura estática foram colocados na saída do compressor (Figura 5.4). O sensor de pressão é do tipo célula capacitiva e o de temperatura é um termopar.



Figura 5.4 - Medição de pressão e temperatura na saída do compressor

Da mesma forma, na tubulação de exaustão, foram colocados sensores de pressão e temperatura (Figura 5.5). O sensor de pressão é do tipo célula capacitiva e o de temperatura é um termopar. Os dois sensores enviam sinal de 4 a 20 mA ao CLP.

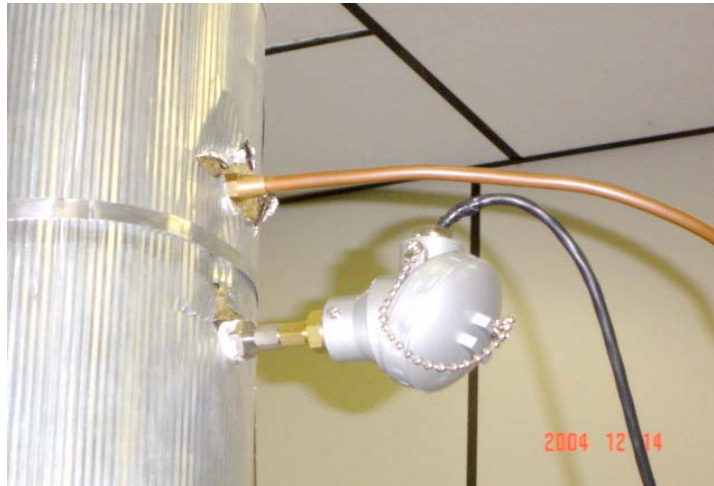


Figura 5.5 - Medição de pressão e temperatura na chaminé

A micro-turbina possui um sistema completo de sensores e armazenamento de dados para monitorar múltiplas variáveis mecânicas e elétricas. Esses dados são enviados ao computador por meio de uma porta serial localizada na placa de comunicação, na parte de trás da máquina (Figura 5.6).

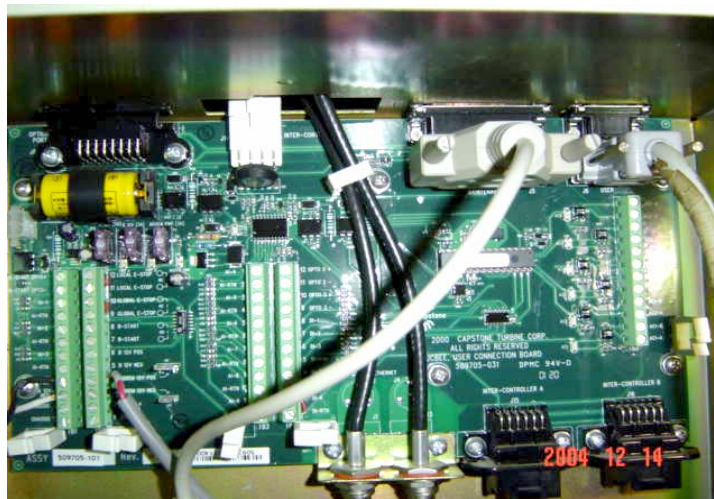


Figura 5.6 - Placa de comunicação da micro-turbina

A operação da micro-turbina é comandada através de um software do fabricante, que fornece os dados experimentais das variáveis medidas no sistema de aquisição de dados da máquina. Para monitorar e armazenar os dados provenientes do CLP, foi desenvolvida uma aplicação no software (Eclipse Scada). Telas desenvolvidas para esse software são mostradas na Figura 5.7.

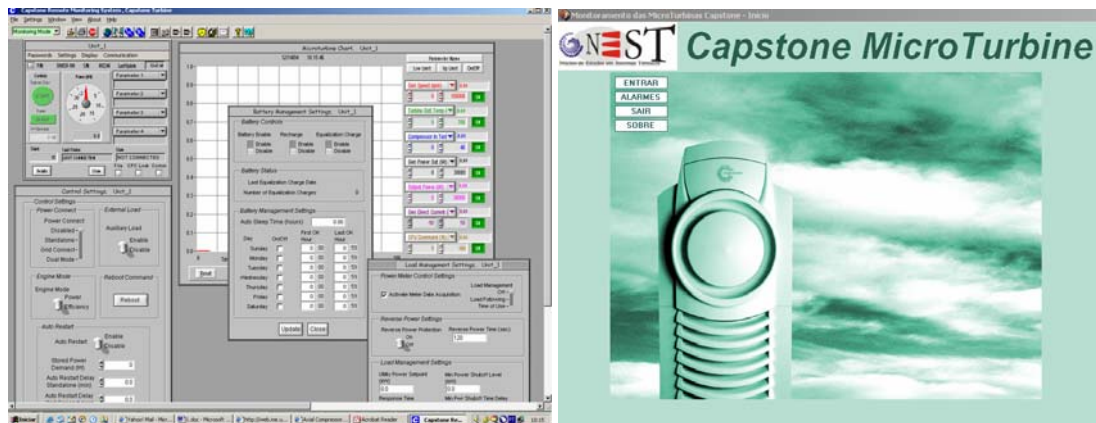


Figura 5.7 - Telas do software da micro-turbina

A Tabela 5.1 mostra os parâmetros de rendimento que serão medidos e as unidades utilizadas.

Tabela 5.1 - Parâmetros de rendimento que serão medidos

Parâmetro	Símbolo	Faixa	Unidade
Vazão de ar	\dot{m}_a	0 - 1140	$m^3/h - kg/h$
Pressão ambiente	pamb	0 - 5	bar
Temperatura ambiente	Tamb	0 - 100	°C
Temperatura na entrada do compressor	T1	0 - 100	°C
Pressão na saída do compressor	p2	0 - 10	bar
Temperatura na saída do compressor	T2	0 - 330	°C
Vazão de combustível	\dot{m}_f	0 - 20	L/h - kg/h
Temperatura na saída da turbina	T4	0 - 880	°C
Pressão no exaustor	p5	0 - 50	mbar
Temperatura no exaustor	T5	0 - 330	°C
Potência gerada pela micro-turbina	\dot{W}	0 - 45	kW
Rotação do eixo	N	0 - 100000	rpm
Tensão na saída da micro-turbina	V	0 - 1000	V
Corrente na saída da micro-turbina	I	0 - 100	A

5.3 AQUISIÇÃO E ARMAZENAMENTO DE DADOS

Para o monitoramento e armazenamento, em tempo real, das variáveis da micro-turbina, foi desenvolvida uma aplicação no software Elipse Scada. Este software oferece a

possibilidade de comunicação com os sistemas de armazenamento de dados, o CLP e o sistema da micro-turbina, bem como transmite os dados para monitoramento em um tempo de varredura mínimo de um segundo. Existem ferramentas para criar telas com desenhos, displays e botões virtuais, gráficos de tendências, históricos, geração de relatórios, telas de monitoramento e alarmes de segurança, etc. A Figura 5.8 mostra a tela inicial da aplicação.



Figura 5.8 - Tela de início do software

A Figura 5.9 mostra a tela principal da aplicação, onde é possível observar desenhos das três micro-turbinas existentes no Laboratório, com indicação das grandezas medidas através de “displays” virtuais.

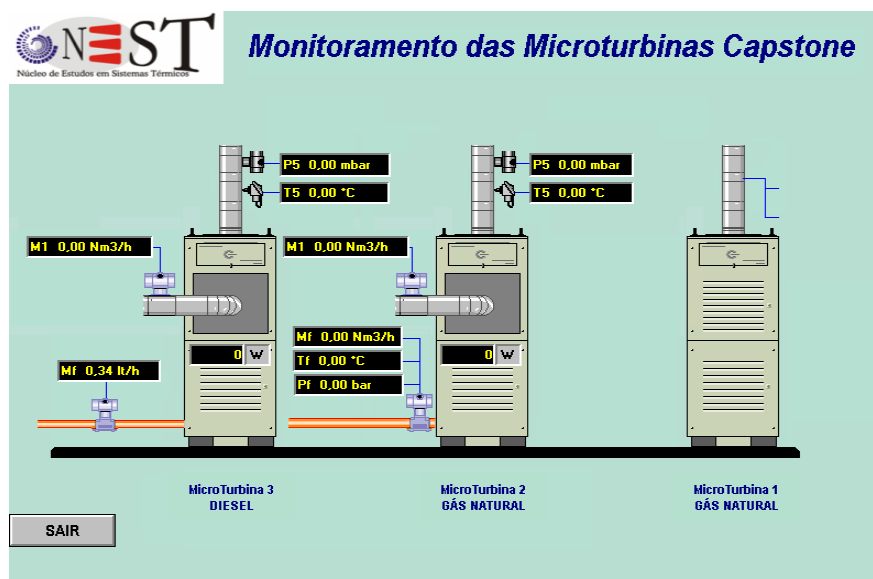


Figura 5.9 - Tela principal do software

A tela apresentada na Figura (5.10) mostra as grandezas medidas, em tempo real, durante o ensaio da micro-turbina. Podem-se observar as janelas com o local para os valores medidos, assim como um espaço para um gráfico de tendências. Existem botões virtuais para acessar ao histórico de dados e para criar o arquivo em Excel com os dados colhidos pelo sistema.

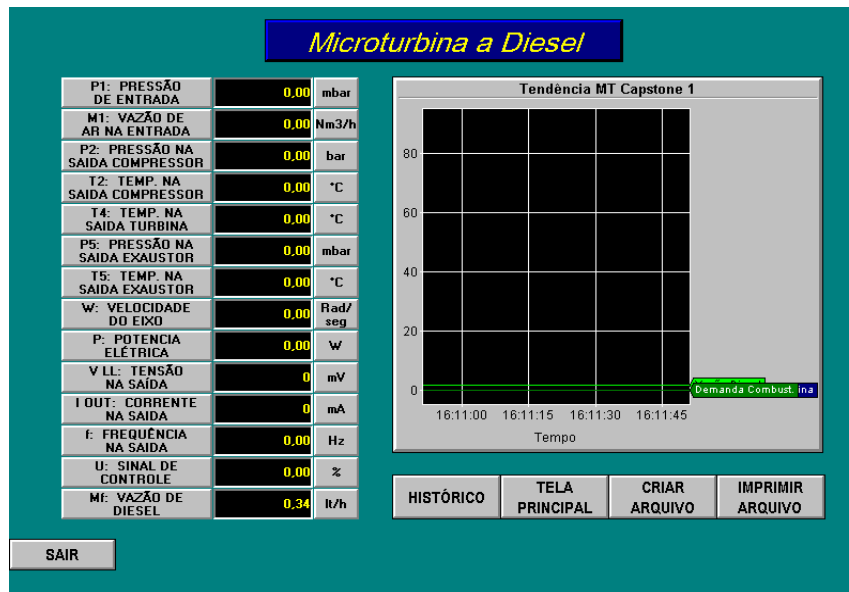


Figura 5.10 - Tela da micro-turbina a Diesel

5.4 ESQUEMA DO SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE BIODIESEL

A Figura 5.11 mostra o desenho isométrico da instalação do sistema de armazenamento e alimentação do biodiesel utilizado durante os testes. Pode se observar o sistema de aquecimento do biodiesel, que pode aquecer as misturas de biodiesel até 80 °C, o conjunto moto-bomba, as dimensões das tubulações, as válvulas de diesel e biodiesel, o medidor de vazão, a micro-turbina e o sistema de aquisição de dados.

