Universidade Federal do Rio de Janeiro

USO DE MISTURAS TERNÁRIAS QAV-BIODIESEL-ETANOL EM TURBINAS A GÁS

Luiz Guilherme Coelho Messeder

USO DE MISTURAS TERNÁRIAS QAV-BIODIESEL-ETANOL EM TURBINAS A GÁS

Luiz Guilherme Coelho Messeder

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador(es): Marcelo José Colaço Albino José Kalab Leiroz

Rio de Janeiro Agosto de 2014

USO DE MISTURAS TERNÁRIAS QAV-BIODIESEL-ETANOL EM TURBINAS A GÁS

Luiz Guilherme Coelho Messeder

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinado por:

Prof. Marcelo José Colaço

Prof. Albino José Kalab Leiroz

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande

Rio de Janeiro, RJ - Brasil Agosto de 2014 Messeder, Luiz Guilherme Coelho

Uso de Misturas Ternárias QAV-Biodiesel-Etanol em Turbinas a Gás/ Luiz Guilherme Coelho Messeder. – Rio deJaneiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.

Orientadores: Marcelo José Colaço e Albino José Kalab Leiroz/ Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/Curso de Engenharia do Mecânica, 2014.

Referencias Bibliográficas: p. 77 a 80

 Misturas Ternárias 2. Turbina a Gás 3. Emissão de Gases
QAV 5. Biodiesel 5. Etanol. I. Colaço, Marcelo e Leiroz, Albino
II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Engenheiro Mecânico.

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, Prof. Marcelo Colaço, pela oportunidade, incentivo, por todo o aprendizado que me proporcionou durante esse período em seu laboratório e principalmente ao tempo e paciência disponibilizados para me ajudar nos experimentos na turbina.

Ao Prof. Albino Leiroz, meu outro orientador, pelos ensinamentos e toda a ajuda com os experimentos na turbina, principalmente no manuseio do analisador de gases.

Agradeço à Agência Nacional de Petróleo (ANP) pela oportunidade de desenvolver este projeto e pelos recursos disponibilizados.

Agradeço ao Eng. Nauberto que sempre com muita calma dispôs de seu tempo para ajudar na realização das misturas; e ao Eng. Pedro Paulo pela ajuda nos experimentos e pelas sugestões para o andamento do projeto.

Agradeço ao Luiz Guilherme do IVIG, pela produção do biodiesel, além da orientação e ensinamentos sobre esse biocombustível. Também agradeço à Amanda do laboratório LABCOM, pela realização das análises fisico-químicas do biodiesel.

À todos os amigos do curso de Engenharia Mecânica que estiveram ao meu lado durante todo esse tempo, dando apoio e compartilhando bons momentos, principalmente ao Thiaron e ao Henrique, que estiveram presentes durante a realização dos meus experimentos.

Agradeço à toda equipe do THD, principalmente ao Hugo, por toda força e por disponibilizar tempo de trabalho para a realização deste projeto.

À minha namorada Juliana, a melhor amiga e companheira, agradeço por toda ajuda na realização deste trabalho, me incentivando a todo momento e me acalmando nos momentos mais difíceis.

Agradeço à minha família, por todo o carinho, dedicação e apoio; por me ajudarem e me orientarem nas minhas escolhas.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

USO DE MISTURAS TERNÁRIAS QAV-BIODIESEL-ETANOL EM TURBINAS A GÁS

Luiz Guilherme Messeder

Agosto/2014

Orientadores: Marcelo José Colaço e Albino José Kalab Leiroz

Curso: Engenharia Mecânica

Atualmente um tema preocupante em nossa sociedade é a intensificação de problemas ambientais. A queima de combustíveis fósseis contribui fortemente para estes problemas. Além disso, esse tipo de combustível é uma fonte não renovável de energia. Uma alternativa para melhoria deste problema seria buscar fontes alternativas de energia ao combustível fóssil, tais como os biocombustíveis. Os biocombustíveis estudados foram o etanol e o biodiesel, os quais possuem moléculas de oxigênio em suas composições, um fator importante para a queima com melhor eficiência, diminuindo, assim, a emissão de gases de efeito estufa. Por isso, a realização de experimentos diretamente nas máquinas térmicas é fundamental para otimizar o uso dos biocombustíveis e, assim, incentivar a diminuição de combustíveis fósseis. Sendo assim, neste trabalho foi avaliado o desempenho de uma turbina a gás utilizando diferentes combinações de uma mistura ternária formada pelos seguintes combustíveis: querosene de aviação, biodiesel e etanol. Além disso, visou quantificar as emissões de gases poluentes provocadas pela queima desses combustíveis. Os testes de desempenho da turbina juntamente com os testes de índices de emissões de poluentes não apresentaram, em geral, resultados favoráveis à utilização de misturas ternárias e uma possível explicação para este fenômeno é a viscosidade e a massa específica alta do biodiesel, que são propriedades capazes de piorar a pulverização do combustível e assim diminuir a eficiência da mistura ar/combustível para uma boa queima do combustível.

Palavras-chave: Misturas ternárias, Turbina a Gás, Emissão de Gases, QAV, Biodiesel, Etanol

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

USE OF TERNARY BLENDS QAV-BIODIESEL-ETHANOL ON GAS TURBINES

Luiz Guilherme Messeder

August/2014

Advisors: Marcelo José Colaço e Albino José Kalab Leiroz

Course: Mecanic Engineering

Currently a matter of concern in our society is the intensification of environmental problems. Burning fossil fuels contributes strongly to these problems. Furthermore, this type of fuel is a non renewable source of energy. An alternative to improve this problem would be to seek alternative energy sources to fossil fuels, such as biofuels. The biofuels studied were ethanol and biodiesel, which have oxygen molecules in their compositions, an important factor for burning with better efficiency, thus reducing the emission of greenhouse gases. Therefore, performing experiments directly in thermal machines is critical to optimize the use of biofuels and thus encourage the reduction of fossil fuels. Therefore, this study evaluated the performance of a gas turbine using different combinations of a ternary mixture formed by the following fuels: jet fuel, biodiesel and ethanol. Furthermore, aimed at quantifying the greenhouse gas emissions caused by burning these fuels. Performance tests of the turbine along with tests of emission rates of pollutants did not show, in general, good results with the use of ternary mixtures and a possible reason for this phenomenon is the high density and viscosity of biodiesel, which are properties that worsen the fuel spray and thus lowering the efficiency of air / fuel mixture for a good combustion of fuel.

Keywords: Ternary blends, Gas Turbine, Gas Emission, JET-1, Biodiesel, Ethanol

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	. 9
	1.1 Conceitos da termodinâmica	10
	1.2 Turbinas	17
	1.3 Ciclo termodinâmico de um turbojato	23
	1.4 Combustão	25
	1.5 Emissões	26
	1.6 Combustíveis	31
	1.7 Misturas de combustíveis e o uso de biocombustíveis em máquinas térmicas.	40
2	OBJETIVO	42
	2.1 Objetivo Geral	42
	2.2 Objetivos Específicos	42
3	METODOLOGIA	43
	3.1 Equipamentos utilizados	43
	3.2 Combustíveis utilizados	48
	3.3 Preparo das misturas dos combustíveis	50
	3.4 Coleta de dados	54
	3.5 Tratamento de dados	55
4	RESULTADOS	62
	4.1 Parâmetros para o desempenho da turbina	62
	4.2 Emissões de gases poluentes	65
5	DISCUSSÃO	72
6	CONCLUSÕES	76
7	PESPECTIVAS	77
8	REFERÊNCIAS	78
A	PÊNDICES	82
	Apêndice A	82
	Apêndice B	86

1 INTRODUÇÃO

O extenso uso de combustíveis fósseis em máquinas térmicas tem sido relacionado ao agravamento de problemas ambientais, tais como a poluição do ar causada pelas emissões de CO₂, CO, NO_x e HC (MARTINS *et al.*, 2003, PLANETA COPPE, 2006). Esses combustíveis são considerados como fontes de energia não renovável, o que influencia o aumento de pesquisas direcionadas ao uso inteligente dos mesmos. Estas pesquisas têm como objetivo diminuir o consumo dos combustíveis fósseis, buscando uma melhor eficiência na queima destes, ou fazendo uso de combustíveis alternativos, como, por exemplo, o biocombustível (REHMAN *et al.*, 2011, DWIVEDI *et al.*, 2011, KWANCHAREON *et al.*, 2007).

Rehman *et al.* (2011) demonstrou que o uso de bicombustíveis provoca problemas em turbinas a gás, tais como entupimento do bico injetor e depósitos de resíduos na câmara de combustão. Por esta razão, é de grande importância estudar e aprimorar o uso dos biocombustíveis nestas turbinas. Uma solução para este problema seria o uso de misturas de biocombustíveis associados a combustíveis fósseis.

Um tema muito preocupante nos dias atuais é o aquecimento global, que tem como consequência o aumento da temperatura média da atmosfera e dos oceanos, alterando os sistemas terrestres e intensificando enchentes, secas e outros desastres naturais. As maiores causas deste problema global são provocadas pela queima de combustíveis fósseis, os quais aumentam a emissão de gases de efeito estufa e o desmatamento de florestas (GOLDEMBERG *et al.*,2008). Os gases de efeito estufa ficam alojados na atmosfera, absorvendo parte da radiação infravermelha emitida pela superfície terrestre, ocasionando este aumento de temperatura indesejável. Com a ocorrência de tais problemas, é de grande importância buscar fontes alternativas ao combustível fóssil, como o biocombustível.

É de grande interesse estudar os biocombustíveis, como o etanol e o biodiesel, os quais possuem átomos de oxigênio em suas composições, que teoricamente é um fator importante para a realização de uma queima com melhor eficiência, diminuindo, assim, a emissão de parte dos gases do efeito estufa. Porém, a queima desses biocombustíveis provoca um aumento da emissão de NO_x (GUPTA *et al.*, 2011), já que com a melhora da combustão a temperatura também aumenta. Este comportamento pode ser explicado pela seguinte razão: como a reação de nitrogênio com o oxigênio é facilitada em altas temperaturas, a tendência de emissões desse poluente é maior.

A utilização do biodiesel junto com o QAV (mistura binária) em uma turbina a gás sem adaptações necessárias apresenta alguns fatores indesejáveis, tais como: alta viscosidade e alta massa específica, as quais diminuem a eficiência do *spray* formado pelo bico injetor (GUPTA *et al.2011*). Com o objetivo de amenizar esses problemas, neste trabalho sugere-se a utilização do etanol nestas misturas binárias.

1.1 Conceitos da termodinâmica

1.1.1 Primeira Lei da termodinâmica

Quando se trata de máquinas térmicas, é de grande importância o entendimento das Leis que regem o estudo da termodinâmica. A lei mais simples e a mais importante nesta ciência é a primeira lei da termodinâmica, a qual explica que a variação de energia interna de um sistema é a diferença entre o calor que entra no sistema e o trabalho realizado pelo sistema. A primeira lei da termodinâmica para um sistema fechado é descrita na equação (1):

$$de = \delta q - \delta w,\tag{1}$$

onde "de" é a variação de energia interna, " δq " é o calor transferido para o sistema durante um processo termodinâmico e " δw " é o trabalho realizado pelo sistema durante um processo termodinâmico (VAN WYLEN *et al.*, 2009). O sinal da equação é arbitrado podendo ser " δq " positivo quando o calor entra no sistema e " δw " positivo quando o sistema realiza trabalho (Figura 1).



Figura 1: Convenções de sinal para a primeira lei da termodinâmica (SCHULZ, 2009).