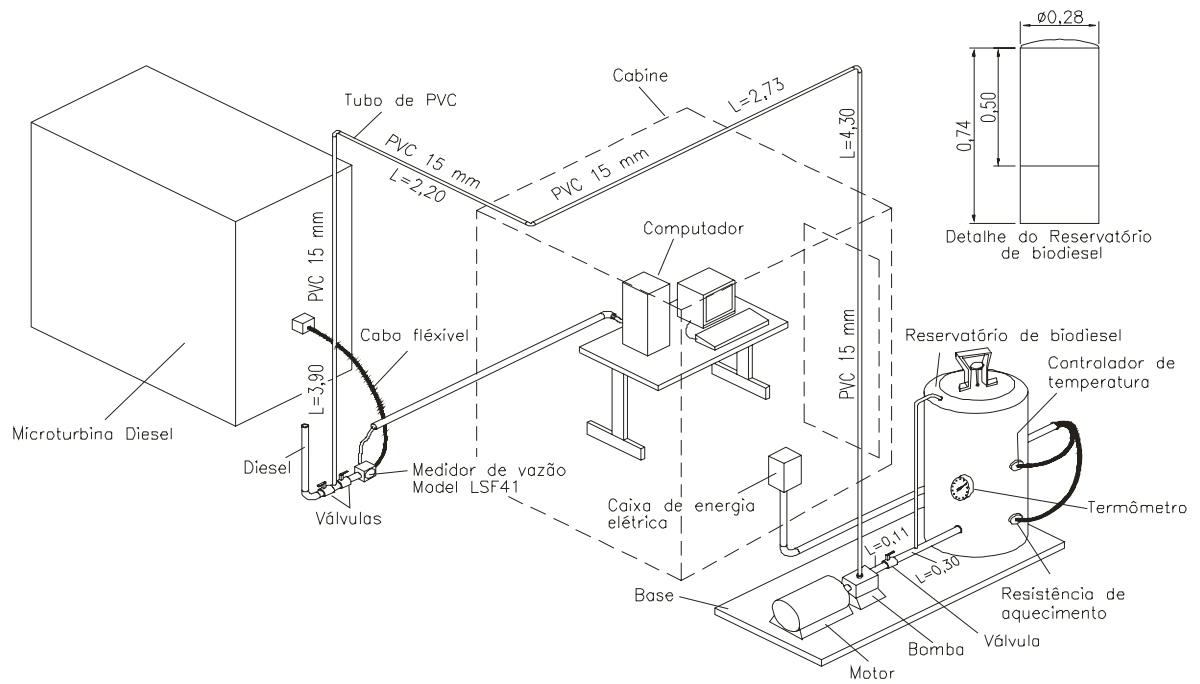


Figura 5.11 - Desenho isométrico do sistema

Foram feitas algumas modificações no reservatório de armazenamento de biodiesel, como a adaptação de um sistema de aquecimento, com a finalidade de diminuir a viscosidade do biodiesel que será utilizado. A Figura 5.12 mostra o reservatório de biodiesel com as seguintes características:

- Volume: 20 litros;
- Altura: 0.74 m;
- Diâmetro: 0.28 m.



Figura 5.12 - Reservatório de biodiesel com sistema de aquecimento

5.5 TRATAMENTO MATEMÁTICO DOS DADOS

Usualmente, a performance de uma turbina é referida a condições padrão ISO: UR 60%, 288,15 K (15°C) e 101325 Pa (1,014 bar), que são condições de referência estática no nível do mar. Para corrigir os valores obtidos nas condições ambiente para as condições ISO foi utilizada a metodologia indicada na norma ASME PTC 22 (ASME, 1997) para testes de performance em turbinas a gás. Os coeficientes de correção delta (δ) e theta (θ) permitem corrigir valores de potência obtidos para pressões e temperaturas diferentes das condições ISO, segundo as equações (5.1) e (5.2) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$\delta = \frac{P_1}{101325} \quad [Pa] \quad (5.1)$$

$$\theta = \frac{T_1}{288,15} \quad [K] \quad (5.2)$$

Onde,

P_1 : Pressão de admissão;

T_1 : Temperatura de admissão.

Para o cálculo da potência efetiva, corrigida para as condições padrão ISO, utilizamos os valores de potência útil, temperatura e pressão de admissão ao compressor, além da pressão e temperatura nas condições padrão, como mostra a equação (5.3) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$\dot{W}_{corr} = \frac{\dot{W} \sqrt{\frac{T_1}{T_{std}}}}{\frac{P_1}{P_{std}}} = \frac{\dot{W} \cdot \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.3)$$

Onde:

\dot{W}_{corr} : Potência corrigida;

\dot{W} : Potência útil medida;

T_{std} : Temperatura padrão (288,15 K);

P_{std} : Pressão padrão (101325 Pa).

A rotação corrigida é obtida por meio da seguinte equação (5.4) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{\frac{R_1 T_1}{(RT)_{std}}}} \quad (5.4)$$

Uma vez que a variação do valor da constante do gás (R) é muito pequena, esta foi desconsiderada na equação e a correção foi feita utilizando somente a temperatura de entrada da turbina, como mostra a equação (5.5) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_1}{T_{std}}}} = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (5.5)$$

Onde,

N_{corr} : Rotação corrigida;

N : Rotação medida;

R: Constante do gás.

Para o cálculo da vazão de combustível corrigida, utilizou-se a equação (5.6) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$\dot{m}_{f,corr} = \frac{\dot{m}_f}{\left(\frac{P_1}{P_{std}}\right) / \left(\sqrt{\frac{T_1}{T_{std}}}\right)} = \frac{\dot{m}_f \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.6)$$

Onde,

\dot{m}_f : Vazão mássica de combustível;

$\dot{m}_{f,corr}$: Vazão mássica corrigida de combustível.

Para o cálculo da vazão de ar corrigida, utilizou-se a equação (5.7) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$\dot{m}_{ar\ corr} = \frac{\dot{m}_{ar} \sqrt{\frac{T_1}{T_{std}}}}{\frac{P_1}{P_{std}}} = \frac{\dot{m}_{ar} \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.7)$$

Onde,

\dot{m}_{ar} : Vazão mássica de ar;

$\dot{m}_{ar\ corr}$: Vazão mássica corrigida de ar.

Todas as temperaturas e pressões podem ser corrigidas seguindo as equações (5.8) e (5.9) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$T_{corr} = \frac{T}{\theta} \quad (5.8)$$

$$P_{corr} = \frac{p}{\delta} \quad (5.9)$$

Onde,

T_{corr} : Temperatura corrigida;

P_{corr} : Pressão corrigida.

5.5.1 Consumo específico de calor (Heat Rate)

É definido como a razão entre o equivalente calórico do combustível consumido, pela quantidade de energia elétrica produzida no intervalo de tempo considerado. Ou seja, o inverso da eficiência, como mostra as equações (5.10) e (5.11) (Walsh & Fletcher, 2004):

$$Hr = SFC \cdot PCI \quad (5.10)$$

Sendo:

$$SFC = \frac{3600 \cdot \dot{m}_f}{P_{el}} \quad (5.11)$$

Onde,

Hr: Consumo específico de calor “Heat rate” [kJ/kWh];

SFC: Consumo específico de combustível [kg/kWh];

PCI: Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg];

P_{el} : Potência [kW];

\dot{m}_f : Vazão do combustível [kg/s].

5.6 MEDIÇÃO DO TEOR DE POLUENTES NOS GASES DE EXAUSTÃO

Para a medição do teor de poluentes nos gases de exaustão da micro-turbina, utilizou-se o analisador de gases EcoLine existente no Laboratório do NEST/UNIFEI. O analisador possui duas partes funcionais: a unidade principal de análise de gás (MCU) e a unidade de controle remoto (RCU). Todos os dados coletados pela unidade de análise podem ser visualizados, armazenados ou impressos na unidade remota. A Figura 5.13 mostra o analisador de gases portátil.



Figura 5.13 - Analisador de gases portátil EcoLine 6000

A Tabela 5.2 mostra os componentes gasosos cuja concentração foi determinada nos gases de exaustão da micro-turbina.

Tabela 5.2 - Parâmetros de emissões

Parâmetro	Unidade
O ₂	%
CO ₂	%
CO	ppm
NO	ppm
NO ₂	ppm
SO ₂	ppm

5.7 DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS

A determinação das características das misturas do biodiesel, como o poder calorífico e a viscosidade, é importante para a condução dos testes com a micro-turbina, que necessita do valor do poder calorífico para que as devidas correções sejam feitas, adequando assim o seu funcionamento (Capstone, 2001).

A viscosidade também é importante, devido à necessidade de se determinar o aumento adequado de temperatura para redução dessa propriedade do combustível, a fim de aproximá-la a do diesel, favorecendo assim, o funcionamento da máquina.

De acordo com Turns (2000), o poder calorífico ou calor de combustão é numericamente igual à entalpia de reação, mas com sinal oposto. Turns (2000) define o poder calorífico superior (PCS) e inferior (PCI), onde o PCS é o calor de combustão calculado, levando em consideração que toda a água presente nos produtos da combustão seja condensada, liberando a máxima quantidade de energia. O PCI corresponde ao caso onde é assumido que a água não seja condensada. O sistema de controle da micro-turbina requer como dado, para sua operação, o valor do poder calorífico, pois este é utilizado para manter os parâmetros aero-termodinâmicos de projeto, adequando assim o seu funcionamento.

Os testes de poder calorífico superior, densidade e viscosidade do biodiesel de mamona e do Diesel, foram feitos no laboratório do NEST/UNIFEI, utilizando o calorímetro IKA WORKS C-2000, e os resultados são mostrados no apêndice D, onde são apresentadas as propriedades dos combustíveis utilizados nos testes experimentais para os parâmetros FUEL 1 e FUEL 2 que são calculados para ajustar o controle da micro-turbina a gás quando a mesmo

opera com combustível diferente do Diesel. Os resultados de poder calorífico superior e densidade são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Propriedades dos combustíveis utilizados nos testes

Mistura	PCS [MJ/kg]	Densidade á 25 °C [g/mL]
DF	45.098	0,8380
B5	44.578	0,8398
B10	44.240	0,8425
B15	43.955	0,8432
B20	43.567	0,8451
B25	43.034	0,8510
B30	42.686	0,8560
B50	41.890	0,8658
B75	39.362	0,8890
B100	38.144	0,9180

É importante ressaltar que a bomba calorimétrica utilizada para os testes permite obter o poder calorífico superior (PCS). No entanto, para que seja determinado o coeficiente de correção que deverá ser fornecido à micro-turbina, deve-se calcular o poder calorífico inferior através da equação (5.12) a seguir (ECN, 2000):

$$PCI = PCS - 2446 \cdot \left(8,936 \frac{H}{100} \left[1 - \frac{w}{100} \right] + \frac{w}{100} \right) \quad (5.12)$$

Onde,

PCS: Poder calorífico superior do combustível utilizado [kJ/kg];

H: Conteúdo de hidrogênio no combustível [%];

W_u : Conteúdo de umidade no combustível [%].

Será utilizado o valor de 12,9% de conteúdo de hidrogênio no Diesel puro e de 13,06% para o biodiesel (ECN, 2000). Para essa equação, também é necessário fornecer a umidade do combustível que, segundo a norma ASTM D975, deve ser no máximo de 0,5% para o Diesel. Para o presente estudo será assumido um valor de 1% tanto para o Diesel quanto para as

misturas com biodiesel. Depois de realizados os cálculos, o PCI encontrado para a correção dos parâmetros de rendimento da micro-turbina foi de **35,188** (MJ/kg), isto é, para o B100.

A micro-turbina utilizada nesse estudo opera com combustível líquido, sendo que o combustível primário é o diesel ou querosene. A seguir é apresentada uma Tabela 5.4 dos requerimentos do fabricante para a utilização desses combustíveis na micro-turbina.

Tabela 5.4 - Características dos combustíveis da micro-turbina (Capstone, 2001)

Parâmetro do Combustível	Diesel	Querosene
Norma	D975-986 D	ASTM D3699-98
Ponto de fulgor mínimo	52 °C	38 °C
Poder calorífico superior (±5%)	45955 kJ/kg	46188 kJ/kg
Viscosidade cinemática @ 40 °C	1,9 a 4,1 cSt	1,0 a 1,0 cSt
Densidade	0,82 g/mL	0,79 g/mL
Faixa de evaporação	282 °C - 338 °C 90 %	282 °C - 338 °C 90 %
Ponto de condensação máx.	-	- 40 °C
Conteúdo de enxofre máx.	0,05% do peso	0,04% do peso
Sedimentos e água máx.	0,05% do volume	-
Resíduos de carbono máx.	0,35% do peso	-
Conteúdo de cinzas máx.	0,01% do peso	-

Quando é utilizado um combustível diferente, o sistema controlador da micro-turbina utiliza dois parâmetros (FUEL I1 e FUEL I2) para o ajuste do sistema de combustível, que são obtidos em função do poder calorífico inferior (PCI) e da densidade. As equações para o cálculo desses parâmetros são mostradas, a seguir, nas equações (5.13) e (5.14) (Capstone, 2001):

$$FUEL I1 = \left(\frac{0,8358}{\rho_f} \right) \cdot \left(\frac{40510,73}{PCI_f} \right) \quad (5.13)$$

$$FUEL I2 = \left(\frac{PCI_f}{40510,73} \right) \quad (5.14)$$

Onde,

ρ_f : Densidade do combustível utilizado [g/mL];

PCI_f : Poder calorífico inferior do combustível utilizado [kJ/kg].

5.7.1 Viscosidade

Para a determinação da viscosidade dinâmica utilizou-se o viscosímetro de Stokes ou de esfera descendente. No viscosímetro de Stokes, a viscosidade é determinada através da medida do tempo de queda livre de uma esfera através de um fluido estacionário. A representação esquemática do princípio de medição pode ser visto na Figura 5.14.

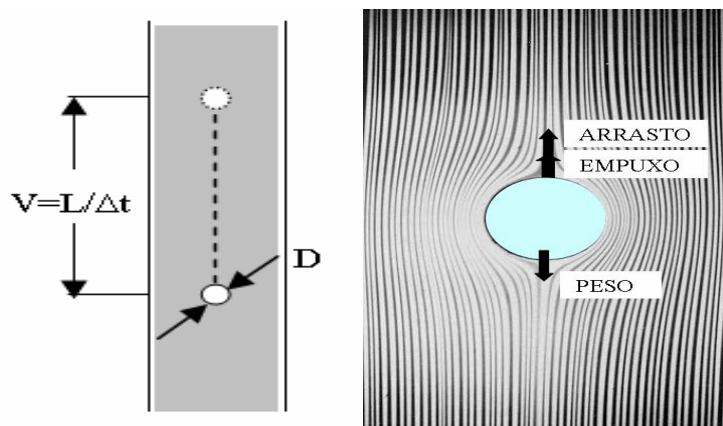


Figura 5.14 - Esquema do princípio de medição do viscosímetro de Stokes

Capítulo 6

RESULTADOS DOS TESTES DE DESEMPENHO TÉRMICO, EMISSÕES E DA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

6.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo mostra a descrição dos testes realizados na micro-turbina a gás e os resultados da simulação computacional, que foram comparados com os resultados obtidos do laboratório, também são apresentados os resultados dos testes de desempenho térmico e emissões, operando com biodiesel de mamona e mostrando a influência da utilização desse combustível na eficiência da máquina, bem como nas emissões de gases como CO, CO₂, NO_x e SO₂.

Entretanto, as condições nominais de operação dependem, sensivelmente, da temperatura ambiente e da pressão atmosférica. As micro-turbinas têm queda no seu desempenho de 1% a cada 100 metros de variação na altitude (Capstone, 2001).

Os testes foram realizados numa bancada de ensaios no laboratório da Universidade Federal de Itajubá, situado a uma altitude em torno de 800 metros e temperatura média de 25 °C. Nestas condições, a potência máxima gerada foi de 24 kW.

Os testes na micro-turbina começaram com misturas de B5, ou seja, 5% de biodiesel e 95% de Diesel. Os testes foram realizados com misturas de biodiesel na proporção de 5, 10, 15, 20, 25, 30, 50, 75 e 100 %, de forma crescente. Óleo diesel utilizado nas misturas com o biodiesel é o diesel aditivado encontrado nos postos Texaco. As misturas foram realizadas em

balde graduados de 5, 10 e 20 litros e em beakers de 1 e 2 litros. A Tabela 6.1 mostra as proporções utilizadas nas misturas para os testes na micro-turbina utilizando Diesel e biodiesel.

Tabelas 6.1 - Procedimento de misturas utilizada nos testes com Diesel e biodiesel

Misturas	biodiesel	Diesel
B5	1 litro de biodiesel	19 litros de Diesel
B10	2 litros de biodiesel	18 litros de Diesel
B15	3 Litros de biodiesel	17 litros de Diesel
B20	4 litros de biodiesel	16 litros de Diesel
B25	5 litros de biodiesel	15 litros de Diesel
B30	6 litros de biodiesel	14 litros de Diesel
B50	10 litros de biodiesel	10 litros de Diesel
B75	15 litros de biodiesel	5 litros de Diesel
B100	20 litros de biodiesel	0 litro de Diesel

6.2 Metodologia dos testes de desempenho térmico e emissões

Os testes foram realizados com a micro-turbina operando em paralelo com a rede da concessionária (Grid Conection).

Inicialmente, a micro-turbina foi acionada com diesel e operou durante um período de 30 minutos, quando a máquina atingiu o regime permanente de operação; isto é, a condição de operação onde as variáveis do sistema térmico da máquina atingem uma condição estável. Esse fenômeno pode ser observado através da temperatura dos gases de exaustão, que na partida, apresentam temperaturas da ordem 100 °C, sendo que, decorrido o período mencionado, estabilizou-se em torno de 215 °C, operando sem carga. Depois de atingida a condição de regime permanente, iniciou-se a substituição do diesel pelas misturas de biodiesel. Ao começar a operação da micro-turbina com uma nova mistura, foi conveniente esperar 20 minutos a plena carga, até atingir o regime permanente com o novo combustível.

As misturas foram feitas em recipientes devidamente limpos para evitar a contaminação do combustível por sujeira ou umidade. Depois de realizadas as misturas, a

mesma foi colocada no tanque com sistema de aquecimento e controle de temperatura. No tanque foi realizado o aquecimento da mistura para adequar a sua viscosidade, pois a viscosidade do biodiesel é maior do que a do Diesel. Para cada mistura de biodiesel, foi variada a potência da micro-turbina de 4 em 4 kW até alcançar a condição de plena carga, deixando a máquina estabilizar durante um período de 10 minutos em cada carga, antes de realizar a leitura dos dados de rendimento e emissões.

Após cada percentual de mistura utilizado, todo o sistema de alimentação de biodiesel foi drenado, evitando assim a criação de misturas incorretas ou fora das especificadas. Antes de desligar a micro-turbina, operamos por mais 30 minutos com Diesel puro, para eliminar qualquer resíduo de biodiesel no sistema de alimentação e no interior da máquina. A Tabela 6.2 mostra as cargas e o tempo de operação dos testes de desempenho térmico.

Tabela 6.2 - Cargas e tempo de operação para os testes

Combustível	Carga [kW] ¹	Tempo [min]
Diesel 100% (DF100)	Plena Carga	30
	0	10
	4	10
	8	10
	12	10
	16	10
	20	10
	24	10
Biodiesel XX% (BXX) ²	Plena Carga	20
	0	10
	4	10
	8	10
	12	10
	16	10
	20	10
	24	10
Diesel 100% (DF100)	Plena Carga	30

1- O valor de plena carga da micro-turbina depende das condições ambientais de pressão e temperatura. No lugar onde foram realizados os testes, pode variar na faixa entre 21 e 26 kW.

2 - "BXX" se refere ao valor percentual do biodiesel na mistura, por exemplo, B10, B15, etc.

Observou-se que alguns parâmetros de emissões foram muito instáveis nas primeiras duas horas de operação, principalmente com relação ao monóxido de carbono (CO), mesmo quando todos os parâmetros de desempenho tinham atingido o regime permanente.

Somente após as duas primeiras horas de operação da máquina, seja com biodiesel ou com as misturas de diesel com biodiesel, foi que as emissões apresentaram repetibilidade suficiente para que fossem consideradas.

Conforme foi explicado, à medida que aumentamos a percentagem de biodiesel na mistura, aumenta também a sua viscosidade. Essa característica pode ser crítica para a operação normal da micro-turbina. Segundo o manual do fabricante (Capstone 2000), aceita-se uma viscosidade do combustível no máximo de 14 [cSt]. Nos testes realizados de viscosidade dinâmica com biodiesel de mamona, conforme mostra a Figura 6.1, concluímos que é necessário aquecer a mistura pelo menos a partir de B75; porém, foram aquecidas, todas as misturas com biodiesel, a diferentes temperaturas: B5 até B20 a 40 °C, B25 até B50 a 50 °C, e B75 até B100 a 60 °C não se observando nenhum problema relacionado com a viscosidade dos combustíveis.

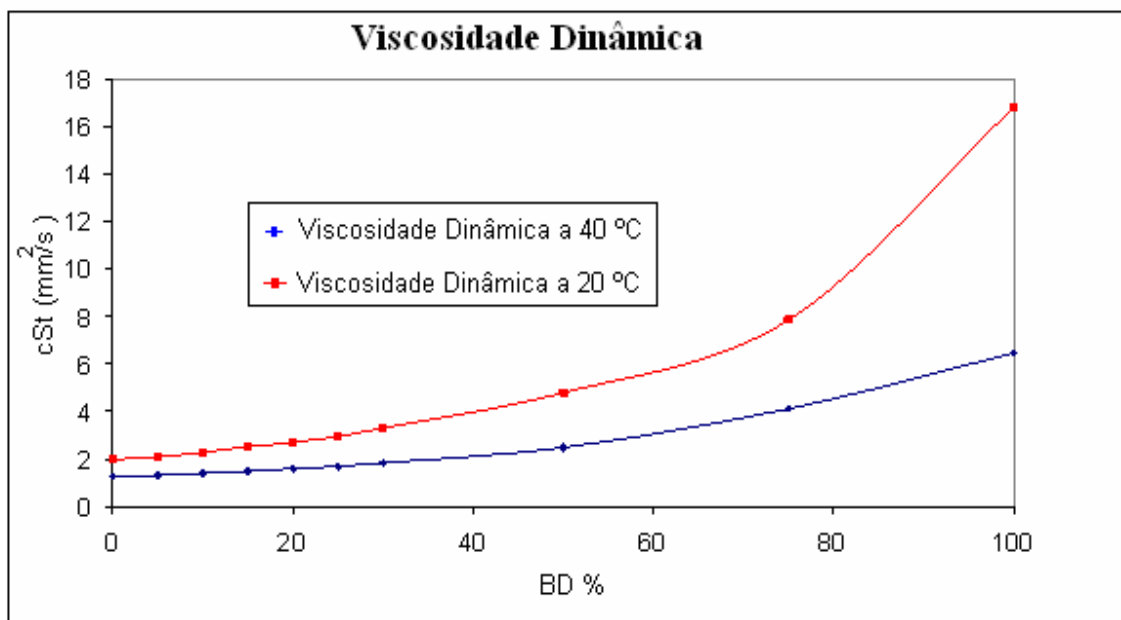


Figura 6.1 - Viscosidade em função da porcentagem de biodiesel

Foi observado o acúmulo de glicerina na superfície do biodiesel ao deixá-lo em repouso. Esse material viscoso dificultou a alimentação do combustível no tanque de armazenamento.

É recomendável estudar melhor o conteúdo de glicerina no biodiesel, já que esse material pode se acumular no sistema de combustível da micro-turbina, criando problemas quando operar por mais tempo. Uma foto do material acumulado pode ser observada na Figura 6.2.



Figura 6.2 - Glicerina formada no biodiesel

Foram medidas, para fins de análise, a potência e rotação da máquina, bem como pressão, temperatura e vazão para os diferentes fluxos que envolvem o funcionamento da turbina. Os gases de exaustão também foram analisados mediante a determinação do teor de poluentes, como o CO, CO₂, NO_x e SO₂, através de um analisador portátil de gases, a montagem do equipamento na micro-turbina pode ser visto na Figura 6.3.



Figura 6.3 - Analisador portátil de gases ECO LINE 6000

6.3 Operação com biodiesel

Após a coleta dos dados da operação com Diesel puro, iniciou-se a operação com a primeira mistura de biodiesel chamada de B5. Para cada teste foram utilizados 10 litros de mistura, como foi demonstrado na Tabela 6.1. A Figura 6.4 apresenta o momento da coleta do Diesel que seria adicionado ao biodiesel para realização da mistura para um dos testes.



Figura 6.4 - Coleta do Diesel para as misturas

O Diesel e o biodiesel foram misturados em um recipiente para homogeneização das misturas, como mostra a Figura 6.5, antes de colocá-la no reservatório, onde seria aquecida e, posteriormente, enviada para a micro-turbina através do sistema de alimentação.



Figura 6.5 - Beacker para as misturas de biodiesel com diesel

Tendo-se realizado os ensaios, tanto com Diesel como com biodiesel, foram levantadas curvas que retratam o comportamento da máquina quando da substituição gradativa e total do Diesel, que é o combustível para o qual ela foi projetada. A Tabela 6.3 mostra a lista de gráficos que foram gerados.

Tabela 6.3 - Lista de gráficos para a análise de performance da micro-turbina a gás

Gráfico	Unidades
Potência x Rotação	kW x rpm
SFC x Potência	kg/kWh x kW
Heat Rate x. Potência	kJ/kWh x kW
Vazão de combustível x Potência	kg/h x kW
Temperatura dos gases exaustão x Rotação	°C x rpm
Vazão de ar x Potência	kg/h x kW
Temperatura dos gases exaustão x Potência	°C x kW
CO x Potência	ppm x kW
NO x Potência	ppm x kW

As mudanças no desempenho térmico e nas emissões, observado durante os testes com biodiesel e suas misturas, podem ser explicado pela diferença no poder calorífico, viscosidade do Diesel e do biodiesel (Tabela 6.4) e pela diferença na composição elementar (Tabela 6.5).

Tabela 6.4 - Propriedades do Diesel e biodiesel utilizado nos testes (NEST/UNIFEI)

	Diesel aditivado	Biodiesel de mamona
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	42.923	35.188
Viscosidade a 20 °C [cSt]	1,993	16,82
Densidade relativa [g/mL]	0,8380	0,9180

Tabela 6.5 - Composição elementar do Diesel e do biodiesel (ANP, 2004)

Composição Elementar	Diesel aditivado	Biodiesel de mamona
Hidrogênio	12,7	13,6
Carbono	85,6	76,5
Enxofre	0,83	0,02
Oxigênio	-	11,0

6.4 Procedimento de avaliação de incerteza das variáveis

A medição indireta envolve a determinação do valor associado ao mensurando a partir da combinação de duas ou mais grandezas por meio de expressões matemáticas. O procedimento é para estimar a incerteza associada à medição em casos onde o valor do mensurando não pode ser determinado diretamente a partir da indicação vinda de um único instrumento de medição, mas deve ser calculada por uma equação que relaciona diversas grandezas de entrada medidas independentemente.