1.1.2 Gases ideais

O estudo dos gases é bastante relevante para entender os cálculos de eficiência de uma turbina a gás, já que o ar é o principal fluido para esta máquina. Diferente dos líquidos, os gases são fluidos que sofrem um escoamento compressível, característica que dificulta o entendimento de seu comportamento. Porém estes podem ser classificados como gases reais ou gases ideais.

Os gases reais são todos aqueles presentes na natureza e são difíceis de serem modelados. No estudo da termodinâmica os gases reais podem ser estudados como uma mistura quimicamente reativa de gases ideais, onde suas propriedades intrínsecas variam em função de duas propriedades (T, P). O gás ideal é um modelo idealizado para simplificar o estudo do comportamento de um gás real e pode ser classificado como gás quimicamente não reativo, com forças intermoleculares desprezíveis (gás termicamente perfeito), em que a energia interna e entalpia são funções somente da temperatura. Entretanto, é possível simplificar ainda mais este modelo supondo que o gás tenha calores específicos constantes, tanto à pressão constante quanto a volume constante, em que na termodinâmica é classificado como gás caloricamente perfeito e sua variação de energia interna e de entalpia são constantes em relação à variação de temperatura.

A equação de estado de um gás ideal é descrita pela equação (2), onde P é a pressão do gás, V é o volume que o gás ocupa, n é o número de mols, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura do gás.

$$PV = nRT \tag{2}$$

1.1.3 Processos termodinâmicos

O processo termodinâmico é definido como o caminho que o sistema percorre até sua mudança de estado. Esse caminho está relacionado às suas propriedades, ou seja, um sistema pode percorrer, por exemplo, um caminho a temperatura constante, sendo assim denominado um processo isotérmico. Abaixo estão descritos os principais processos que existem em um ciclo termodinâmico de uma turbina a gás de acordo com Van Wylen *et al.* (2009):

• Processo reversível e irreversível:

O processo reversível é um processo ideal, no qual, quando o sistema muda de estado ele pode ser revertido ao mesmo estado anterior sem deixar vestígio no sistema ou nas vizinhanças. O processo irreversível é um processo real que sempre acontece na natureza, e é caracterizado em que o sistema, uma vez atingido o estado final de equilíbrio, não retorna ao estado inicial sem provocar mudanças no sistema ou na vizinhança.

Processo adiabático

É o processo em que não há troca de calor.

• Processo isentrópico

É o processo em que a entropia específica de um sistema se mantém constante. Esse processo também é classificado como a união de um processo reversível e adiabático.

Processo isobárico

É o processo em que a pressão do sistema de mantém constante.

1.1.4 Segunda Lei da termodinâmica e a equação de GIBBS

A segunda lei da termodinâmica fornece uma direcionalidade para os processos e é descrita pela equação (3), onde *ds* (variação de entropia) é igual ao calor dividido pela temperatura $\left(\frac{\delta q}{T}\right)$ mais uma contribuição de um fenômeno irreversível (ds_{irrev}) (ANDERSON, 2003).

$$ds = \frac{\delta q}{T} + ds_{irrev} \tag{3}$$

Na equação (3) é possível notar que há uma parte reversível e uma parte irreversível. Para um processo reversível é possível realizar uma relação entre a Primeira Lei e a Segunda Lei da Termodinâmica, bastando substituir a equação reversível da segunda lei na equação da primeira lei. Para esse procedimento chega-se às equações de GIBBS, equação (4).

$$Tds = de + Pdv \tag{4}$$

Por definição,

$$dh = de + Pdv, \tag{5}$$

onde *dh* é a variação de entalpia do sistema.

É possível modificar a equação (4), supondo que o gás, em trabalho, seja um gás caloricamente perfeito. Desta forma é possível obter as equações (6) e (7).

$$\Delta s = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \tag{6}$$

$$\Delta s = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \tag{7}$$

Para um processo isentrópico $\Delta s = 0$, logo é possível chegar às relações isentrópicas apresentadas na equação (8), em que γ é a razão dos calores específicos e ρ é a massa específica do gás.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
(8)

1.1.5 Equações de conservação

As equações de conservação são as equações mais importantes na área térmica e na dinâmica dos fluidos. A Primeira Lei da Termodinâmica, por exemplo, é baseada na equação de conservação de energia. Para obter essas equações é necessária a definição de um volume de controle (Figura 2), o qual é um volume arbitrário, onde a massa, o calor e o trabalho podem atravessar sua superfície e a massa contida neste volume pode variar com o tempo.



Figura 2: Ilustração de um volume de controle (CENGEL et al., 2006).

• Conservação de massa:

Partindo do princípio que a massa não pode ser criada nem destruída, a variação de massa dentro de um volume de controle em relação ao tempo é igual ao fluxo de massa que passa por sua superfície.

• Conservação de quantidade de movimento

A taxa de variação da quantidade de movimento, de acordo com a Segunda Lei de Newton, é igual a soma das forças externas que agem em um corpo. Para um volume de controle, a taxa de quantidade de movimento que cruza a superfície de controle mais a taxa de quantidade de movimento em todo o volume de controle deve ser igual à força total atuando na área do volume de controle.

• Conservação de energia

O princípio físico da conservação de energia é a 1º Lei da Termodinâmica. Ao derivar a equação da primeira Lei, a mesma pode ser utilizada em valores de taxa, concluindo-se que a taxa de variação de energia no volume de controle é a diferença entre a taxa de variação de calor e a taxa de variação de trabalho que cruzam a superfície do volume de controle.

1.1.6 Escoamento Unidimensional

O escoamento unidimensional é definido como um escoamento em que as propriedades variam apenas em uma direção. A Figura 3 ilustra este comportamento:



Figura 3: Escoamento unidimensional (ANDERSON et al., 2003).

Duas hipóteses são descritas para obter as equações de conservação em um escoamento unidimensional:

- Regime permanente: não existe variação de propriedades em relação ao tempo.
- Ausência de força de corpo: são desprezadas as forças gravitacionais e magnéticas.

Aplicando as três equações de conservação a um volume de controle, chega-se às seguintes relações:

$$\rho_1 e_1 = \rho_2 e_2 \tag{9}$$

$$P_1 + \rho_1 e_1^2 = P_2 + \rho_2 e_2^2 \tag{10}$$

$$h_1 + \frac{e_1^2}{2} + q_1 = h_2 + \frac{e_2^2}{2} \tag{11}$$

15

1.1.7 Numero de Mach

O número de Mach é um número adimensional e é definido como a relação entre a velocidade do escoamento e a velocidade do som do fluido (equação 12). Esse número define o estado de um escoamento. A tabela 1 mostra os limites dos números de Mach.

$$M = \frac{v}{a} \tag{12}$$

Número de Mach	Definição
M<1	Subsônico
M=1	Sônico
M>1	Supersônico
M>5	Hipersônico

Tabela 1: Variações do número de Mach (ANDERSON et al., 2003).

Para uma onda sonora se propagando em um meio onde as variações de propriedades são pequenas e utilizando as equações (9), (10) e (11) do escoamento unidimensional chega-se a uma relação entre a velocidade do som e a temperatura do gás como descrita na equação (13), em que a é a velocidade do som.

$$a = \sqrt{\gamma RT} \tag{13}$$

A equação (13) é válida para as seguintes condições:

- 1) Processo isentrópico
- 2) Gás é considerado ideal

1.1.8 Escoamento compressível

A compressibilidade de um gás é função do seu número de Mach. Em termos de cálculos, um escoamento pode ser considerado incompressível quando o número de Mach é menor que 0,3, e acima deste valor o escoamento é considerado compressível. Como no escoamento de uma turbina a gás o número de Mach se aproxima de um escoamento sônico, é essencial o estudo desse comportamento.

As propriedades de um gás em um escoamento podem ser medidas em condições de estagnação ou em condições estáticas. Nas condições de estagnação a velocidade do gás é nula e é definida como um subscrito "0".

As equações de energia podem ser escritas de forma alternativa dependendo do objetivo. Considerando condições isentrópicas, supondo um gás termicamente perfeito e utilizando as equações 12 e 13 é possível obter as equações (14) e (15) (ANDERSON *et al.*, 2003).

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2 \tag{14}$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
(15)

1.2 Turbinas

Turbinas são máquinas de fluxo usadas geralmente na área industrial. Seu grande uso é explicado devido sua alta relação potência/peso, possuindo grandes vantagens em plataformas de petróleo para geração de energia e em aeronaves comerciais e militares, além de serem utilizadas em usinas de energia em situações de pico, já que seu acionamento é relativamente rápido.

Três principais fatores são responsáveis pela eficiência de uma turbina: a eficiência de seus componentes, que serão descritos nesta seção, o combustível utilizado e a temperatura de trabalho. Os principais tipos de turbinas são: turbinas a vapor; turbinas a gás; turbinas hidráulicas; e turbinas eólicas. Porém, apenas as turbinas a gás fazem parte do escopo deste trabalho.



Figura 4: Diferentes tipos de turbinas. (A) Turbina a gás; (B) Turbina a vapor; (C) Turbina hidráulica; (D) turbina eólica (TECMUNDO, 2012).

1.1.9 Turbina a gás

A turbina a gás é uma máquina térmica, ou seja, uma máquina que gera trabalho a partir de uma fonte térmica de energia. Além disso, é uma máquina de combustão interna, já que a combustão é realizada no seu interior e seu funcionamento consiste na compressão de um gás contendo oxigênio, que ao encontrar de um combustível sofre a combustão (é compreensível que na turbina sempre haja uma combustão com excesso de ar, para garantir sempre a queima completa do combustível, já que é um processo em regime permanente). Ocorrendo a combustão, calor é liberado, e sua magnitude depende das propriedades do combustível, que será descrito na seção 1.6, aumentando extremamente a temperatura dentro da máquina. Para aproveitar essa energia, o gás resultante da queima é expandido, transformando a energia térmica em trabalho ao girar um eixo ou transformando em energia cinética, ao acelerar o escoamento e gerando empuxo. Para que essas etapas aconteçam são necessários três componentes essenciais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina.



Figura 5: Principais componentes de uma turbina a gás (TECMUNDO, 2012).

1.2.1.1 Compressor

O compressor é um equipamento que tem como função comprimir um gás. Existem dois tipos de compressores: os volumétricos e os axiais. Nos compressores volumétricos o aumento da pressão é alcançado pela redução do volume e nos compressores dinâmicos o aumento da pressão é devido ao aumento progressivo da área (DE FALCO, 2000). Em turbinas a gás são utilizados os compressores dinâmicos, onde dois dos mais usados são o compressor centrífugo e o compressor axial.

O compressor centrífugo é constituído por um impelidor, que aumenta a velocidade do gás para dentro da máquina e difusores, onde ocorre um aumento constante da área, desacelerando o gás e aumentando sua pressão estática. A vantagem de usar este compressor se deve ao fato de ser um equipamento compacto, já que possui menor quantidade de estágios de compressão. Uma de suas desvantagens está relacionada à maior perda de carga em comparação com o compressor axial.

O compressor axial é constituído por palhetas ligadas a um eixo que é acionado pela turbina (componente). Essas palhetas impulsionam o gás para dentro da turbina, onde a cada estágio o ar é comprimido aos poucos diminuindo relativamente a perda de carga. Em consequência disto o compressor não é compacto quando comparado ao compressor centrífugo, além de ser mais pesado.



Figura 6: (A) Compressores axiais e (B) Compressores radiais (CANAL PILOTO, 2014).

1.2.1.2 Câmara de combustão

A câmara de combustão é um componente bastante crítico pelo motivo de resistir a grandes temperaturas e reações de oxidação. Este é o local onde ocorre a mistura entre o ar fornecido pelo compressor e o combustível fornecido pelo bico injetor, ocorrendo, então, a combustão. Apesar da combustão nesta máquina ser um processo autossustentável, é necessário que haja uma partida por centelha para aumentar a temperatura e ajudar na primeira queima. Na câmara de combustão de uma turbina a gás um combustível líquido passa por sequência de processos até ocorrer combustão: atomização do *spray* do combustível para garantir pequenas gotículas com tamanhos padronizados, vaporização dessas gotículas e a mistura do combustível vaporizado com o ar para que ocorra finalmente a combustão.

A câmara de combustão em uma turbina é divida em três zonas: a zona primaria, onde entra de 15 a 20 por cento da quantidade total de ar e tem como objetivo aumentar a temperatura para realizar uma combustão rápida; a zona secundária, onde entra 30 por cento da quantidade total do ar e tem o objetivo de completar o processo de combustão; e a zona de diluição, onde entra o restante do ar e tem como objetivo diminuir a temperatura dos gases de exaustão, evitando danos materiais nas paletas da turbina (LEFEBVRE, 2010).



Figura 7: Câmara de combustão de uma turbina a gás. (A) Zona Primária, (B) Zona Secundária (C) Zona de diluição (LEFEBVRE, 2010).

O bico injetor é um componente que tem como objetivo fornecer uma determinada quantidade de combustível para a câmara de combustão dependendo da rotação da turbina. É necessário ter precauções quando a turbina é alimentada com um combustível de alta viscosidade, como o biodiesel, pois pode ocorrer o entupimento do bico injetor.

Quanto maior a temperatura de saída da câmara de combustão, maior será a eficiência da turbina. Entretanto, a resistência do material é um limitante para o alcance de uma alta temperatura.

1.2.2.3 Turbina

A turbina é o componente responsável pela expansão dos gases de combustão, acelerando, assim, o escoamento. Este componente é formado por palhetas e estatores, que formam bocais, onde existe uma diminuição da área, provocando a diminuição da pressão e um aumento da velocidade do gás.

As turbinas a gás podem ser utilizadas para uso industrial, em que o objetivo é girar um eixo gerando potência, ou para uso aeronáutico, em que o objetivo é gerar empuxo com o aproveitamento do aumento da velocidade do gás devido à expansão do gás na turbina. Em algumas turbinas a gás de uso aeronáutico, para expandir ainda mais o gás, é usado outro componente, o qual é chamando de bocal.



Figura 8: Ilustração de uma turbina ligada a um bocal (TECMUNDO, 2012).

1.2.1.4 Tipos de turbinas a gás

Atualmente existem três principais tipos de turbinas a gás de uso aeronáutico, tais como: o turbopropulsor, o turbofan e o turbojato. As diferenças entre esses três tipos de turbinas são o fluxo de ar, o qual passa pela carcaça e a velocidade final dos gases de exaustão, de acordo com Cohen *et al.* (1996).

O turbopropulsor é um tipo de turbina aeronáutica em que o trabalho gerado pela expansão dos gases de exaustão é usado para girar um eixo que aciona uma hélice. São turbinas que não aproveitam a velocidade cinética dos gases, logo são usadas em aeronaves pouco velozes e que não atingem grandes alturas, como helicópteros.

No turbofan parte dos gases de exaustão é expandida em um bocal, gerando empuxo, e outra parte é expandida na turbina (componente) com o objetivo de girar um eixo, acionando um ventilador. Esse ventilador direciona parte do fluxo de ar por um espaço entre a carcaça e a turbina, aumentando a vazão mássica de ar e diminuindo ruídos.

Já no turbojato os gases de exaustão são expandidos pela turbina gerando trabalho somente para girar o eixo que aciona o compressor. Após passar pela turbina, os gases de exaustão são expandidos em um bocal, aumentando a energia cinética e gerando um maior empuxo. Assim, esta turbina pode ser usada em aeronaves que viajam em altas velocidades e grandes alturas.

A Figura 9 descreve a diferença entres as turbinas citadas anteriormente em função da altura e do número de Mach característico de cada uma.



Figura 9: Características dos diferentes tipos de turbina em função da altura de do número de Mach (COHEN *et al.*, 1996).

1.3 Ciclo termodinâmico de um turbojato

A turbina a gás opera em um ciclo aberto, já que os gases de exaustão não retornam ao compressor. Porém, devido à facilidade de análise, é realizada uma aproximação em que uma turbina a gás opere em um ciclo termodinâmico fechado e esta aproximação é um método vantajoso, pois os valores dos ciclos fechados e ciclos abertos se aproximam. Para o estudo de um ciclo fechado, segundo Van Wylen (2009), são utilizadas as seguintes hipóteses:

- 1) O ar é considerado um gás ideal;
- O processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa;
- 3) O ciclo é completado pela transferência de calor às vizinhanças;
- 4) Todos os processos são internamente reversíveis.

Para uma melhor aproximação, os equipamentos como compressores e turbinas podem possuir uma eficiência diferente de 100%.



Figura 10: (A) Ciclo aberto de uma turbina a gás e (B) Ciclo fechado de uma turbina a gás (VAN WYLEN *et al.*, 2009)

O Ciclo Brayton é o ciclo ideal para uma turbina a gás, e seu gráfico é mostrado na Figura 11. Os processos de um ciclo Brayton são especificados abaixo:



Figura 11: Gráfico de temperatura x entropia para um ciclo Brayton (MSPC – INFORMAÇÕES TÉCNICAS, 2014).

1-2 - Compressão isentrópica (O fluido atravessando um compressor ideal);

2-3 – Adição de calor isobárica (O fluido atravessando uma câmara de combustão);

3-4 - Expansão isentrópica (O fluido atravessando uma turbina);

4-1 – Perda de calor isobárica (O fluido atravessando um trocador de calor até a temperatura ambiente).

1.4 Combustão

A combustão é um processo tanto físico quanto químico, envolvendo um combustível e um combustor, o qual normalmente é um composto que contém uma quantidade significativa de oxigênio, como o ar atmosférico. É classificada como um processo exotérmico, pois é uma reação que libera energia. Também pode ser classificada como um processo não espontâneo, pois é necessária uma energia externa para a realização da combustão (LEVEBVRE *et al.*, 2010).

A queima de um combustível pode ser completa ou incompleta, e depende dos seguintes fatores: quantidade de ar em relação ao combustível, temperatura e propriedades dos combustíveis. A combustão completa se caracteriza quando a cadeia carbônica sofre ruptura total, formando apenas dióxido de carbono (CO₂) e água (H₂O). A combustão incompleta se caracteriza por uma queima insuficiente do combustível formando outros compostos como monóxido de carbono. Logo, a combustão completa é a ideal, pois proporciona mínimas emissões de gases poluentes, além de condicionar um máximo desempenho da máquina. A partir da conservação de massa dos componentes deste processo de reação é realizada a equação geral para a combustão completa de um hidrocarboneto (equação 16). Onde v é a quantidade molar de cada componente da equação.

$$C_{x}H_{y} + v_{ar}(O_{2} + 3,76N_{2}) = v_{CO_{2}}CO_{2} + v_{H_{2}O}H_{2}O + v_{N_{2}}N_{2}$$
(16)

A partir da equação (16) é obtida a quantidade de ar necessária para queimar totalmente o combustível e essa quantidade de ar é conhecida como ar teórico. Além disso, desta equação pode-se obter a relação ar-combustível estequiométrico (AC_s), que é a relação entre a quantidade molar do ar teórico e a quantidade molar do combustível (equação 17), onde n_a e n_c são os números de moles do ar e do combustível respectivamente, e M_a e M_c são os pesos molares do ar e do combustível respectivamente.

$$AC_s = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \frac{M_{ar}}{M_{comb}}$$
(17)

A razão de equivalência (ϕ) é outro parâmetro importante que, segundo Van Wylen *et al.* (2009), é a razão entre a relação ar-combustível real (AC) e a relação ar-combustível estequiométrico (AC_s), com o objetivo de representar a quantidade de ar que é realmente fornecida em função do ar teórico (equação 18).

$$\phi = \frac{AC_S}{AC} \tag{18}$$

Se ϕ for maior que 1, significa que a massa de ar fornecida para combustão é menor que a equivalente de ar teórico, ou seja, uma mistura rica de combustível estará acontecendo. E se ϕ for menor que 1 significa que a massa de ar fornecida para combustão é maior que a equivalente de ar teórico, ou seja, uma mistura pobre de combustível estará acontecendo. Isso explica o motivo deste parâmetro ser diretamente relacionado na formação dos produtos de combustão.

1.5 Emissões

A exaustão de uma turbina a gás é composta por monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), vapor de água (H₂O), hidrocarbonetos não queimados (UHC), particulados (C), óxidos de nitrogênio (NO_x) e óxidos de enxofre (SO_x). A quantidade produzida de cada gás é função da temperatura, da rotação da turbina, da pulverização do combustível e da mistura ar/combustível. Como já descrito, o ideal é garantir a formação máxima de CO₂ e de H₂O, pois são emissões devido à combustão completa, apesar do CO₂ contribuir para o aquecimento global.

Alguns desses gases de exaustão são completamente tóxicos para o ser humano, como o CO, UHC, C, NO_x e SO_x . O monóxido de carbono, por exemplo, reduz a capacidade dos glóbulos vermelhos transportarem oxigênio, e em quantidades significativas pode causar insuficiência respiratória.

1.5.1 Monóxido de Carbono

Quando a mistura ar/combustível é rica de combustível, a quantidade de oxigênio é insuficiente para queimar completamente o combustível, aumentando a formação de CO. Porém, na prática, existem outras condições durante o processo de

funcionamento de uma turbina que influenciam na formação de CO. Entre essas condições podem ser destacadas a temperatura de entrada na câmara de combustão, a pressão na câmara de combustão, a atomização da injeção de combustível e o tempo de residência da mistura.

Lefebvre *et al.* (2010) mostrou por meio de experimentos empíricos a influência da formação de CO em relação a razão de equivalência e a pressão de entrada da câmera de combustão, como mostra a Figura 12. Para baixas razões de equivalência a tendência de formação de CO é aumentar, pelo motivo da quantidade insuficiente de oxigênio para queimar totalmente o combustível. Porém, após certo valor da razão de equivalência a formação de CO também tem a tendência de aumentar, devido ao aumento de temperatura na combustão causando dissociação química do dióxido de carbono e transformando-o em CO. A Figura 12 também mostra o aumento da formação de CO com o aumento de pressão da câmara de combustão. Este fato ocorre, pois o aumento de pressão dificulta a dissociação química do CO₂.



Figura 12: Emissão de CO em função da razão de equivalência (LEFEBVRE et al., 2010).

A emissão de CO aumenta significativamente quando existe uma menor temperatura de entrada de ar na turbina. Hung & Agan(1985) verificou que a emissão de CO em uma turbina industrial de 7MW era entre três a quatro vezes maiores na temperatura de entrada de 287 K do que na temperatura de entrada de 298 K.

Nas condições de baixas rotações grande parte da energia é gasta na evaporação do combustível, sobrando pouca energia para a reação de combustão aumentando a formação de CO. Por esse motivo é de grande importância o estudo da atomização do spray do combustível, para formação de pequenas gotículas e de tamanhos constantes garantindo uma mistura completa com o ar e assim aumentando a eficiência da combustão. Por fim o tempo de residência influi na emissão de CO, pois é necessário um tempo mínimo para que a reação de combustão aconteça (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

1.5.2 Óxidos de Nitrogênio

Durante a combustão, a liberação de óxido nítrico (NO) é expressa como NOx, o que na verdade representa a mistura de NO e de NO2 (dióxido de nitrogênio), já que este último é formado pela subsequente oxidação do NO (LEFEBVRE *et al.*, 2010). A principal formação de NO ocorre devido à oxidação do nitrogênio presente no ar atmosférico com o oxigênio em altas temperaturas, geralmente maiores que 1850 K. Apesar da temperatura de combustão ser maior em condições de razões de equivalência ligeiramente baixas, ou seja, uma mistura ligeiramente rica em combustível, a formação de NOx é maior com uma razão de equivalência ligeiramente pobre (Figura 13). Este fato é presenciado porque a oxidação ocorre preferencialmente com o combustível do que com o nitrogênio.