A exatidão foi calculada também para cada variável e para todas as misturas de combustíveis em cada faixa de potência. Como neste caso todos os instrumentos possuem a exatidão constante sobre a escala testada, a exatidão total calculada também será constante em todas as faixas de potência; para essa razão. A Tabela 6.6. apresenta a exatidão em valores de porcentagem da variação de cada variável.

Tabela 6.6 – Resultados da avaliação de incerteza das variáveis

Variáveis	Exatidão (%)
Heat Rate [kJ/kWh]	$\pm 0,72$
Vazão mássica de ar [kg/h]	$\pm 1,03$
Vazão mássica de combustível [kg/h]	$\pm 3,7$
Rotação [rpm]	$\pm 0,5$
Potência corrigida [kW]	$\pm 0,75$
Temperatura total de saída [°C]	$\pm 0,8$
Consumo específico de combustível [L/h]	$\pm 3,7$
Temperatura na saída da turbina [°C]	$\pm 0,8$
CO [ppm]	± 10 ppm
NO [ppm]	± 5 ppm

6.5 Resultados experimentais do desempenho térmico

Inicialmente analisou-se a influência da substituição do combustível a cargas parciais na rotação da máquina. A Figura 6.6 mostra a relação existente entre a variação da potência e a rotação, para diferentes valores das misturas. Observou-se que praticamente, não houve

variação da potência com a rotação da máquina, pela substituição do Diesel pelo biodiesel. Nas misturas de biodiesel a potência foi ligeiramente menor (0,0010%), ou seja, quase a mesma potência em relação aos testes com o óleo Diesel.

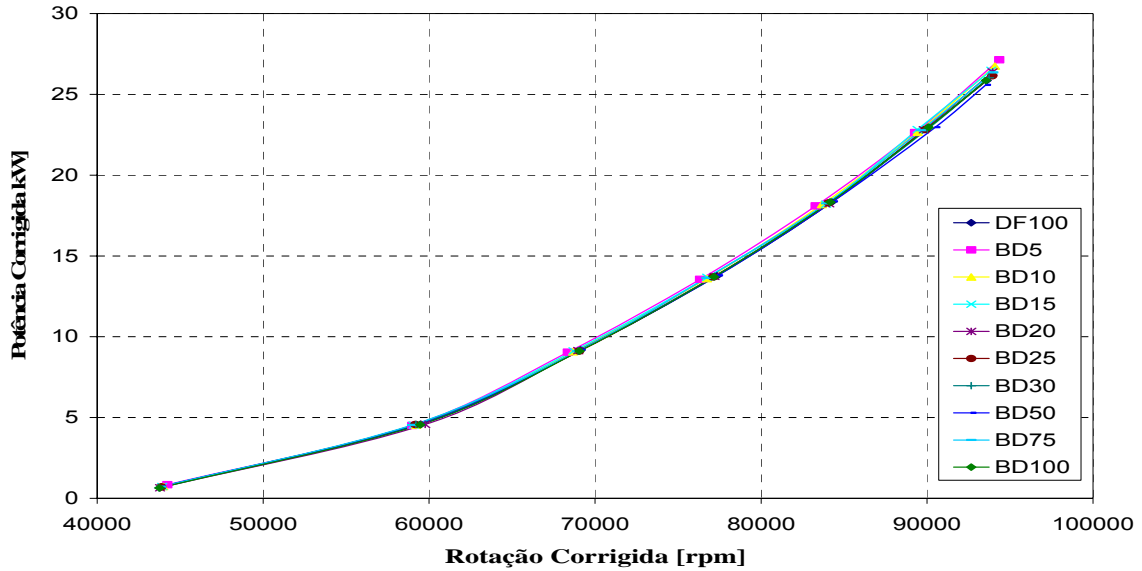


Figura 6.6 - Rotação da micro-turbina para cargas parciais

A Figura 6.7 apresenta o comportamento do “Heat Rate” a cargas parciais. Observa-se que o “Heat Rate” não teve diferença a cargas parciais acima de 5 kW para as diferentes misturas de biodiesel, não prejudicando o desempenho térmico da máquina.

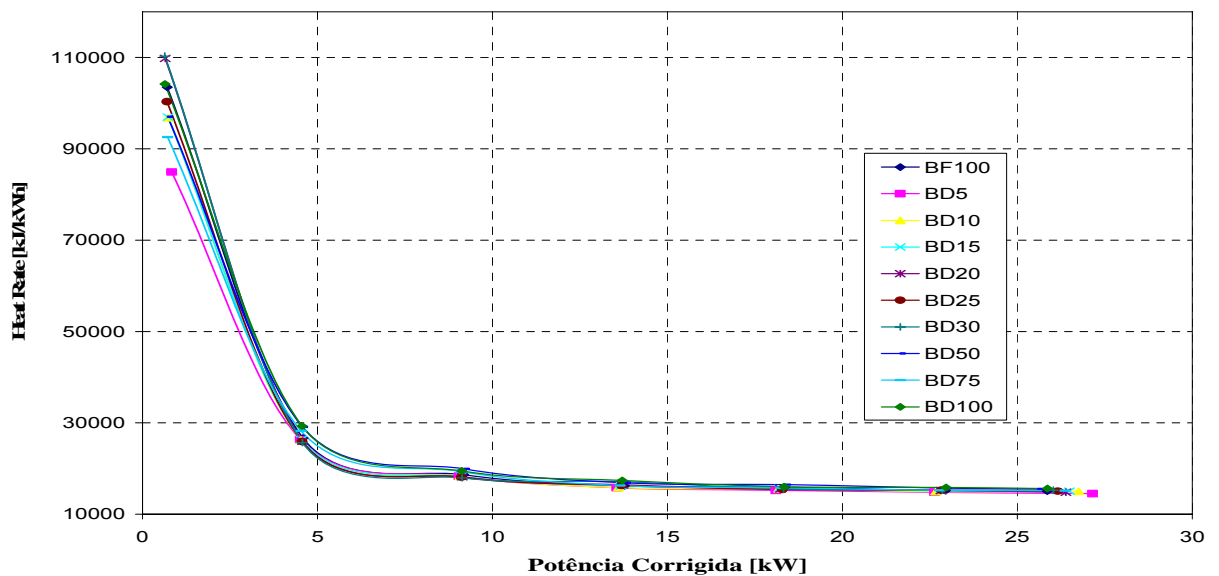


Figura 6.7 - Heat Rate na micro-turbina em cargas parciais

A Figura 6.8 mostra um gráfico que relaciona a variação da potência com o consumo específico de combustível, que é definido como a razão entre a vazão mássica do combustível e a potência gerada. Nessa figura, observa-se que o biodiesel puro tem um consumo específico maior que o Diesel. Isto ocorre devido ao poder calorífico do biodiesel ser menor do que o do Diesel.

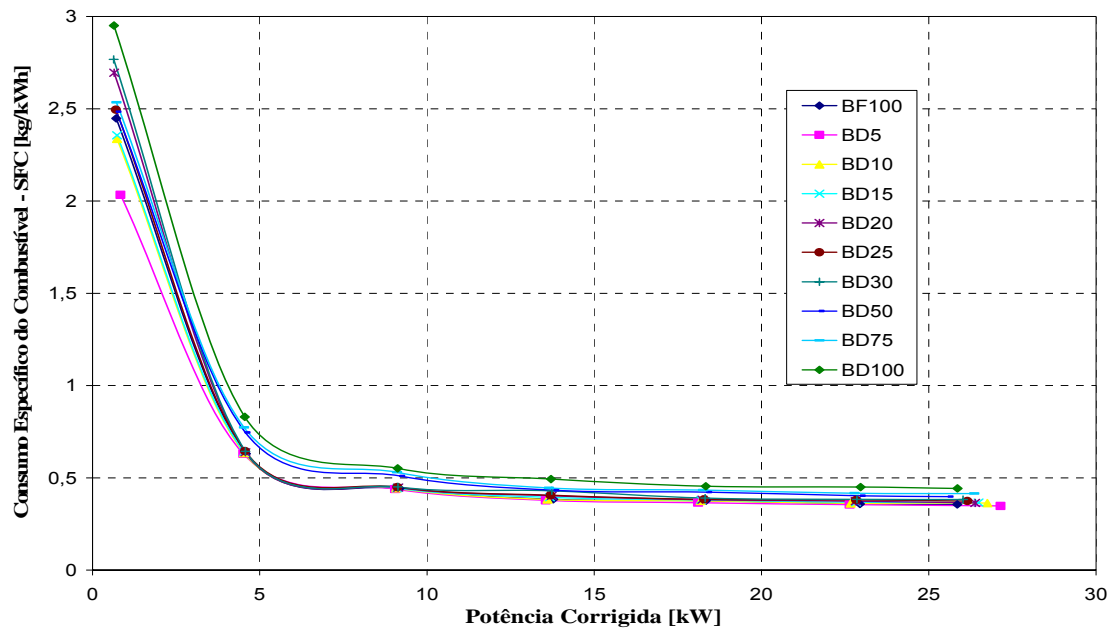


Figura 6.8 - Consumo específico de combustível em cargas parciais

A Figura 6.9 mostra a vazão corrigida de combustível em kg/h, respectivamente, com relação à potência consumida para diferentes percentuais de misturas, pode-se observar que quando a micro-turbina opera com B100, há um consumo maior em relação a todas as misturas e ao próprio Diesel. Para concentrações baixas de biodiesel o consumo permaneceu praticamente o mesmo do Diesel e quando o motor atinge a potência máxima de 26 kW com o biodiesel B100 houve um consumo de 11 L/h e com Diesel o consumo foi de 9 L/h, ou seja, 2 L/h a menos que o biodiesel B100.

Conforme se dá o aumento do percentual de biodiesel na mistura, nota-se que há um aumento do consumo de combustível. Esse fenômeno deve-se a um controle interno da máquina que procura manter um determinado patamar para a temperatura dos gases na saída da turbina, Como o poder calorífico do biodiesel é inferior ao do Diesel, a máquina compensa aumentando o consumo de combustível. O aumento da potência da máquina está relacionado com o aumento de sua rotação, logo, é coerente o pressuposto de que haveria um

comportamento semelhante com relação ao aumento da vazão de combustível com o aumento da rotação, como pode ser verificado.

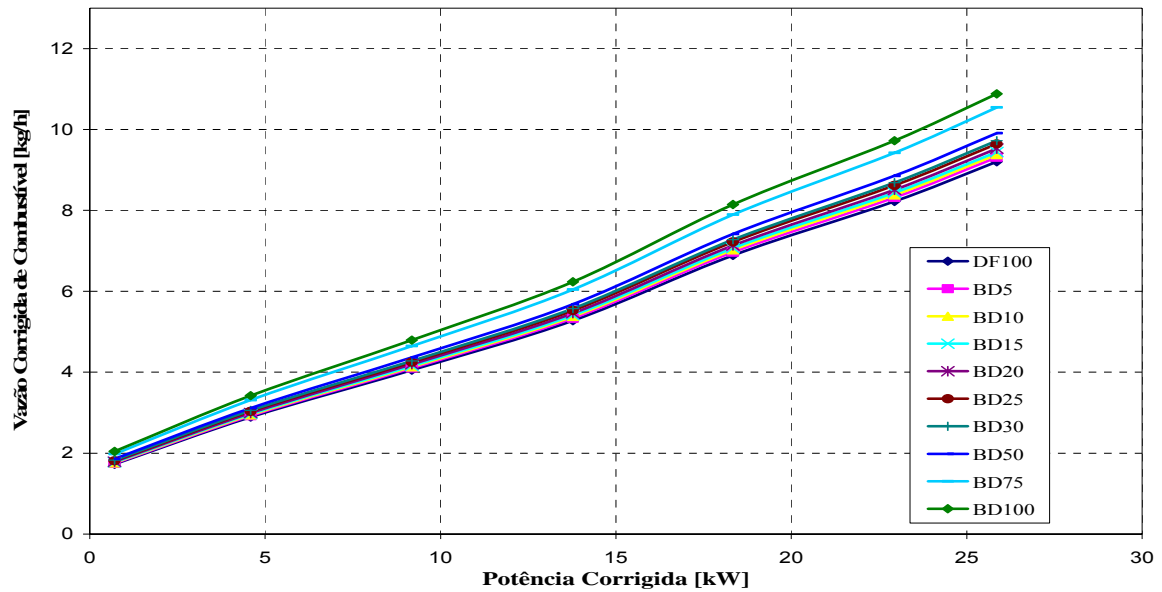


Figura 6.9 - Vazão corrigida de combustível para cargas parciais

A Figura 6.10 relaciona a temperatura dos gases de exaustão com a potência e rotação da micro-turbina. Observam-se apenas pequenas variações na temperatura para as diferentes misturas, sendo que somente entre valores de 2 a 10 kW e 45000 e 70000 rpm há uma maior dispersão dos resultados.