Figura 13: Formação de NO_x em função da razão de equivalência (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

A formação de NO_x também é influenciada pelo tempo de residência do combustível, como demonstrada na Figura 14.



Figura 14: Formação de NO em função do tempo de residência e a temperatura dentro da câmara de combustão. (LEFEBVRE *et al.*, 2010)

Na Figura 15 nota-se a formação de NO_x em função do tamanho das partículas formadas pelo *spray* do bico injetor.



Figura 15: Formação de NO em função do tamanho das partículas de combustível formados pelo *spray* (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

1.5.3 Hidrocarbonetos não queimados

São hidrocarbonetos presentes nos combustíveis que não sofreram oxidação e são lançados na atmosfera. Podem ser produzidos devido à ineficaz atomização do spray do combustível, ou por misturas ricas, ou seja, com uma maior razão de equivalência.

1.5.4 Óxidos de enxofre

Os óxidos de enxofre são formados pela reação do enxofre, o qual é encontrado em grande parte nos combustíveis fósseis, com o oxigênio do ar. Podem ser formados o SO_2 em grandes proporções e o SO_3 em pequenas proporções, os quais podem originar uma série de problemas, tanto para as máquinas quanto para o meio ambiente, provocando a formação de chuvas ácidas.

O uso de biocombustíveis diminui a emissão de SO₂, já que este possui uma quantidade menor de enxofre em sua composição, quando comparado aos combustíveis fósseis.

1.6 Combustíveis

O combustível é uma substância capaz de gerar energia térmica a partir de sua queima, e pode ser encontrado na forma líquida, gasosa ou sólida.

Os combustíveis podem ser classificados em convencionais ou alternativos (SZKLO, 2013). Os combustíveis convencionais são aqueles que abastecem grande parte da sociedade atual, são economicamente viáveis e facilmente transportados. São estes os combustíveis originados da destilação do petróleo. Já os combustíveis alternativos são aqueles relacionados à substituição do que é tradicionalmente utilizado, com o objetivo de diminuir o impacto ambiental e satisfazer fatores políticos e econômicos. São estes os combustíveis originados da biomassa.

Cada combustível tem seu diferencial, e dependendo da aplicação é necessária a utilização do combustível específico. Para um motor a diesel, o principal combustível usado é o Diesel, para uma turbina a gás é o QAV e o que difere os combustíveis são suas propriedades. Abaixo são descritas algumas propriedades importantes que devem ser analisadas em cada combustível, dependendo de seu uso.

• Viscosidade

É a resistência ao movimento que um fluido apresenta a uma determinada temperatura. Uma viscosidade mais alta do que a indicada, além de prejudicar a potência requerida pela bomba, também piora a atomização do spray do bico injetor da turbina, além de aumentar a possibilidade de seu entupimento. Também há a possibilidade de formar resíduos na câmara de combustão (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

• Volatilidade

É a facilidade de o combustível passar do estado líquido para o estado de vapor. Um combustível com uma boa volatilidade tem um maior tempo para fazer a mistura com o ar na câmara de combustão, uma melhor estabilidade e uma melhor eficiência de combustão (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

• Poder calorífico.

É a quantidade de energia por unidade de massa liberada na queima. Para um alto valor dessa propriedade é possível a diminuição do consumo de combustível. Há duas formas de medição do poder calorífico: o poder calorífico inferior (PCI) e o poder

calorífico superior (PCS). O PCS é a soma da energia liberada e a energia gasta para evaporar a água que se forma na queima. Já o PCI, utilizado nos cálculos de eficiência da turbina a gás, não tem a adição da energia relacionada a evaporação da água (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

O poder calorífico está relacionado diretamente com a relação hidrogênio e carbono do combustível e, para muitos combustíveis, o poder calorífico é relacionado com sua densidade (Figura 16)



Figura 16: A influência da densidade dos combustíveis (hidrocarbonetos) no PCI (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

• Ponto de fulgor

É a propriedade que indica a menor temperatura que o combustível se transforma em vapor para queimar em uma dada pressão. No caso do etanol esta propriedade deve ser levada em consideração visto que, por possuir um baixo ponto de fulgor, tem um alto risco de queima.

• Quantidade de enxofre

É uma propriedade característica dos combustíveis fósseis e que gera danos para o meio ambiente, além de ser uma substância nociva para o homem quando misturado com oxigênio.

1.6.1 Querosene de aviação

O Querosene de aviação (QAV) é um combustível fóssil, composto principalmente por hidrocarbonetos e usados em turbinas aeronáuticas. Uma de suas diferenças quando comparado a outros combustíveis é a quantidade de aditivos anticongelantes, já que sua aplicação necessita desta propriedade.

O QAV é produzido a partir da destilação do petróleo (Figura 17), passando posteriormente por um processo de refinamento e aditivação para que suas propriedades possam se adequar às normas descritas pela ANP (Agência Nacional de Petróleo). O refinamento é utilizado para produzir diversos derivados de petróleo, como gasolina, lubrificantes, QAV, entre outros, (VAN WYLEN, 2010).



Figura 17: Esquema de uma coluna de destilação de petróleo de uma refinaria. (VAN WYLEN *et al.*, 2010)

Os óleos básicos encontrados com maior percentual em volume no QAV são os óleos parafínicos (em maiores quantidades) e os óleos nafténicos. Os óleos parafínicos possuem cadeias lineares, alta relação de hidrogênio e carbono e alto poder calorífico. A Tabela 2 mostra as quantidades comuns em percentual volumétrico dos óleos básicos encontrados no QAV comercial (JET-1).

Tabela 2: Quantidades comuns em percentual volumétrico dos óleos básicos quem compõe oQAV (LEFEBVRE et al., 2010).

Óleos Básicos	Vol% (QAV)
Óleos Parafínicos	45
Óleos Naftalenos	35
Óleos Aromáticos	18
Óleos Oleofílicos	2

Baseado na quantidade percentual dos óleos básicos e no fato de que as cadeias de hidrocarbonetos de um QAV são compostas por 10 a 16 carbonos, sua fórmula química pode ser estimada em $C_{11}H_{21}$ (LEFEBVRE *et al.*, 2010).

Como a retirada completa de algumas substâncias é um processo muito complicado e de alto custo, a ANP propõe um limite máximo da quantidade destas, além de outros limites como massa específica e poder calorífico para que o combustível tenha uma eficiência satisfatória. Na Tabela 3 são indicados alguns desses limites de acordo com a resolução ANP Nº 37 (2010).

Característica	Especificação ANP (unidade)
Aromáticos (máx)	25 (% Volume)
Enxofre (máx)	0,3 (% Massa)
Ponto de fulgor (mín)	40 (°C)
Massa específica	771,3 – 836,6 (kg/m ³)
Ponto de congelamento (máx)	-47 (°C)
Viscosidade cinemática	4,175 (cSt)
Poder calorífico Inferior (mín)	42,8 (MJ/kg)

Tabela 3: Limites de propriedades do QAV estabelecidos pela ANP (ANP Nº 37, 2010).

1.6.2 Etanol

O etanol é um composto orgânico da classe dos alcoóis, sendo assim, formado por uma cadeia carbônica ligada a uma hidroxila (OH), a qual possui um átomo de oxigênio em sua estrutura. Além de outras aplicações, é também utilizado como um combustível alternativo, sendo também denominado como um biocombustível.

De acordo com a palestra concedida por Luís Dutra (2013) o Brasil foi pioneiro na produção de álcool combustíveis, que tinha como objetivo ser misturado com a gasolina a fim de aumentar sua octanagem, onde antes era usado chumbo, um material pesado e tóxico. Nos anos 30 foi criado o Instituto do Açúcar e do Álcool (IAA) que tinha como objetivo regulamentar o mercado açucareiro do Brasil e criar programas de modernização e ampliação do setor açucareiro. É importante destacar que a cana de açúcar tem a vantagem de não ser um alimento, e podendo ser produzido açúcar e etanol a partir dela. Ao passar dos tempos o álcool combustível foi ganhando seu lugar no setor energético brasileiro. Uma Lei importante é a 12.490/2011 que introduziu uma nova definição ao álcool combustível, que era caracterizado até então como um subproduto e passou a ser um produto energético. Também há algumas resoluções criadas pela ANP em relação ao álcool combustível, que são: Resolução ANP n° 67/2011 que tem como principal objetivo a previsibilidade do etanol; Resolução ANP n°26/2012 que tem como objetivo garantir o compromisso dos produtos de etanol com o suprimento interno do produto. Um grande passo para o crescimento da produção de etanol foi garantido pela tecnologia Flex, onde o cliente pode escolher o etanol ou a gasolina para abastecer seu automóvel.

Este biocombustível pode ser produzido pela fermentação de qualquer biomassa que tenha quantidades significativas de açúcares. A Figura 18 mostra um esquema da produção do etanol a partir da cana de açúcar (principal insumo para a produção de etanol no Brasil).



Figura 18: Esquema da produção de etanol a partir da cana-de-açúcar (SEABRA, 2008).

A cana de açúcar passa por um processo de moagem, separando o bagaço do caldo de cana. Este caldo recebe tratamentos químicos, reduzindo seu PH, viscosidade, gorduras, parafinas e colóides. Em seguida, devido à utilização de leveduras, há o processo de fermentação do caldo, podendo produzir de 8 a 11% em volume de etanol. Após processos de destilação é alcançada uma porcentagem volumétrica de 65% de etanol formando o etanol hidratado. Pode-se continuar o processo realizando uma destilação possibilitando a produção de etanol anidro (MACEDO *et al.* 2008). A Figura 19 apresenta o processo químico resumido para a formação do etanol.



Figura 19: Processo químico da formação de etanol a partir da glicose.
O etanol hidratado é o etanol que apresenta 4 a 4,9% de água em volume em seu composto, de acordo com a resolução Nº 7 da ANP (2010). Já o etanol anidro possui no máximo 0,4% de água em volume em sua composição. Outras características impostas pela ANP são descritas na tabela 4.

Característica	Especificação ANP (unidade)
Teor alcoólico (mín)	99,6 (% Volume)
Teor de metanol (máx)	11 (% Volume)
Teor de hidrocarbonetos (máx)	3 (% Volume)
Massa específica (máx)	791,5 (kg/m3)
Teor de entanol (mín)	0,4 (% Volume)

Tabela 4: Limites de	propriedades do QAV	estabelecidos pela ANP	(N° 7 da ANP 2010).
----------------------	---------------------	------------------------	---------------------

O etanol tem sua desvantagem ao ser utilizado como combustível, como ter um poder calorífico relativamente muito inferior e ser corrosivo a alguns metais.

1.6.3 Biodiesel

O biodiesel é um combustível alternativo produzido a partir da reação de transesterificação de moléculas de triglicerídeos, encontrados em óleos vegetais ou gorduras animais. Este combustível tem sido utilizado como um potencial substituto do diesel, já que pode ser usado em um motor a diesel sem que seja necessária nenhuma modificação estrutural do motor, possui capacidade de redução de gases de efeito estufa oriundos da queima de combustíveis fóssil, é biodegradável e não tóxico, além de reduzir substancialmente a emissão de hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono e material particulado. Além disso, a produção do biodiesel possui um forte impacto econômico, podendo, por exemplo, favorecer o crescimento de atividades rurais e reduzir a dependência da importação do petróleo estrangeiro. Entretanto, o uso do biodiesel possui algumas desvantagens, tais como: a possibilidade de causar corrosão do tanque de combustível e do tubo injetor, aumento do consumo de combustível, pelo fato do biodiesel ter um poder calorífico relativamente menor, possuir um custo de aquisição maior do que do diesel, entre outros.

De acordo com Ednildo Torres (2013) o biodiesel tem sido cada vez mais encontrado em pesquisas devido ao seu uso obrigatório a partir de 2008. A partir de 2010 o uso obrigatório do biodiesel foi de 2% na mistura com o diesel para 5% da mistura, visando à redução de poluentes. Neste trabalho foi possível observar por dados um grande crescimento da produção e da capacidade nominal da demanda anual brasileira de biodiesel, além do crescimento em pesquisas. No Brasil, a matérias-primas mais utilizadas são a soja com 79%, a gordura bovina com 17% e o algodão com 2% (ANP, 2012).

Os principais processos de produção do biodiesel são o craqueamento, pirólise, formação de microemulsões e a transesterificação. Este último processo foi discutido mais a fundo por ser de larga escala e também por ser o processo escolhido que produziu o biodiesel que foi utilizado neste projeto.

O processo de transesterificação se descreve em uma reação química onde os reagentes são triglicerídio de ácido graxo e um álcool, podendo ser metanol ou etanol, resultando nos produtos glicerol e éster (biodiesel). Na Figura 20 é ilustrada a reação do processo de transesterificação.



Figura 20: Produção de biodiesel a partir da transesterificação de óleos vegetais (GERIS *et al.*,2007).

Para acelerar a reação química são necessários catalisadores, que podem ser substâncias básicas ou ácidas. A reação por catálise básica é a mais utilizada em todo o mundo por ser mais rápida, com menor custo energético e não precisa de plantas industriais sofisticadas. Os catalisadores básicos podem ser NaOH, KOH, RONa, ROK.

A transesterificação pode seguir uma rota metílica ou uma rota etílica. A primeira tem um menor custo, o éster tem uma separação imediata da glicerina, porém o metanol é tóxico. Já a rota etílica é uma rota de origem renovável, não tóxico e o etanol tem uma larga produção no Brasil.

As propriedades do Biodiesel dependem do tipo de ácido graxo, que tem propriedades diferentes dependendo da fonte do óleo. A tabela 5 indica os principais

ácidos graxos e a tabela 6 indica a porcentagem dos tipos de ácidos graxos para cada fonte de óleo, de acordo com Oliveira *et al.* (2008).

Ácido Graxo	Quantidade de Carbono	Fórmula mínima
Láurico	C12	$C_{12}H_{24}O_2$
Palmítico	C16	$C_{16}H_{32}O_2$
Palmitoleico	C16	$C_{16}H_{30}O_2$
Esteárico	C18	$C_{18}H_{36}O_2$
Oléico	C18	$C_{18}H_{34}O_2$
Linoleico	C18	$C_{18}H_{32}O_2$
Linolenico	C18	$C_{18}H_{30}O_2$

Tabela 5: Principais ácidos graxos encontrados na natureza (OLIVEIRA et al., 2008).

Tabela 6: Porcentagem dos ácidos graxos dependendo de sua fonte (OLIVEIRA et al., 2008).

Fonte	Palmítico	Esteárico	Oléico	Linoléico	Linolênico
Algodão	17-31	1-4	13-44	33-59	0,2-2,1
Amendoim	6-16	1,3-6,5	35-72	13-45	<1
Dendê	32-59	1,5-8	27-52	5-14	<1,5
Girassol	3-10	1-10	14-65	20-75	<0,7
Oliva	7,5-20	0,5-3,5	56-83	3,5-20	<1,5
Milho	8-19	0,5-4	19-50	34-62	4-11
Soja	7-14	1,4-5,5	19-30	44-62	4-11

A Tabela 7 descreve as propriedades limites do biodiesel de acordo com a resolução ANP Nº 4 (2010).

Tabela 7: Limites de propriedades do Biodiesel estabelecidos pela ANP (ANP Nº 4, 2010).

Característica	Especificação ANP (unidade)
Viscosidade (40°C)	3,0-6,0 (mm²/s)
Teor de metanol (máx)	0,20 (% massa)
Ponto de fulgor (mín)	100 (°C)
Teor de éster (mín)	96,5 (% Volume)
Densidade (máx)	850-900 (kg/m³)
Teor de cinzas sulfatadas (máx)	0,020 (% massa)
Estabilidade a oxidação	6 (h)

1.7 Misturas de combustíveis e o uso de biocombustíveis em máquinas térmicas

Alguns trabalhos recentes mostram que o uso de misturas de combustíveis fósseis e biocombustíveis é bastante vantajoso, onde se pode obter melhores propriedades e um menor índice de emissões de poluentes. Já outros trabalhos têm ideias contraditórias sobre esses biocombustíveis.

Rehman *et al.* (2011) observou que o biodiesel tem propriedades muito parecidas com o diesel, sendo uma alternativa para esse combustível. Porém, foi relatado que a alta viscosidade dos biocombustíveis afeta a atomização do spray do combustível, causando dificuldade na partida a frio, entupimentos no bico injetor e contaminação do óleo lubrificante. Outra propriedade ruim é sua baixa volatilidade, causando dificuldades na evaporação do combustível e diminuindo a eficiência da mistura com o ar. Foram também analisadas as emissões de gases, e observaram-se baixos níveis de CO (monóxido de carbono) liberado quando comparado ao uso de diesel puro, bem como um baixo nível de liberação de HC (hidrocarbonetos). Este fenômeno é explicado através da presença de moléculas de oxigênio contida na estrutura do biodiesel, consequentemente melhorando sua queima. Entretanto, como esperado, a sua queima apresentou liberação de altos níveis de NO_x , já que com a melhora da combustão, os gases de exaustão estarão mais quentes aumentando a tendência do nitrogênio e do oxigênio do ar não queimado se combinarem.

No trabalho do Dwivedi *et al.* (2011) foram relatados efeitos indesejáveis nas máquinas térmicas em geral, quando utilizadas com o biodiesel. Mostrou-se que a potência dos motores, por exemplo, é afetada em 3 a 5%, pelo fato do biodiesel ter um poder calorífico inferior ao diesel. Além disso, os motores foram mais desgastados, existindo depósitos de borra na câmara de combustão e problemas no desempenho em ambientes frios.

Kwanchareon *et al.* (2007) relatou alguns problemas em misturas ternárias de diesel, biodiesel e etanol, em uma faixa de temperaturas. Para isso foi realizada a mistura ternária usando etanol com três diferentes porcentagens de água em sua composição: etanol 95%, etanol 95,5% e etanol 99,9%. Foi observada uma ineficiência da mistura ao se utilizar etanol 95%, relatando que a água aumenta a insolubilidade de misturas de combustíveis. Já o etanol de 95,5% e 99,9% apresentou uma boa resposta em relação à mistura. Além da baixa porcentagem de água presente no álcool, o uso de alguns aditivos como emulsificantes e solventes podem aumentar a eficiência da

mistura. Esse trabalho também explica o uso do etanol como um aditivo na mistura diesel-biodiesel, o que provoca uma maior diminuição das emissões de CO e de material particulado, porém, ainda não minimizando as emissões de NO_x . Um importante enfoque do trabalho é a utilização de pequena porcentagem de etanol nessa mistura, por ter um ponto de fulgor (*flash point*) muito baixo, aumentando o risco de explosão e por ter um número de cetano muito baixo, ou seja, o tempo entre a injeção do combustível e o início da combustão é alto, piorando o desempenho da máquina. Esse trabalho mostrou que a melhor mistura foi 80% de diesel, 15% de biodiesel e 5% de etanol, os quais proporcionaram menores emissões de poluentes e melhores desempenhos da máquina.

Os trabalhos supracitados e outros, como os de Gupta *et al.* (2010) e Bolszo *et al.* (2009), apresentaram resultados aproximados em relação a eficiências em máquinas térmicas testadas, às emissões de poluentes e propriedades das misturas.

Lamas *et al.* (2012) apresentou a influência do biodiesel nas propriedades do querosene de aviação. Foi relatado um aumento na viscosidade do combustível, podendo causar danos na bomba de combustível. Também há um aumento da massa específica, resultando um combustível mais pesado diminuindo a sua volatilidade.

No trabalho de Habib *et al.* (2009) foram testadas misturas de querosene de aviação e biodiesel de diferentes fontes em uma turbina a gás de pequena potência. Um resultado interessante foi o aumento da eficiência térmica da turbina. O autor explica que mesmo o biodiesel possuindo um poder calorífico menor, esse comportamento deve-se a uma maior razão de equivalência, consequentemente realizando uma combustão mais completa do combustível. Outro resultado interessante foi a diminuição do índice de emissão de NO com o aumento de porcentagem do biodiesel na mistura, relatando que nem todos os trabalhos têm a mesma tendência.

D'Andrea (2012) realizou testes com misturas binárias de QAV e biodiesel de fritura na turbina SR-30. Em seu trabalho, o mesmo obteve resultados semelhantes no desempenho da turbina quando utilizado tanto o QAV puro como as misturas binárias em diferentes proporções. Já para os resultados dos índices de emissões, D'Andrea obteve resultados ruins para as misturas, pois os valores dos índices de emissões de CO₂ foram menores para os combustíveis com maiores concentrações de biodiesel relatando que o acréscimo do biocombustível favoreceu uma queima mais incompleta. A possível explicação é devida as características de viscosidade e densidade do biodiesel, dificultando a mistura da mistura pulverizada com o ar.

2 OBJETIVO

2.1 Objetivo Geral

Avaliar o desempenho de uma turbina a gás utilizando como combustível, diferentes misturas ternárias de querosene de aviação, biodiesel e etanol, e quantificar as emissões de gases poluentes provocadas pela queima destas misturas.

2.2 Objetivos Específicos

- Obter misturas ternárias homogêneas, testando diferentes proporções de QAV, etanol e biodiesel, garantindo misturas eficientes desses combustíveis sem que haja separação de fases.
- Estimar as propriedades, tais como densidade, viscosidade e poder calorífico das misturas de acordo com as características individuais de cada combustível.
- Comparar a eficiência do funcionamento da turbina a gás utilizando as diferentes misturas ternárias ao calcular o desempenho térmico da turbina, o empuxo da turbina, o consumo de combustível em função do empuxo e a razão de equivalência.
- Quantificar e avaliar a emissão de gases obtida pela queima das misturas ternárias dos combustíveis.

3 METODOLOGIA

3.1 Equipamentos utilizados

Para a realização do trabalho foram utilizados quatro equipamentos principais: uma balança, um misturador, uma turbina e um analisador de gases.

• Balança

Foi utilizada uma balança de precisão de uma casa decimal (AdventurerTM - OHAUS) com capacidade total de pesagem de 4.000 g com o erro de 0,05 g, como demonstrado na Figura 21.



Figura 21: Fotografia da balança utilizada.

• Misturador

Foi utilizado um misturador composto por motor elétrico, mecanismo de redução, eixo e impelidor suportados por uma base metálica com regulagem de altura (Figura 22). A rotação do motor é de 1.500 rpm e transmite potência para um impelidor de eixo vertical através de um mecanismo de transmissão em que uma roda ligada ao impelidor pode ser deslocada verticalmente em relação a um terminal cônico do motor possibilitando um aumento ou a diminuição da rotação do impelidor.



Figura 22: Fotografia do misturador.