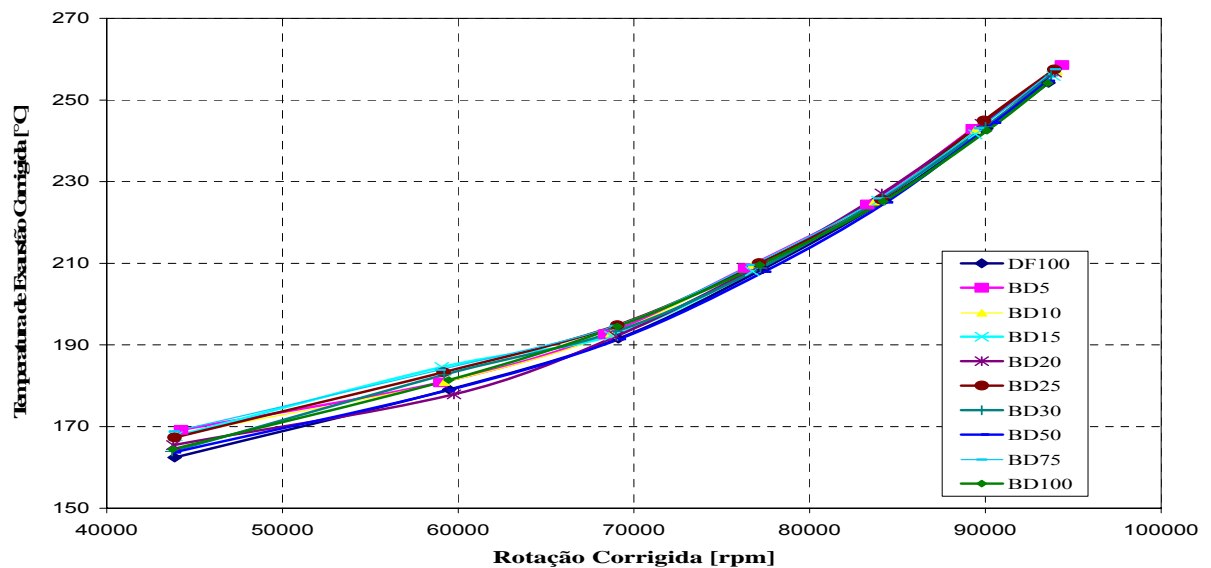


Figura 6.10 - Temperatura de exaustão corrigida para diversas rotações

O consumo de ar da micro-turbina é proporcional a sua rotação e por ser uma máquina volumétrica e conseqüentemente, também é proporcional à potência gerada. Logo, a vazão de ar apresenta pouca influência com relação à substituição do novo combustível, tanto para a variação de rotação como para a variação da potência. A Figura 6.11 mostra que houve uma redução mais acentuada na vazão de ar de admissão para percentuais menores das misturas de biodiesel/Diesel e foi aumentando à medida que a mistura ficava mais rica em biodiesel. Nota-se que o Diesel e o biodiesel puros não apresentam diferença.

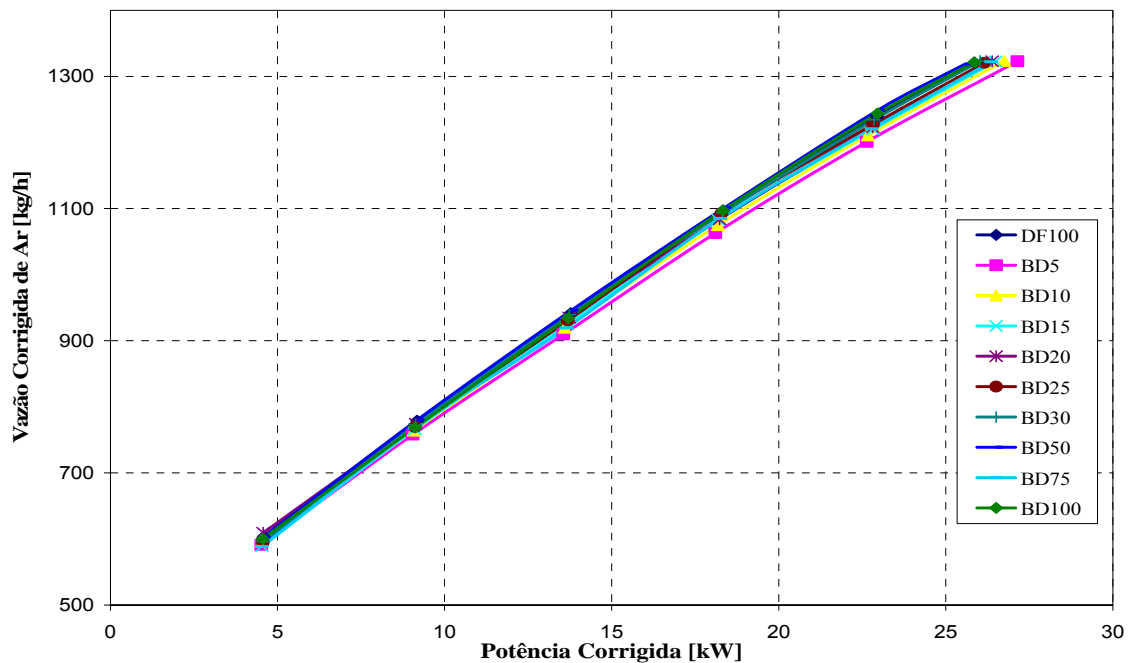


Figura 6.11 - Vazão corrigida de ar para cargas parciais

6.6 Resultados das emissões

O comportamento das emissões da micro-turbina operando com as diversas misturas, além dos combustíveis puros Diesel e biodiesel, são mostrados a seguir.

Analisando o gráfico apresentado na Figura 6.12 que relaciona o percentual de emissões de monóxido de carbono com a variação da potência da micro-turbina, é possível notar que as

emissões para o biodiesel puro foram superiores ao do Diesel, sendo que para potências acima de 20 kW as emissões de CO para o diesel foram menores.

Os valores mais altos das emissões de CO para o biodiesel e suas misturas foram para potências superiores a 20 kW; isso pode ser ao fato do biodiesel ter maior viscosidade, o que implica em uma alteração na nebulização do combustível, influenciando assim na eficiência e na temperatura da chama de combustão.

As curvas para as diferentes composições de combustíveis, apresentam comportamentos semelhantes mostrando uma composição maior de CO para valores inferiores a 10 kW de potência e menores emissões de CO para valores acima de 10 kW.

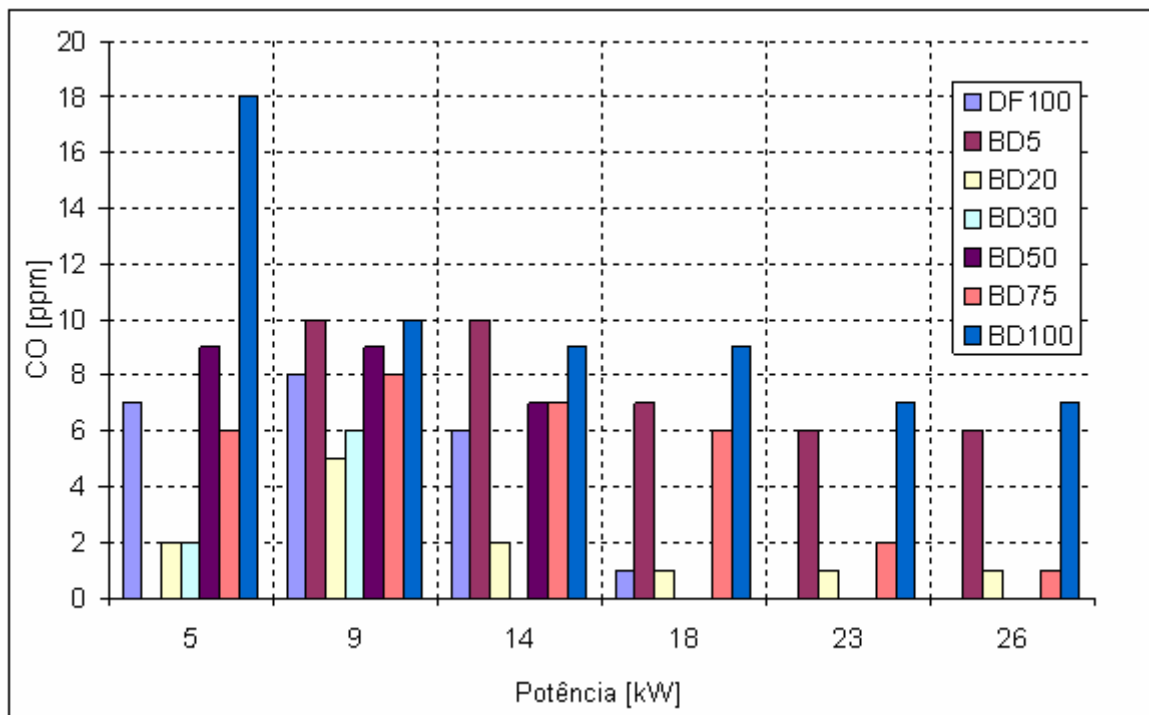


Figura 6.12 - Comportamento das emissões de CO para o biodiesel e Diesel

As emissões de NOx para o Diesel puro, foi superior ao das diferentes composições de biodiesel, o que se explica, principalmente, pela formação de NOx térmico devido a um maior poder calorífico do Diesel. No entanto, as emissões para as diferentes composições de biodiesel, apresentaram um comportamento não muito adequado a essa proposição; todavia, vale lembrar, que o controle da máquina procura manter uma temperatura constante na saída da turbina, o que faz através do aumento da vazão de combustível. Há, ainda, de se considerar a viscosidade do biodiesel, que é maior do que a do Diesel, bem como a composição elementar de ambos os combustíveis.

As emissões de NO com o biodiesel puro e suas misturas aumentaram com o acréscimo na rotação; isto era esperado já que um aumento na rotação implica em aumento na temperatura de combustão o que facilita a formação de NO.

Os valores de NO diminuíram, significativamente, com o aumento da potência, para valores próximos de 10 kW. Acima deste valor, as emissões de NO tiveram um ligeiro aumento com o aumento potência. Pode-se verificar que o biodiesel puro teve a menor emissão de NO em relação às misturas de biodiesel e o próprio Diesel, esse comportamento é apresentado na Figura 6.13.

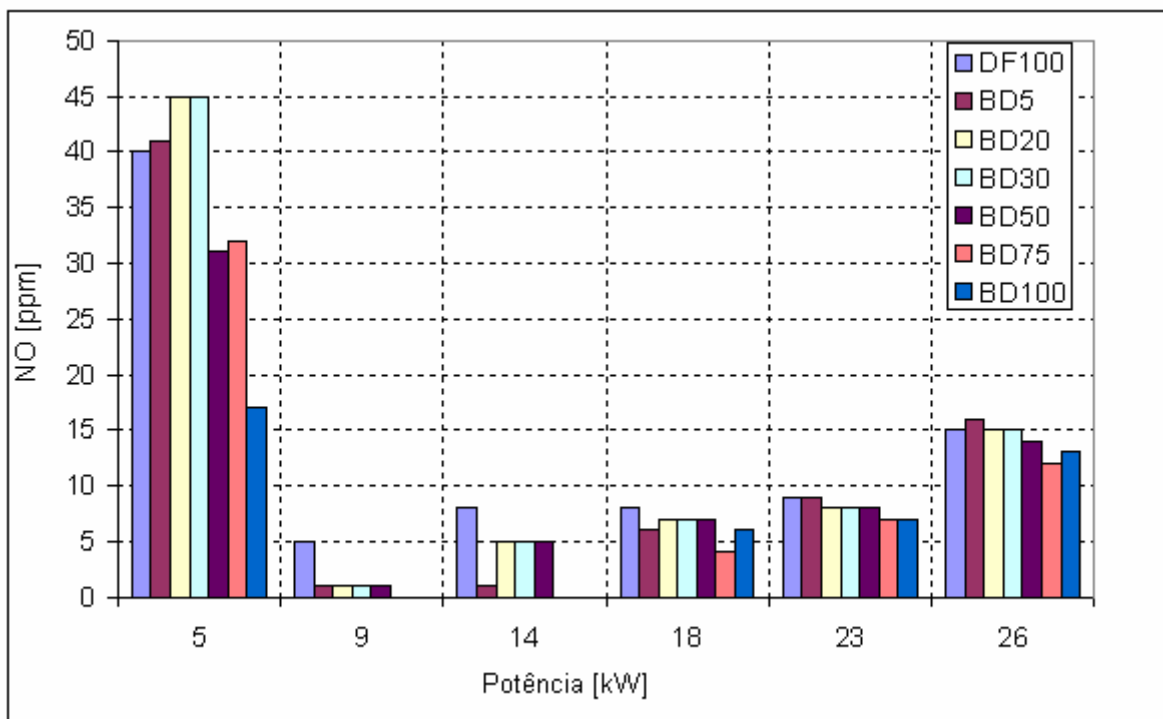


Figura 6.13 - Comportamento das emissões de NO para o biodiesel e Diesel

A emissão de dióxido de enxofre depende significativamente da composição elementar do combustível e com relação às leituras na micro-turbina a gás este poluente permaneceu praticamente nulo para as misturas de biodiesel e para o Diesel em 2 ppm; isso acontece porque o excesso de ar começa a diminuir quando há um aumento no consumo de Diesel ou nas misturas de biodiesel, pois à medida que é injetado mais combustível na câmara de combustão, menor é a quantidade de oxigênio nos gases de exaustão.