• Turbina

Foi utilizada uma turbina do tipo turbojato do modelo SR-30 projetada pela Turbine Technologies LTD (Figura 23). Esta turbina é composta por um compressor radial, uma turbina axial de simples estágio, uma câmara de combustão anular de fluxo reverso e um bocal. Sua faixa de aceleração ocorre entre uma faixa a rotação mínima de 45.000 rpm até uma rotação máxima de 90.000 rpm. Sua partida é realizada com ar comprimido entre 100 a 120 psi acionado por um compressor a ar. A Tabela 8 apresenta as especificações técnicas e limitações desta turbina.



Figura 23: Fotografia de um corte da vista lateral da Turbina SR-30 (TURBINETECHNOLOGIES, 2014).

Parâmetros	Especificações
Diâmetro	171,45 mm
Tamanho	273,05 mm
Fluxo de massa médio	0,5kg/s
Máxima rotação do eixo	87.000 rpm
Máxima temperatura de saída dos gases	720°
Razão de compressão	3,4
Consumo específico de combustível	0,122 Kg/Nhr (carga média)
Máximo Empuxo	178 N
Aprovação para óleo	Mil-L-23699

Tabela 8: Especificações técnicas e limitações da turbina SR-30(TURBINETECHNOLOGIES, 2014).

A turbina é mantida em uma bancada de testes instrumentada com sensores para medir todos os dados necessários para a realização do cálculo da eficiência da turbina (Figura 24 A e Tabela 9). Esta bancada contém um espaço na parte inferior onde estão alocados um tanque de combustível, um tanque de óleo e sistema de conexões de ar. Nesta bancada existe um painel localizado na parte frontal da turbina para o operador poder visualizar as propriedades do sistema no momento do teste, assim como uma alavanca para controlar a rotação da turbina (Figura 24 B).



Figura 24: (A) Conexões dos sensores na turbina SR-30 e (B) bancada de testes (TURBINETECHNOLOGIES, 2014).

Tabela 9: Descrição dos sensores encontrados na bancada de testes	
(TURBINETECHNOLOGIES, 2014).	

Simbolos	Descrição	Faixa (PSIG)	Faixa (V)
P ₁	Pressão de entrada do compressor	0,1	0-5
P ₀₂	Presssão de saída do compressor	0-50	0,5 - 5,5
P ₃	Pressão de saída da câmara de combustão	a 0-50 0,5-5	
P ₀₄	Pressão de saída da turbina	0-5	0,5 - 5,0
P ₀₅	Pressão de saída do bocal	0-5	0,5 - 5,0
RPM	Rotação por minuto do eixo		5,28
FFS	Fluxo de combustível	0 - 200	0,5 - 5,5
T _f Empuxo		Calibrar no painel	0 - 100
T ₁	Temperatura de entrada do compressor	Termorpar tipo K	
T ₀₂	Temperatura de saída do compressor	Termorpar tipo K	
T ₀₃	Temperatura de entrada da	Termorpar tipo K	

	turbina		
T ₀₄	Temperatura de saída da turbina	Termorpar tipo K	
T ₀₅	Temperatura de saída do bocal	Termorpar tipo K	

Os dados são coletados com a utilização de um computador, em que é instalado o *Virtual Bench Logger 2.6*, um software próprio para a aquisição de dados dos sensores. A descrição dos sensores é apresentada na Tabela 9.

• Analisador de gases

O analisador de gases utilizado (Testo 350 XL) (Figura 25 A) é capaz de medir a emissão dos seguintes gases: CO₂, CO, O₂, NO_x e SO₂, e, além disso, é capaz de calcular a vazão dos gases. Este analisador de gases é composto por uma caixa de análise onde se encontram as células de medição, as bombas, linhas de gás, filtros, sistema eletrônico e baterias (Figura 25 B). Além disso, o analisador possui um *display*, necessário para que o operador possa realizar uma análise no momento do uso, e uma sonda, que é necessária para conduzir os gases até a caixa analisadora.



Figura 25: (A) Fotografia do analisador de gases utilizado e (B) e parte posterior da caixa analisadora, evidenciando seus principais componentes. (TESTO, 2014).

Os resultados coletados podem ser visualizados e guardados em um computador, em que há um *software* apropriado para a aquisição de dados. As emissões de CO_2 e O_2 são medidas em porcentagem volumétricas enquanto as outras medições são medidas em partes por milhão (ppm).

A Tabela 10 apresenta as precisões das medidas dos gases que serão medidos durante os testes.

Sensor	O_2	CO	CO ₂	NO _x	SO_2
Faixa de	0 a 25	0 a 1000	0 a 100	0 a 3000	0 a 5000
medição	0 u 23	0 1 1000	0 4 100	0 4 5000	0 a 5000
		5% ppm		5% ppm	5% PPM
Precisão 0,8%		100 a 200	0.80/	100 a 1999	100 a 2000
	0.8%	10% ppm		10% ppm	10% ppm
	2001 a 1000	0,870	2000 a 3000	2001a 5000	
		10 ppm		5 ppm	5 ppm
		0 a 99		0 a 99	0 a 99
Resolução	0,1%	1ppm	0,01%	1ppm	1ppm

Tabela 10: Precisão, resolução e faixa de medição dos gases a serem medidos (TESTO, 2014).

3.2 Combustíveis utilizados

Neste trabalho foram obtidos e utilizados os seguintes combustíveis como mostrados na Tabela 11.

Tabela 11: Combustíveis utiliza	dos.
---------------------------------	------

Combustível	Origem
QAV	Petrobrás S.A.
Etanol Anidro	Etil Rio
Biodiesel (soja)	IVIG

O QAV obtido pela Petrobrás e o etanol anidro obtido pela ETIL Rio possuem um boletim de conformidade em que são apresentadas as análises feitas pela empresa que devem seguir as normas padrões estabelecidas pela ANP já descritas nas tabelas 3 e 4 (Tabela 12 e 13).

QAV					
Características	Especificação ANP (unidade)				
Aromáticos	16,7 (% Volume)				
Enxofre	<0,0003 (% Massa)				
Ponto de fulgor	49,5 (°C)				
Massa específica	$800,9 (kg/m^3)$				
Ponto de congelamento (máx)	-59 (°C)				
Viscosidade cinemática	4,175 (cSt)				
Poder calorífico Inferior (min)	43,229 (MJ/kg)				

Tabela 12: Especificações técnicas do QAV fornecido pela Petrobrás.

Tabela 13: Especificações técnicas do Etanol anidro fornecido pela EtilRio.

ETANOL ANIDRO					
Características	Especificação ANP (unidade)				
Teor alcoólico (mín)	99,9 (% Volume)				
Teor de metanol (máx)	11 (% Volume)				
Teor de hidrocarbonetos (máx)	3 (% Volume)				
Massa específica (máx)	789,6 (kg/m³)				
Teor de entanol (mín)	0,4 (% Volume)				

O biodiesel foi produzido, a partir da soja por transesterificação, pelo Instituto Virtual Internacional de Mudanças Globais (IVIG) e suas propriedades foram analisadas pelo Laboratório de Combustíveis (LABCOM) para a verificação de sua conformidade de acordo com a norma da ANP (Tabela 14). O processo de transesterificação foi realizado por uma rota a rota metílica.

Tabela 14: Especific	ações técnicas do E	Biodiesel (soja) fornecido	pelo LABCOM
----------------------	---------------------	----------------------------	-------------

BIODIESEL					
Características	Especificação ANP (unidade)				
Viscosidade (40°C)	4,173 (mm²/s)				
Teor de metanol (máx)	0,01 (% massa)				
Ponto de fulgor (mín)	172 (°C)				
Teor de éster (mín)	97,4 (% Volume)				
Densidade 20 (máx)	882,6 (kg/m³)				
Teor de cinzas sulfatadas (máx)	0,020 (% massa)				
Estabilidade a oxidação (mín)	6,7 (h)				

3.3 Preparo das misturas dos combustíveis

Os testes na turbina foram realizados utilizando combustíveis obtidos por diferentes proporções de misturas ternárias de Querosene de Aviação (QAV), Biodiesel e Etanol. Para a classificação dos combustíveis, em relação à porcentagem de cada componente, foi utilizada a nomenclatura QBEXXYY, em que QBE indica as iniciais dos combustíveis utilizados, XX representa a porcentagem (% volume) de biodiesel e YY a porcentagem (% volume) de etanol.

A quantidade de cada mistura foi baseada na possibilidade da solubilidade entre os combustíveis e nas principais propriedades referentes à eficiência e funcionamento da turbina, a viscosidade e o poder calorífico. A quantidade de etanol foi limitada em no máximo 5% em volume, pois seu poder calorífico é muito baixo, aumentando significativamente o consumo de combustível, além de prejudicar na solubilidade da mistura quando utilizado em grandes maiores quantidades. Outro motivo para limitar a quantidade do etanol deve-se ao motivo do mesmo ser corrosivo e possuir um ponto de fulgor muito baixo. A quantidade máxima de biodiesel foi limitada em 30% e esse limite é devido, além do baixo poder calorífico, à viscosidade deste combustível que é relativamente alto afetando o desempenho do *spray* de combustível e podendo acumular borras na câmara de combustão.

Tabela 15: Misturas ternárias usadas indicando as proporções de cada combustível.

Mistura 1	Mistura 2	Mistura 3	Mistura 4
QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505

3.3.1 Procedimentos para a realização das misturas

As misturas foram realizadas próximo ao período dos testes na turbina para que fosse mantida a estabilidade das mesmas, já que trabalhos anteriores descrevem que o armazenamento da mistura destes combustíveis à temperatura ambiente pode sofrer variação na solubilidade entre eles originando duas fases após algum período de estocagem, como observado no trabalho de Kwanchareon *et al.* (2007).

O procedimento para a realização das misturas foi baseado nas propriedades físico-químicas dos combustíveis. A mistura entre QAV e etanol anidro não é termodinamicamente estável, sendo observada uma breve separação de fases, já que o

QAV é um composto apolar (hidrofóbico) e o etanol é um composto polar (hidrofílico). Já o biodiesel é um composto que apresenta propriedades anfipáticas (uma região polar e outra apolar), funcionando como um tensoativo, ou seja, permitindo uma melhor solubilização entre as fases. Logo, para evitar uma indesejada separação de fases na mistura foi necessário adicionar primeiramente o etanol e o biodiesel, esperar sua solubilização, e em seguida adicionar o QAV.

A quantidade necessária de combustível foi estimada levando-se em conta as especificações da turbina SR-30 e da altura necessária de combustível para a bomba não cavitar.

Observou-se que a bancada de testes é capaz de fazer medições a cada 7 segundos. Além disso, a cada rotação a turbina deve rodar no mínimo 70 segundos para que a mesma possa atingir o regime permanente, momento adequado para a coleta dos dados, como observado no trabalho de D'Andrea (2012). Assim, estimou-se o tempo de 350 segundos para a turbina rodar com cada combustível.

Nas especificações da turbina observou-se que o consumo de combustíveis é de 14,16 l/h para uma rotação de 70.000 rpm. Dessa maneira, é possível estimar que 2,5 l será o volume de combustível necessário para rodar a turbina em 350 segundos. Entretanto, durante os testes pode ocorrer perda de combustíveis, a bomba pode cavitar devido ao baixo volume de combustível no tanque ou podem ocorrer erros de medição. Por isso, é necessária a disponibilidade de um maior volume para cada combustível, sendo então estimado um volume total de 12 l para cada mistura.