6.7 Resultados da simulação computacional

Para validar a simulação computacional, foi utilizado o Diesel aditivado que é o combustível original da micro-turbina a gás. A Figura 6.14 mostra a comparação da vazão de combustível da simulação numérica e do teste experimental com relação à potência. Quando comparado aos resultados experimentais, o modelo computacional apresentou um desvio máximo de 12,5% para a potência de 18 kW. Isto demonstra que o modelo é suficientemente preciso como para fazer previsões confiáveis.

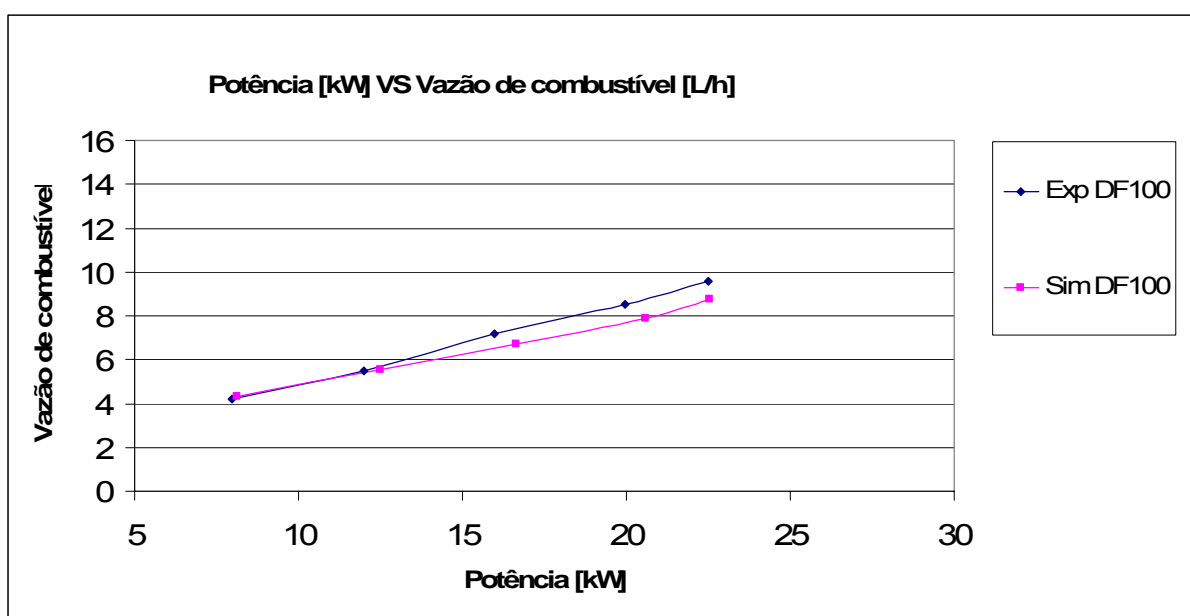


Figura 6.14 - Validação da simulação computacional utilizando o Diesel

Depois de validar a simulação computacional utilizando o Diesel, foram realizadas as simulações com as misturas de biodiesel, DF100, B50 e B100, observou-se, que os valores da vazão de combustível em relação à potência da simulação computacional e dos resultados experimentais, foram muito próximos para a potência de 12 kW como mostra a Figura 6.15. Para potências maiores do que 12 kW, os valores da simulação computacional foram um pouco diferentes; o fato é que o mapa do desempenho do compressor adotado para realizar a simulação não é o mesmo mapa do compressor da micro-turbina e o fabricante não disponibilizam o mapa do compressor e da turbina. O desvio em porcentagem dos valores simulados com relação aos valores alcançados experimentalmente variou aproximadamente de 5% para B50, 2,2% para B100 e de 12,5 para o DF100, numa potência de 23 kW.

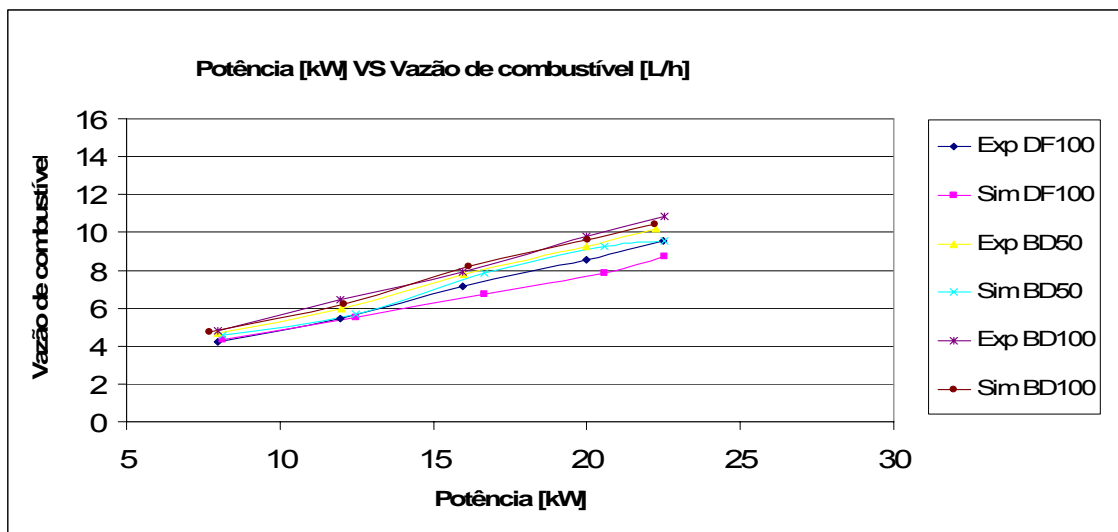


Figura 6.15 - Vazão de combustível em relação a potência, utilizando Diesel e biodiesel

Na Figura 6.16 nota-se o comportamento da temperatura de saída da micro-turbina a gás em cargas parciais em relação à rotação. As variações das temperaturas da simulação numérica e dos testes experimentais estão entre 580 e 620 °C tanto para o Diesel quanto para as misturas de biodiesel. Comparando a simulação computacional com os testes experimentais, constatou que os valores da temperatura dos testes experimentais são maiores. O desvio em porcentagem dos valores simulados com relação aos valores alcançados experimentalmente variou aproximadamente de 2,1% para DF100, de 3,23% para B50 e de 3,55% para o B100, numa rotação de 72000 rpm.

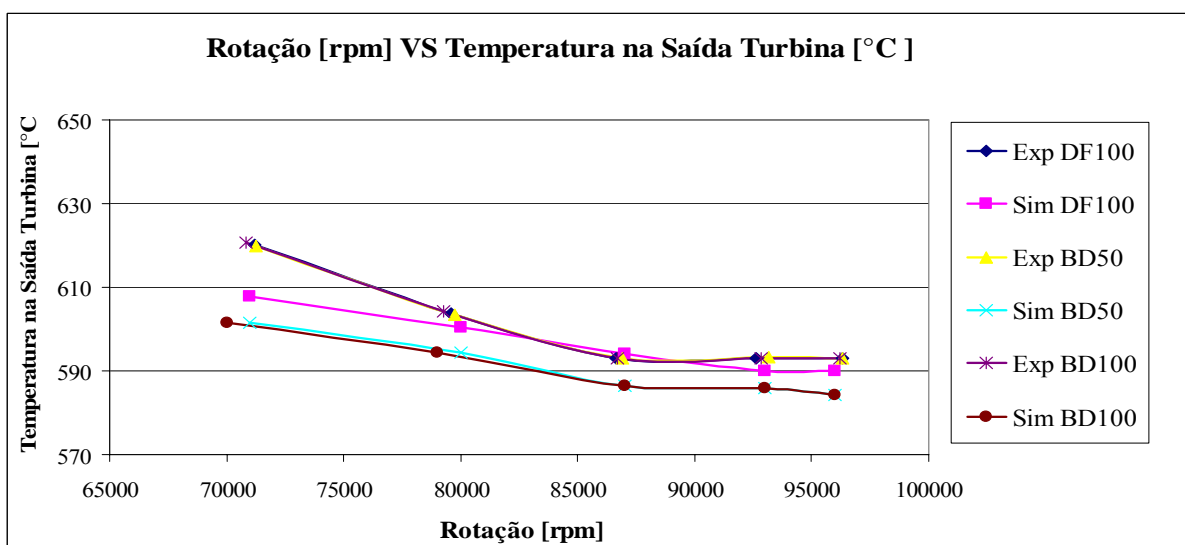


Figura 6.16 - Temperatura de saída da turbina utilizando Diesel e biodiesel

A Figura 6.17 apresenta o comportamento da temperatura de exaustão em cargas parciais em relação à rotação, na saída do recuperador de calor. A temperatura e a pressão de exaustão da micro-turbina dependem da rotação e potência. À medida que se aumenta a potência líquida gerada, eleva-se a temperatura e a vazão de exaustão. Quando comparado aos resultados experimentais, o modelo computacional apresentou um desvio máximo de 4,9% para o DF100, de 4,7% para o B50 e de 4,8% para o B100, numa rotação de 96000 rpm.

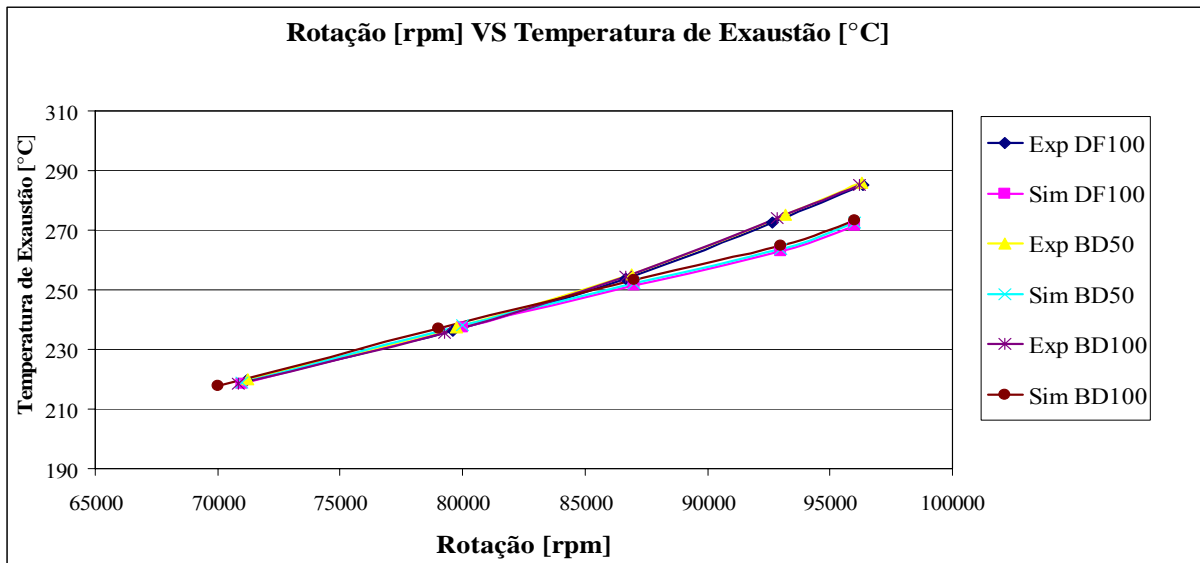


Figura 6.17 - Temperatura de exaustão em relação à rotação utilizando Diesel e biodiesel

Capítulo 7

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

7.1 CONCLUSÕES

Conforme mostram os resultados, pode-se afirmar que as micro-turbinas a gás apresentam um bom desempenho quando se utiliza o biodiesel como combustível, mas para utilizar este combustível renovável algumas precauções devem ser tomadas: um tanque de armazenamento resistente aos efeitos do biodiesel, pois sabe-se que o biodiesel causa corrosão, também é importante um sistema de aquecimento para diminuir a alta viscosidade do biodiesel.

Pode observar que não houve mudança do funcionamento da micro-turbina ao utilizar o biodiesel de mamona, durante os testes de desempenho térmico e não se percebeu vibrações, ruídos, falhas de funcionamento ou dificuldade na partida da máquina.

Os testes de desempenho térmico mostram que não houve variações significativas no Heat Rate do biodiesel e suas misturas, comparadas com o diesel. Logo, não há prejuízo no desempenho térmico da micro-turbina operando com biodiesel e suas misturas;

Observou-se, também, que o biodiesel puro teve um consumo específico maior que o diesel, isto devido ao menor poder calorífico inferior do biodiesel puro comparado com o diesel; o mesmo ocorre com as misturas.