Antes de iniciar o procedimento foi verificado se a vidraria a ser utilizada nas aferições continha o volume confiável. Para isso, pesou-se 500 g de água destilada em uma sala com temperatura controlada utilizando uma proveta, sendo em seguida observado se nesta proveta esses 500 g de água correspondiam à marcação de 0,5 l (considerando que a massa específica da água é de 1000 g/l). A partir deste momento utilizou-se esta proveta calibrada para calcular a massa específica de cada combustível. Sendo assim, aferiu-se 0,5 l de cada combustível na proveta, e em seguida pesado na balança. Com os valores das massas de cada combustível foi possível calcular a massa específica de cada combustível (Tabela 16). Antes e entre as aferições a proveta foi submetida a uma correta lavagem (*flush*).

Parâmetros	Água	QAV	Etanol	Biodiesel
Massa (g)	499,9	394,3	391,4	438,9
Volume (l)	0,5	0,5	0,5	0,5
Massa específica (g/l)	999,8	788,6	782,8	877,8
Densidade limite de		771,3-	máx	850-900
acordo com a ANP (g/l)		836,6	791,5	

Tabela 16: Cálculo da densidade dos combustíveis a partir do volume e da massa aferida.

Após o cálculo da massa específica foi possível realizar as misturas aferindose a massa (g) ao invés do volume (l), já que neste último, por ser visual, existe uma maior possibilidade de erro, de cada combustível necessário para a mistura. A Tabela 17 descreve o procedimento onde é verificado que primeiramente o biodiesel é depositado cuidadosamente em um recipiente até que atinja a massa requerida de acordo com a mistura que está sendo feita. Após isso, sem zerar a balança, é depositado o etanol anidro até a balança medir a massa requerida, e finalmente o QAV é depositado seguindo a mesma metodologia. Na Tabela 16 também é verificado o peso do recipiente.

Ordem de adição dos combustíveis	Combustíveis	QBA0802	QBA1505	QBA2005	QBA2505
1°	Biodiesel (g)	614,5	860,3	1035,8	1211,4
2°	Etanol (g)	677,1	1016,8	1192,4	1367,9
3°	QAV (g)	3516,1	3540,4	3558,2	3576,0
Massa do recipiente			333,6 g		

Tabela 17: Procedimento das misturas dos combustíveis.

As misturas foram realizadas em um *becker* de capacidade de 4 l e despejadas em uma bombona de 20 l. Os combustíveis foram misturados por em média 8 minutos utilizando o misturador descrito na seção 3.1 posicionando o mecanismo de transmissão para ter uma rotação máxima do impelidor. Como descrito no trabalho de D'Andrea (2012), foi necessário posicionar o *becker* levemente descentralizado para formar um vórtice e assim aumentar a eficiência da mistura (Figura 26).



Figura 26: Posição do agitador em relação ao becker.

Após a realização destas misturas, as mesmas ficaram armazenadas em bombonas de 20 l por um mês, e após serem abertas houve uma inspeção visual e assim foi possível notar que não houve separação de fases.

3.3.2 Propriedades das misturas

Para obter as propriedades das misturas foram necessários cálculos relacionados às propriedades de seus componentes puros. Para a massa específica é possível fazer a regra da mistura clássica, onde a massa específica da mistura é igual ao somatório da fração volumétrica multiplicada pela massa específica de cada componente, ou seja, $\rho = \sum_i (x_i \ge \rho_i)$. Essa regra não se mostra muito eficiente para a viscosidade. Assim, uma alternativa a ser usada é a teoria de Eyring (FARAH, 2001) que representa uma relação logarítmica, $\ln(\mu) = \sum_i (x_i \ge \ln(\mu))$.

Nos tópicos 1.6.1 e 1.6.2 foram descritas as fórmulas moleculares aproximadas do QAV e do Etanol. Sabendo-se que a fonte de triglicerídeos foi obtida a partir da soja e que esses lipídios são constituídos principalmente por ácidos graxos de 18 carbonos (ácido linonéico - $C_{18}H_{32}O_2$) (OLIVEIRA *et al.*, 2008), foi possível obter a fórmula molecular estimada do Biodiesel ($C_{19}H_{35}O_2$), considerando como precursor estes

triglicerídeos ricos em ácido linoléico e o metanol como reagente na reação de transesterificação.

Com esses dados foi possível obter as porcentagens de carbono, hidrogênio e oxigênio de cada combustível (Tabela 18). Para as porcentagens de enxofre e de água foram supostas os valores limites dados pela ANP.

O PCI pode ser calculado pela equação (19) de acordo com Lefebvre *et al.* (2010), onde C, H, O, S e W, são respectivamente as frações mássicas percentuais dos elementos de carbono, hidrogênio, enxofre e água existentes no combustível.

$$PCI = 0,339C + 1,03H - 0,109(O - S) - 0,025W$$
(19)

				Misturas			
Combustíveis	QAV	Biodiesel	Etanol	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Fórmula molecular	$C_{11}H_{21}$	$C_{19}H_{35}O_2$	C ₂ H ₆ O	-	-	-	-
Mw	153,00	294,00	58,00	161,34	167,85	173,85	180,25
%C	86,28	77,55	52,17	84,86	83,20	82,74	82,29
%H	13,73	11,57	13,04	13,53	13,35	13,23	13,12
%0	-	10,88	34,78	1,61	3,45	4,03	4,60
%S	0,30	0,01	-	0,27	0,24	0,23	0,21
%W	-	0,002	0,400	0,008	0,020	0,020	0,021
Massa específica	800,90	882,60	789,60	807,21	812,59	816,68	820,76
Viscosidade	1,65	6,7	1,51	1,80	1,934	2,06	2,19
PCI	43,42	37,02	27,32	42,56	41,60	41,26	40,93

 Tabela 18: Misturas dos combustíveis evidenciando percentual de cada combustível nas misturas realizadas.

3.4 Coleta de dados

Todos os testes foram realizados à temperatura ambiente e sob pressão atmosférica constante em uma sala isolada acusticamente e a coleta de dados foi realizada pelos *softwares*, bancada de testes e analisador de gases que já foram descritos neste trabalho.

A coleta de dados de cada um dos cinco combustíveis foi obtida em função da rotação da turbina. Por isso foram feitas medições com cinco rotações diferentes (Low, 25%, 50%, 70% e 100% da carga máxima) variando de aproximadamente 45.000 até

80.000 rpm. Para realizar a coleta foi necessário que a máquina estivesse trabalhando em regime permanente. Para isso, em cada rotação devia se esperar algum tempo para que a variação dos parâmetros fosse mínima em relação ao tempo, e a partir desse momento fossem coletados dados durante dois minutos.

Após a coleta de dados de um combustível na turbina, este foi totalmente drenado do tanque e foi adicionado o novo combustível a ser testado. Para garantir o uso puro do próximo combustível, a turbina funcionou por dois minutos em máxima carga e em um minuto em carga média para limpar as linhas de combustível do combustível antigo.

No banco de dados foram feitas as seguintes medições: pressão e temperatura de entrada do compressor ($P_1 \ e \ T_1$), pressão e temperatura na entrada da turbina ($P_3 \ e \ T_{03}$), pressão e temperatura de saída da turbina ($P_{04} \ e \ T_{04}$), pressão e temperatura na saída do bocal ($P_{05} \ e \ T_{05}$), vazão mássica de combustível e rotação. Já no analisador de gases foram feitas as seguintes medições: concentrações de oxigênio, monóxido de carbono, óxido de nitrogênio, dióxido de enxofre, dióxido de nitrogênio e dióxido de carbono.

3.5 Tratamento de dados

Após a coleta de dados, foram realizados cálculos necessários para análise de desempenho e emissões. Para isso foram realizadas as seguintes análises: eficiência térmica da turbina, empuxo da turbina, consumo de combustível em função do empuxo (TSFC), razão de equivalência e índice dos gases de emissão. Todas essas análises variam com a rotação da máquina. Por isso, para uma melhor comparação entre as misturas usadas foram construídos gráficos dos valores obtidos em função da rotação da máquina. Além disso, foi realizado o tratamento de erros e incertezas, como erros relacionados à repetição da coleta das medidas e incertezas dos aparelhos, pelo fato de serem resultados experimentais.

Os cálculos apresentados na próxima seção apareceram subscritos. Esses subscritos estão relacionados à Figura 27, em que é demonstrado um ciclo termodinâmico para uma turbina tipo turbojato. O subscrito "0" descreve uma propriedade de estagnação.



Figura 27: Diagrama e curva de temperatura x entropia de um turbojato (COHEN *et al.*,1996).

3.5.1 Desempenho da Turbina

O desempenho da turbina neste trabalho é conceituado como a união das seguintes análises: Empuxo, TSFC e eficiência térmica.

É de grande importância a análise do empuxo para o estudo de turbinas a gás de aviação, ao invés da potência produzida, como na maioria das máquinas térmicas, já que seu objetivo é movimentar uma aeronave, por exemplo. Logo a eficiência térmica da turbina pode ser entendida como a quantidade de energia térmica do combustível que é convertida em energia cinética dos gases de exaustão. Cohen et. al. (1996) demonstra esta eficiência pela equação (20).

$$\eta = \frac{\dot{m}_{a+c}}{\dot{m}_c x PCI} \frac{V_5^2 - V_a^2}{100},$$
(20)

onde \dot{m}_c é o fluxo mássico do combustível em Kg/s, \dot{m}_{a+c} é o fluxo mássico dos gases de exaustão em Kg/s, V_a é a velocidade em m/s do ar na entrada do difusor, V₅ é a velocidade dos gases de exaustão na saída do bocal em m/s e o PCI é o poder calorífico do combustível em J/kg.

Para obter os valores dos parâmetros da equação (20) foi realizado um procedimento de cálculos baseados nos trabalhos de Cohen *et al.* (1996) e na metodologia utilizada no trabalho de D'andrea (2012). Primeiramente pode-se afirmar que a velocidade V_a é nula, já que a turbina em teste se mantém estacionada. Já para o valor de V_5 é calculado pela equação (21).

$$V_5 = M_5 \sqrt{\gamma_g R_g T_5},\tag{21}$$

onde M_5 é o número de March, γ_g é a razão de calores específicos dos gases de combustão, R_g é a constante dos gases de exaustão e T_5 é a temperatura estática na saída do bocal. De acordo com Cohen et. al. (1996), $R_g = 285 \text{ J/KgK}$ e $\gamma_g = 1,33$.

Para o cálculo do número de Mach é necessária a utilização do cálculo da relação entre a pressão de estagnação medida pela bancada, e a pressão atmosférica de acordo com a equação (22).

$$\frac{P_{05}}{P_{atm}} = \left[1 + \frac{\gamma_g - 1}{2} M_5^2\right]^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$
(22)

Para o cálculo de T5 é necessária a utilização do cálculo descrito na equação 23, em que T_{05} é a temperatura de estagnação da saída do bocal medida pela bancada.

$$\frac{T_{05}}{T_5} = 1 + \frac{\gamma_g - 1}{2} M_5^2 \tag{23}$$

O fluxo mássico do combustível é medido pela bancada de testes, e o fluxo mássico dos gases de exaustão é medido de acordo com a equação (24), onde A₅ é a área do bocal e ρ_5 é a massa específica dos gases de exaustão, que é obtida pela equação dos gases ideais (equação 25).

$$\dot{m}_{a+c} = V_5 \ A_5 \ \rho_5 \tag{24}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{R_g T_5} \tag{25}$$

Com todos os parâmetros calculados é possível calcular o desempenho térmico da turbina para cada tipo de combustível.