Houve uma redução mais acentuada da vazão de ar de admissão para as misturas de biodiesel/diesel, como por exemplo, o B5, e foi reduzindo na medida em que a mistura foi aumentando.

Não houve variação significativa na vazão de ar que entra na admissão da turbina a gás; a razão é que a geometria e as velocidades são mantidas, independente do combustível.

A comparação dos resultados da simulação computacional com os resultados dos testes experimentais mostra que, com uma mistura de 50% de biodiesel apresentam uma boa concordância, porém, com o aumento acima de 50% nas misturas de biodiesel os valores divergem.

Tratando-se das emissões, pode-se observar que, a maior parte do NO_x forma-se como NO ; a maior emissão de NO_x corresponde ao diesel puro. Em geral, o acréscimo no teor do biodiesel na mistura leva à redução na emissão de NO ; os menores valores correspondem ao B75 e ao B100.

A emissão de NO_2 , ultrapassou a faixa de operação do analisador de gases Eco Line 6000, dando valores incoerentes.

Notou-se que as emissões de CO para o biodiesel puro foram superiores ao do diesel, sendo que para potências acima de 20 kW as emissões de CO para o diesel foram menores.

Com relação a emissão de dióxido de enxofre este poluente permaneceu praticamente nulo para as misturas de biodiesel e para o diesel em torno de 2 ppm.

Os resultados mostram, que utilizar o biodiesel em micro-turbina apresenta uma boa perspectiva para a geração distribuída de eletricidade em pequena escala e, principalmente, em comunidades isoladas, onde é difícil o acesso e o custo para outros combustíveis é mais elevado.

7.2 PERSPECTIVAS FUTURAS

A seguir são propostos alguns temas, interessantes na continuação deste trabalho:

- Levantamento do custo real do biodiesel, já que em 2006 há uma grande contradição do preço do óleo das oleaginosas e do próprio biodiesel e avaliação técnica-econômica do uso do biodiesel em micro-turbinas a gás;
- Utilização de outros tipos de biodiesel na micro-turbina, como biodiesel de: dendê, soja, pinhão manso, girassol, babaçu;
- Utilizar uma ferramenta computacional que permita obter o ponto ótimo, ou seja, qual é a melhor faixa de operação da micro-turbina utilizando o biodiesel como combustível;

- Aplicar a metodologia integrada de análise ambiental a outros sistemas de produção de biodiesel, possibilitando, assim, confrontar sistemas que para produzir o mesmo produto (biodiesel), utilizam diferentes processos de produção.

Na literatura científica existe muito pouca informação sobre testes de turbinas a gás alimentadas com biodiesel. Porém, é importante ressaltar que para um melhor estudo do impacto da utilização de biodiesel em Turbinas a Gás, é preciso tomar as seguintes precauções:

- Devem-se definir as características físicas e químicas tanto do Diesel, quanto do biodiesel utilizados nos testes: Densidade, destilação, viscosidade, conteúdo de cinzas, fósforo, iodo e enxofre, conteúdo de água, número de cetano, estabilidade na oxidação, ponto de fulgor, ponto de congelamento, ponto de orvalho, composição volumétrica de metil, etil e lipídeos, glicerol, poder calorífico inferior, etc. Esses valores devem ser comparados com as exigências das normas sobre Diesel e biodiesel para verificar se podem ser utilizados no estudo;
- Uma vez realizados os testes será possível definir quais das características do biodiesel são a causa do comportamento da turbina considerando os parâmetros de rendimento e emissões. A maior viscosidade do biodiesel altera as características de nebulização quando injetado na câmara de combustão. É recomendável diminuir a viscosidade da mistura aumentando sua temperatura. Outra forma de diminuir a viscosidade é adicionar álcool à mistura. O menor ponto de fulgor do biodiesel também pode apresentar problemas na combustão;
- É possível que aconteça acúmulo de material carbonizado nas peças internas de turbina a gás depois de feitos os testes com biodiesel. Deve-se ter cuidado com o biodiesel, já que pode produzir corrosão no sistema de alimentação de combustível;
- Também é recomendável montar um filtro de pelo menos 50 μm na linha de alimentação de combustível na turbina a gás, quando se utiliza biodiesel;
- É preciso criar um procedimento de testes para definir a seqüência de adição do combustível, partindo a turbina com DF puro, e aumentando gradualmente o conteúdo de

biodiesel na mistura. Devem-se decidir as concentrações de biodiesel a serem testadas, e os valores de carga para cada concentração. Os tempos de funcionamento da turbina em cada ponto de operação devem ser definidos com antecedência. A seqüência de parada da turbina também deve ser definida com um tempo de operação da máquina com o DF puro antes de ser desligada;

- Definir quais serão os valores a serem monitorados: Potência, vazão de combustível, torque, temperatura no exaustor, pressão no exaustor, temperatura do óleo lubrificante, emissões de CO, CO₂, NO_x, SO₂, material particulado, hidrocarbonetos poli-cíclicos aromáticos, hidrocarbonetos, fumaça, etc. Também seria útil fazer uma revisão dos componentes internos da turbina, antes e depois dos testes, para observar a existência de danos, rupturas, ou acumulação de material carbonizado.
- Fazer um estudo do processo de combustão quando se troca o diesel pelas misturas de biodiesel, visando explicar a variação no desempenho e nas emissões.
- Foram realizadas modificações ao sistema de alimentação de combustível, na bancada de testes no laboratório de micro-turbinas. Para prevenir um entupimento nos injetores da câmara de combustão, o tanque de armazenamento da mistura com biodiesel possui um sistema de aquecimento com resistências. Aumentando a temperatura se reduz a viscosidade dinâmica do líquido. O controle da temperatura do tanque é feito utilizando um termostato. O ponto de ajuste do termostato será ajustado inicialmente a 80 °C, podendo mudar segundo as experiências nos testes.
- A linha de alimentação do combustível misturado é feita de pvc resistente ao calor, para suportar a temperatura do líquido pré-aquecido.
- O sistema de combustível da micro-turbina foi modificado segundo recomendação do fabricante.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABIOVE (2004), Associação Brasileira das Indústrias de Óleos Vegetais. Acesso em Fevereiro de 2005, no site: <http://www.abiove.com.br>;

ALTIN, R.; ÇETINKAYA, S.; YUCESU, H. S. (2001), “The potential of using vegetable oil fuels as fuel for Diesel engines”; Energy Conversion and Management, Vol. 42, 529-538;

ALTIN, R.; ÇETINKAYA, S.; YUCESU, H. S. (2001), “The potential of using vegetable oil fuels as fuel for Diesel engines”; Energy Conversion and Management, Vol. 42, 529-538;

AMBROSE, A. GMO (2003), Threat or Opportunity, Int. Assoc. Seed Crushers Congress, Rio de Janeiro;

ANDRADE, E. B. (2004), “Uso do biodiesel a partir do etanol solução estratégica para o Brasil 2002”. Acesso em Setembro de 2004, no site: <http://www.dabdoub-lab.com.br>;

ANP (1999-2005), Agência Nacional do Petróleo Anuário Estatístico da indústria Brasileira de Petróleo 1999-2005, Rio de Janeiro, 2000. Acesso em Novembro de 2004, no site: <http://www.anp.com.br>;

ANP (2004), Agência Nacional do Petróleo – Resolução ANP N° 42, de 24/11/2004. Acesso em Dezembro de 2006, no site: <http://www.rbb.ba.gov.br>;

ARKOUDEAS, P.; KALLIGEROS, S.; ZANNIKOS, F.; ANASTOPOULOS, G.; KARONIS, D.; KORRES, D.; LOIS, E (2003) “Study of using JP-8 aviation fuel and biodiesel in CI engines”; Energy Conversion and Management, Vol. 44, 1013–1025;

ASME (1997), Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, “ASME PTC 22; Normas para Ensaio de Desempenho em Turbinas a Gás”;

BANKER, T. MICROS. (1997), Catalysts and Electronics, Power-Gen International 96, Turbomachinery, v.38, n° 1, p. 19-21, 1997;

BANWAL, B.K.; SHARMA, M.P. (2005), “Prospects of biodiesel production from vegetable oils in India”; Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 9, 363–378;

BARNWAL, B.K.; SHARMA, M.P. (2005), “Prospects of biodiesel production from vegetable oils in India”; Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 9, 363–378;

BASTIANONI, S. & MARCHETTINI, N. (1997), Energy/exergy ratio as a measure of the level of organization of systems. Ecological Modelling, v.99, p.33-40;

BELTRÃO, N.E.M. et al. (2003), Zoneamento e época de cultivo da mamoneira no Nordeste Brasileiro, Embrapa;

BIASI, V. (1998), de Low cost and high efficiency make 30 to 80 kW micro-turbines attractive, Gas Turbine World, Jan – Fev., Southport, 1998;

BIST, S. (2004), “Development of Vegetable Lipids Derived Fatty Acid Methyl Esters as Aviation Turbine Fuel Extenders”. Master Thesis of Purdue University;

CAMPANARI, S. (2000), Full Load part Performance Prediction for Integrated SOFC and Micro-turbine. Systems. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. ASME;

CAPSTONE TURBINE CORPORATION. (2000), Capstone Micro-turbine Model 330 System Operation Manual, Capstone turbine Corporation, USA;

CAPSTONE TURBINE CORPORATION². (2001), “Capstone Micro-Turbine, Model 330, Installation & Start-Up”;

CARDONE, M.; MAZZONCINI, M.; MENINI, S.; ROCCO, V.; SENATORE, A.; SEGGIANI, M.; VITOLO, S. (2003), “Brassica carinata as an alternative oil crop for the production of biodiesel in Italy: agronomic evaluation, fuel production by transesterification and characterization”; Biomass and Bioenergy, Vol. 25, 623 – 636;

CARIOCA, J. O.B e ARORA, L.H (1984), Biomassa - Fundamentos e Aplicações Tecnológicas. Departamento de Química Analítica e Físico-Química e núcleo de Fontes não convencionais de Energia da Universidade Federal do Ceará;

CARRARETTO, C.; MACOR, A.; MIRANDOLA, A.; STOPPATO, A.; TONON, S. (2004), “Biodiesel as alternative fuel Experimental analysis and energetic evaluations”; Energy, Vol. 29, 2195–2211;

DA SILVA, F. N.; Prata, A. S.; Teixeira, J. R. (2003), “Technical feasibility assessment of oleic sunflower methyl ester utilization in Diesel bus engines”; Energy Conversion and Management Vol. 44, 2857–2878;

DA SILVA, F. N.; PRATA, A. S.; TEIXEIRA, J. R. (2003), “Technical feasibility assessment of oleic sunflower methyl ester utilisation in Diesel bus engines”; Energy Conversion and Management Vol. 44, 2857–2878;

DABDOUB, M. (2004), Rotas Metálicas e Éticas, USP de Ribeirão Preto, 2004. Acesso em Setembro, no site: <http://www.dabdoub-labs.com.br/biodisel>;

DORADO, M. P; BALLESTEROS, E.; ARNAL, J. M.; GÓMEZ, J. and LÓPEZ, F. J. (2003), “Exhaust emissions from a Diesel engine fueled with transesterified waste olive oil”, Fuel Vol., 1313-1314;

ECN. (2000), ENERGY Research Centre of the Netherlands;

ELSEVIER. (2005), Acesso em Agosto, no site: <http://www.sciencedirect.com>;

EMBRAPA. (2002), “Ricinocultura consorciada com o semi-árido nordestino, visando à produção de biodiesel, empregos e renda”. 8p;

EUROPEAN BIODIESEL BOARD (EBB). (2006), Produção de biodiesel na Comunidade Européia. Acesso em Julho, no site: <http://www.eco-web.com/register/00072.html>;

EUROTRON. (2000), “Eurotron Ecoline 6000 Quick User Guide”, Itália;

FEM – UNICAMP. (2000), “Medição de nível, interface e viscosidade de líquidos”,
http://www.fem.unicamp.br/~instmed/Nivel_Viscosidade.htm;

FERRES, J.D. (2003), Viabilidade da produção do biodiesel no Brasil empregando oleaginosas. Congresso Internacional de Biodiesel, 1., Ribeirão Preto. Palestra. 2 CDROM;

FTI (1983), Fundação de Tecnologia Industrial. ”Avaliação Técnico-Econômica de Óleos Vegetais” Relatório preparado a STI/MIC (2 volumes).Rio de Janeiro;

GATE CYCLE - GE 5.4. (2005), Enter Software. Getting Started & Installation Guide;

GIT (2000), Relatório final do grupo de trabalho interministerial encarregado de Apresentar estudos sobre a viabilidade de utilização de óleo vegetal - biodiesel Como fonte alternativa de energia. 110 p. (Augustin & Klein, in Mathews, p.189);

GOMES. (2002), Eli Eber Batista, Análise Técnico-Econômica e Experimental de Micro-turbina a Gás Operando com Gás Natural e Óleo Diesel, dissertação de mestrado, UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá;

GRI, (1999) GAS RESEARCH INSTITUTE, The Role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets, Distributed Generation Fórum, Gas Research Institute.

HAAS, M. J.; SCOTT, K. M.; ALLEMAN, T. L.; MCCORMICK, R. L. E. (2001), “Performance of Biodiesel Fuel Prepared from Soybean Soapstock: A High Quality Renewable Fuel Produced from a Waste Feedstock”; Energy & Fuels, Vol. 15, 1207-1212;

HIDROVEG INDÚSTRIA QUÍMICAS LTDA (2005), hidrogenização de gorduras para a produção de biodiesel. Acesso em Novembro, no site: <http://www.hidroveg.com.br/produtos>;

IKA. (2003), “Analytical Line Calorimeters C 2000”, <http://www.esslab.com/ika> calorimeters. pdf, IKA CATALOG;

INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA (INT). (2004), Divisão de Produtos Naturais. Rio de Janeiro. (Relatório Final);

KALLIGEROS, S.; ZANNIKOS, F.; STOURNAS, S.; LOIS, E.; ANASTOPOULOS, G.; TEAS, Ch.; SAKELLAROPOULOS, F. (2003), “An investigation of using biodiesel/marine Diesel blends on the performance of a stationary Diesel engine”; Biomass and Bioenergy, Vol. 24, 141 – 149;

KALTSCHMITT, M., REINHARDT, G. A. & STELZER, T. (1997) Life – Cycle analysis of biofuels under different environmental aspects. Biomass and Bioenergy, v.12, p.121-134;

LAFORGIA, D.; ARDITO, V. (1995), “Biodiesel fueled IDI engines: Performances emissions and heat release investigation”; Bioresource Technology, Vol. 51, 53-59;

LISS, E. W. (1999), Natural Gas Power System For The Distributed Generation Market, Power-Gen International Conference, New Orleans, Louisiana;

LIZARRAGA, J. M.S. (1994), Cogeneración em Turbinas a Gás - Aspectos Termodinámicos, tecnológicos y econômicos, cap. 4, p. 194 - 208, Universidad Del Pais Vasco, Bilbao;

LOPP, D.; TANLEY, D.; ROPP, T.; CHOLIS, J. (1995), “Soy-Diesel Blends Use in Aviation Turbine Engines”; Aviation Technology Department of Purdue University;

MIGUEL V, TRUBIANO G, PÉREZ G, BORIO DO, ERRAZU AF. (2001), Kinetic analysis of enzymatic esterification of fatty acids and ethanol. Stud Surf Sci Catal; 133: 619-24;

MIMURA, N. (2003), “Biodiesel Fuel: A Next Microturbine Challenge”; Meiden;

MOESTER, C.V. (2005), Simulation of Design and off Design Performance of a Micro-turbine Fueled With Gasified Biomass and Biodiesel;

NAE CADERNO. (2005), Núcleo de Assuntos Estratégicos da Presidência da República - nº 2 Janeiro - Brasília: Secretaria de Comunicação de Governo e Gestão Estratégica. ISSN 1806-8588;

NOGUEIRA, L.A.H.& PIKMAN, B. (2002), Informe Conjuntura & Informação, ANP, nº 19, p 1-4 Ago. / Out;

OLIVEIRA, L.B. (2002), Biodiesel – Resíduos sólidos urbanos e óleos vegetais, Workshop CEEA-Coppe, Rio de Janeiro;

OTTO, R.B. (1998), ”Sugestão relativas ao emprego de óleos vegetais como combustível Diesel“ Boletim de Divulgações do Instituto de óleos. Rio de Janeiro, 1;

PARENTE, S. E. J. (2003), Biodiesel o Livro: Aventura Tecnológica num País Engraçado, Acesso em Setembro de 2004, no site em <http://www.tecbio.com.br>;

PERES, J.R. (2003), Oleaginosas para Biocombustíveis, Embrapa;

PIERCE, J. L. (2002), Micro-turbine Distributed Generation Using Conventional and Waste Fuel, Cogeneration and On-Site Power Production, James Science Publishers, p. 45, v. 3, Issue 1 , Jan-Feb;

PIOCH, DANIEL. (2004), Geração de Energia a Partir de óleos Vegetais “Puros”, Primeiro Seminário Energético de Comunidade Extrativista – SAECX Módulo 1 -Biomassa - 3 e 4 julho;

RAHEMAN, H.; PHADATARE, A.G. (2004), “Diesel engine emissions and performance from blends of karanja methyl ester and Diesel”; Biomass and Bioenergy, Vol. 27, 393 – 396;

RAHEMAN, H.; PHADATARE, A.G. (2004), “Diesel engine emissions and performance from blends of karanja methyl ester and Diesel”; Biomass and Bioenergy, Vol. 27, 393 – 396.

REVISTA TÉCNICA: RESÍDUOS. (1998), Ano VIII - Nº 44 Set/Out, pp.43-45;

ROCHA, F. G. NARCISO. (2004), Transesterificação de óleos Vegetais da Amazônia: Primeiro Seminário Energético de Comunidade Extrativista - SAEEX Módulos 1 - Biomassa - 3 e 4 julho;

RODGERS, C.; WATTS, J.; THOREN, D.; NICHOLS, K. & BRENT , R. (2001), Micro-turbine Distributed Generation -The Power Paradigm for the New Millennium, Edited by Anne-Marie Borbely & Jan F. Kreider, cap.5, pp.120 - 148, CRC Press LLC.USA;

ROSA, L.P. et alli. (2003), “Geração de Energia a partir de Resíduos Sólidos Urbanos e Óleos Vegetais”. In: TOLMASQUIM, M.T (Coord) Fontes Alternativas de Energia no Brasil - CENERGIA. 1ª Ed. Editora Interciência. 515 p;

SARAVAMUTTO, H. (2001), “Gas Turbine Theory “ - Editora Prantice Hall, Março;

SCHMELLEKAMP Y.; DIELMANN, K. (2004) “Rapeseed oil in a Capstone C30; NOWUM-Energy”, Belgium, Brussels, September;

SCHUCHARDT, U. SERCHELI, R., VARGAS, R. M. (1998), -” Transesterification of Vegetable Oils”; The Review; Journal de Brazilian Chemistry Society, vol.9, N° 1;

SCOTT, W.G. (2000), Micro Gas Turbine Cogenetation Apllications, International Power and Light Co., USA;

SHARP, CH. A. (1994), “Transient Emissions Testing of Biodiesel and Other Additives in a DDC Series 60 Engine”, National Biodiesel Board, MO – USA;

TECBIO. (2004), Tecnologias Bioenergéticas Ltda, Fortaleza - Ceará - Brasil. Acesso em Março de 2005, no site: <http://www.tecbio.com.br/Empresa>;

URNS, S.R. (2000), “An Introduction to Combustion: Concepts and Apllications”, McGraw-Hill;

USEPA. (2002), “A comprehensive analysis of biodiesel impacts on exhaust emissions”. Draft technical report. 126 p;

VOLVO. (2000), “Volvo Environmental Report, SE-405, 08 Goteborg”. Sweden. Acesso em Dezembro de 2004, site: <http://www.volvo.com>;

WALL, G. & GONG, M. (2001), on exergy and sustainable development - part 2: Indicators and methods. Exergy, an International Journal, v.1, n.4, p.213-217;

WALSH & P. FLETCHER. (2004), Gas Turbine Performance, Second Edition;

WANG, W. G.; LYONS, D. W. and CONTI, L. (2000), “Emissions from Nine Heavy Trucks Fueled by Diesel and Biodiesel Blend without Engine Modification”, Environmental Science and Technology;

WENDIG, D. (2004), “Bio fuel in micro gas turbines”; Rostock University, Workshop: Bio-fuelled Micro Gas Turbines in Europe, 24th of September;

WILLIS, H.L.; SCOTT, W.G. (2000), Distributed Power Generation. Planning and Evaluation, Ed. Marcel Dekker, Inc. New York.

APÊNDICE A

ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DO MEDIDOR DE GASES ECOLINE 6000

Parâmetros	Sensor	Faixa	Resolução	Tempo de resposta	Exatidão
O_2	Eletromecânico	0 – 25.0%	0.1	20 sec	± 0.1% vol
CO até 2000 ppm para H_2 interferências	Eletromecânico	0 – 8000 ppm	1 ppm	50 sec	± 10 ppm < 300 ppm ± 4% rdg até 2000 ppm ± 10% rdg > 2000ppm
H_2	Eletromecânico	0 – 2000 ppm	1 ppm	40 sec	± 5% up to 2000 ppm
CO	Eletromecânico	0 – 20000 ppm	1 ppm	40 sec	± 10 ppm < 300 ppm ± 4% rdg até 2000ppm ± 10% rdg > 2000ppm
$CO\%$	Eletromecânico	0 – 10.00%	0.01%	50 sec	± 0.01% < 0.2% ± 5% rdg > 0.2%
CO	NDIR	0 – 2500 ppm	10 ppm		± 2% F.S (50 ppm abs)
CO_2	Calculado	0 – 100%	0.1%		
CO_2	NDIR	0 – 20.00%	0.01%		± 0.3 abs < 10% ± 3% rdg > 10%
NO	Eletromecânico	0 – 4000 ppm	1 ppm	40 sec	± 5 ppm < 100 ppm ± 4% rdg até 3000 ppm
NO_2	Eletromecânico	0 – 1000 ppm	1 ppm	50 sec	± 5 ppm < 100 ppm ± 4% rdg até 800 ppm
NO_x	Calculado	0 – 4000 ppm	1 ppm		
CO_2	Eletromecânico	0 – 4000 ppm	1 ppm	40 sec	± 5 ppm < 100 ppm ± 4% rdg até 2000 ppm
C_xH_y	NDIR	0 – 5000 ppm	10 ppm		± 100 ppm < 2500 ± 4% rdg 2500
SO_2	Eletromecânico	0 – 500 ppm	1 ppm		± 5 ppm < 100 ppm ± 4% rdg até 500 ppm
T ar	Pt 100	- 10 – 100 °C	0.1 °C		± (0.2% rdg + 0.15 °C)
T gás	° C	0 – 1000 °C	0.1 °C		± (0.3% rdg + 0.3 °C)
ΔT	Calculado	0 – 1000 °C	0.1 °C		
T fluxo	Pt 100	- 10 – 100 °C	0.1 °C		± (0.3% rdg + 0.3 °C)
T retorno	Pt 100	- 10 – 100 °C	0.1 °C		± (0.3% rdg + 0.3 °C)
Pressão	Ponte	± 150.00 h Pa	0.01 h Pa		± 3 Pa < 300 Pa ± 1% rdg > 300 Pa
Excesso de ar	Calculado	1.00	0.01		
Velocidade do gás	Tubo de pito	0 – 100 m/s	0.1 m/s		
Eficiência	Calculado	0 – 99.9%	0.1		
Índice de fumaça	Externa/interna	0 – 9			
Entrada auxiliar	2 canal	4 – 20 Ma			

1 - Todas as medições de emissões são fornecidas também com um valor de referência de O_2 programável.

2 - Os limites de erros são declarados em percentagem da leitura. Deve-se considerar um erro adicional de ± 1 dígito.

3 - O limite de erro relativo da pressão informado é válido somente depois do procedimento de autozero.

4 - A leitura medida pode ser diretamente convertida de ppm para mg/Nm e de hPa para mbar, mmH O inH O.

NOTA:

(1) LII – Límpido e isento de impurezas.

(2) A mistura óleo Diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para massa específica de 20 °C constantes na especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.

(3) A mistura óleo Diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para viscosidade a 40 de °C constantes na especificação vigente da ANP de óleo Diesel automotivo.

(4) O método EN ISO12937 poderá ser utilizado para quantificar a água não dispensando a análise e registro do valor obtido para água e sedimentos pelo método ASTM D 2709 no certificado da qualidade.

(5) Temperatura equivalente na pressão atmosférica.

(6) Estas características devem ser analisadas em conjunto com as demais constantes da tabela de especificação a cada trimestre civil. Os resultados devem ser enviados pelo produtor de biodiesel à ANP, tomando uma amostra do biodiesel comercializado no trimestre e, em caso de neste período haver mudança de tipo de matéria-prima, o produtor deverá analisar número de amostras correspondente ao número de tipos de matérias-primas utilizadas.

(7) A mistura óleo Diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para ponto de entupimento de filtro a frio constantes da especificação vigente da ANP de óleo Diesel automotivo.

(8) Os métodos referenciados demandam validação para as oleaginosas nacionais e rota de produção etílica.

(9) Não aplicáveis para as análises monoglicerídeos, diglicerídeos, triglicerídeos, glicerina livre e glicerina total de palmiste e coco. No caso de biodiesel oriundo de mamona

deverão ser utilizados, enquanto não padronizada pela norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT para esta determinação, os métodos: do Centro de Pesquisas da Petrobrás – CENPES podem ser considerados.