O empuxo da turbina é calculado pela bancada de testes, porém pode ser necessário o cálculo do empuxo teórico (equação 26), caso ocorra algum erro ao obter os dados pela célula de carga.

$$E_{teo} = \dot{m}_{a+c} V_5 - m_a V_a + A_5 (P_5 - P_{atm})$$
(26)

Com o empuxo obtido pelos sensores ou com o empuxo teórico é possível obter o consumo de combustível em relação ao empuxo (equação 27). Essa razão, também chamada de TSFC, mede a eficiência do combustível para gerar empuxo, e quando menor o valor, melhor é o desempenho.

$$TSFC = \frac{m_c}{E} 3,6x10^6 \tag{27}$$

3.5.2 Emissões

Além do desempenho da turbina, será analisada a razão de equivalência no processo de combustão e o índice de emissão dos poluentes (CO, CO₂, NO_x, e SO₂) em relação a rotação do eixo da turbina.

A razão de equivalência é calcula pela razão de ar-combustível real e a razão de ar-combustível ideal como descrito na equação (18). A razão ar-combustível real foi calculada pelo fluxo mássico de ar dividido pelo fluxo mássico de combustível, sendo eles calculados a partir de dados da instrumentação da bancada de testes. A razão ar-combustível ideal foi calculada a partir da equação de balanço de massa equação (16). Como os combustíveis obtidos pelas misturas não possuem fórmulas moleculares definidas, suas equações gerais se basearam na porcentagem de cada combustível.

É apresentada na tabela 19 a razão ar-combustível ideal para cada combustível.

Tabela 19: Razão ar-combustível ideal para cada combustível

	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
ACs	14,58	14,21	13,88	13,72	13,72

Para a análise da emissão de cada poluente pode ser calculado o índice de emissão que, segundo Turns (1992) relaciona a massa do poluente emitido em razão da massa de combustível queimado (equação 29)

$$IE_p = \frac{m_{p \ emitido}}{m_{c \ queimado}} \tag{29}$$

Essa equação pode ainda ser reescrita de outra forma, supondo que o combustível, quando queimado, transforma todo seu carbono em CO_2 e CO, como descrito na equação (30).

$$IE_p = \frac{X_p}{X_{CO} + X_{CO_2}} \frac{x \ MW_p}{MW_c}$$
(30)

onde X_p, X_{CO}, X_{CO2} são as frações molares do poluente, do monóxido de carbono e do dióxido de carbono respectivamente, x é o número de mols de carbono do combustível, MW_p e MW_c são as massas moleculares do poluente e do combustível respectivamente. As frações molares do monóxido de carbono, do dióxido de carbono e do poluente são medidas pelo analisador de gases.

3.5.3 Erros e incertezas

Erros e incertezas são valores importantes para a análise de dados obtidos experimentalmente, já que os sensores, tanto localizados na turbina ou no analisador de gases têm incertezas intrínsecas. Além disso, valores obtidos por cálculos utilizando esses dados experimentais terão incertezas acumuladas.

Dois tipos de erros são usados para obter a incerteza e um dado experimental (ISO,1993). O primeiro tipo, ou tipo A, é relacionado a valores estatísticos e o segundo tipo, ou tipo B, é relacionado à precisão dos sensores.

• Incerteza tipo A

A incerteza do tipo A é relacionada com a repetição dos dados, ou seja, é necessário calcular a incerteza dependendo do número coletado pelo sensor. Logo a incerteza do tipo A pode ser calculada pelo desvio padrão conforme a equação 31.

$$U_{s} = \pm \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{N} (x_{i} - x_{m})^{2}},$$
(31)

onde, U_s é o desvio padrão, x_i é o valor de um dado, N é o número de repetições das medições e x_m é a média dos valores.

• Incerteza tipo B

A incerteza do tipo B pode ser calculada considerando uma distribuição de probabilidade retangular (uniforme) (equação 32), que indica uma incerteza relacionada à resolução dos sensores do banco de dados da turbina e do analisador de gases.

$$U_{res} = \pm \frac{R_{es}}{2\sqrt{3}},\tag{32}$$

Onde U_s é a incerteza associada à resolução dos sensores e R_{es} é a resolução do sensor a ser analisado. Existe outra incerteza tipo B, que é a incerteza de precisão e é um dado obtido pelo fabricante dos sensores. Esta última incerteza é indicada por U_p .

• Incerteza combinada

A incerteza combinada é o valor que junta todos os efeitos das incertezas tipo A e tipo B e é demonstrada na equação (33).

$$U_c = \pm \sqrt{U_s^2 + U_{res}^2 + U_p^2}$$
(33)

Para questões de engenharia é necessário que a média dos valores medidos mais a incerteza combinada tenham 95% de probabilidade de estar em uma faixa de medidas tomadas. Para isso é usado um fator de correção conhecida como *student*, e esse valor é tabelado dependendo do número de repetições menos um. Para 10 repetições, número obtido pelos sensores para cada rotação da turbina, o fator de *student* é igual a 2,32. Logo a incerteza a ser usada para os valores obtidos pelos sensores será descrita de acordo com equação (34).

$$U_i = \pm 2,32xU_c \tag{34}$$

Para os valores calculados a partir dos dados coletados experimentalmente é necessário realizar uma propagação de erros. Logo a incerteza para esse caso é calculado de acordo com a equação (35).

$$U_x = \sqrt{\left(\frac{\delta X}{\delta x_1}\right)^2 U_{x1}^2 + \left(\frac{\delta X}{\delta x_2}\right)^2 U_{x2}^2 + \dots + \left(\frac{\delta X}{\delta x_n}\right)^2 U_{xn}^2}$$
(35)

Onde, x_n e U_{xn} são as incertezas dos valores obtidos experimentalmente e X é uma função que dependente de todos os esses valores. E U_x é a incerteza que será a incerteza que será a incerteza que será descrita junto ao valor calculado.

4 **RESULTADOS**

4.1 Parâmetros para o desempenho da turbina

De acordo com as equações da seção 3.5.1 foi possível calcular os principais parâmetros para avaliar o desempenho da turbina, tais como: empuxo, TSFC e eficiência térmica. Assim, para a realização dos testes foram utilizados os seguintes combustíveis: QAV, QBE0802, QBE1505, QBE2005 e QBE2505. Os valores utilizados para a construção dos gráficos para cada combustível em função da rotação da turbina são descritos no apêndice A.

4.1.1 Empuxo

Durante os testes foi possível coletar os dados do empuxo através da célula de carga durante o tempo de funcionamento da turbina (Figura 28). Os valores obtidos do empuxo foram analisados construindo-se um gráfico em função da rotação da turbina. Neste gráfico foi possível observar um aumento do empuxo ao aumentar a rotação da turbina para os diferentes combustíveis.



Figura 28: Valores obtidos do empuxo em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Apesar do comportamento do empuxo possuir a mesma tendência para todos os combustíveis, nota-se que ao aumentar a concentração de biodiesel e etanol anidro na

mistura, os valores do empuxo apresentaram uma menor resposta quando se aumentou a rotação da turbina. Uma possível explicação para este resultado seria o baixo valor do PCI. Como a turbina não diferencia um combustível de outro, a vazão de combustível injetado é igual, independente do combustível a ser utilizado. Assim, existe uma maior energia disponível utilizando os combustíveis de maior PCI.

Para o combustível QBE0802 não se observou diferença no aumento do empuxo com relação ao QAV. Este fenômeno possivelmente ocorreu devido à falta deste combustível um pouco antes ao término do teste, provocando interferência nos dados. Para o combustível QBE1505 observou-se um comportamento diferente para menores rotações. Este comportamento possivelmente ocorreu devido falhas nas medições dos sensores.

4.1.2 TSFC

A Figura 29 representa a relação entre a vazão mássica de combustível e o empuxo (TSFC) em função da rotação da turbina. Nota-se que houve uma diminuição do TSFC conforme se aumentou a rotação da turbina para todos os combustíveis utilizados. Esse comportamento mostra que com o aumento da rotação, o aumento da taxa de empuxo foi maior que o aumento da taxa de consumo de combustível.



Figura 29: Valores obtidos do TSFC em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Apesar do comportamento do empuxo possuir a mesma tendência para todos os combustíveis, nota-se que para uma menor porcentagem de biodiesel e etanol anidro no combustível, a taxa de TSFC é menor do que para maiores porcentagens. Nas curvas do QBE0802 e QBE1505 ocorreram alterações no comportamento possivelmente explicadas pela falta de combustível e por erros de medição, respectivamente, já comentados na seção 4.4.1.

4.1.3 Eficiência térmica

A Figura 30 apresenta a eficiência térmica em relação à rotação da turbina. É possível verificar que a eficiência aumenta quando há um aumento na rotação. Esse comportamento pode ter ocorrido devido ao aumento da velocidade do ar, aumentando a razão de compressão e diminuindo a perda de energia em forma de calor (HABIBI *et al.*, 2009).



Figura 30: Valores obtidos da eficiência em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Apesar do comportamento da eficiência para todos os combustíveis possuírem a mesma tendência, nota-se que para uma maior porcentagem de biodiesel e etanol anidro no combustível, a eficiência possui uma menor resposta quando aumenta a rotação da turbina. Este fenômeno indica que para estas misturas com maiores concentrações de biocombustível, a conversão de energia térmica para energia cinética foi menor em relação ao QAV e às misturas com menores concentrações de biocombustíveis.

4.1.4 Temperatura de saída do bocal

Além dos parâmetros de desempenho da turbina, foi também aferida a temperatura de estagnação de saída do bocal (Figura 31). Observou-se que a variação da temperatura foi similar para os diferentes tipos de combustíveis, exceto para o QAV, em que a temperatura ao longo do experimento manteve-se maior. Este comportamento possivelmente indica que existe uma maior eficiência na reação de combustão quando usado o combustível de origem fóssil.



Figura 31: Temperatura da saída do bocal em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

4.2 Emissões de gases poluentes

Os cálculos necessários para as construções dos gráficos das emissões de CO_2 , CO e NO_X em relação à rotação foram descritos na seção 3.5.2. Outro parâmetro importante para a análise de emissões de gases é a razão de equivalência, sendo possível, com a mesma, a verificação do excesso de ar dependendo do combustível utilizado.

4.2.1 Razão de equivalência

A razão de equivalência (λ) é calculada pela relação entre a razão ar-combustível real, medida pela bancada de testes, e a razão ar-combustível ideal de acordo com o balanço de massa dos combustíveis.

As equações gerais de combustão completa para os combustíveis QAV, QBE0802, QBE1505, QBE2005 e QBE2505 foram calculadas a partir da equação (16). A razão ar-combustível real foi obtida a partir da bancada de testes quando a turbina estava em funcionamento. A Figura 32 representa a razão de equivalência de cada combustível em função da rotação da turbina.



Figura 32: Valores obtidos da razão de equivalência em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Nota-se uma inclinação semelhante das curvas para os diferentes combustíveis, porém o aumento da porcentagem em volume de biodiesel e etanol anidro na mistura diminui a razão de equivalência do combustível. Este comportamento demonstra que a adição de biocombustíveis proporciona uma mistura mais pobre de combustível em relação ao uso o QAV puro, e isto pode estar relacionado à quantidade de oxigênio existente na estrutura do biodiesel e do etanol. Aumentando a concentração destes biocombustíveis nas misturas ternárias, aumenta-se a concentração de oxigênio das mesmas, proporcionando uma menor relação ar-combustível ideal e, consequentemente, diminuindo a razão de equivalência.

4.2.2 Índices de emissão de CO e CO₂

Os índices de emissão de CO e de CO_2 , assim como de todos os poluentes, foi calculado a partir da equação (30). O analisador de gases mediu as emissões de dióxido de carbono em frações molares enquanto as emissões de monóxido de carbono foram obtidas em partes por milhão (ppm). A partir do índice de emissões foi possível realizar uma melhor análise dos poluentes em função da massa de combustível que é queimada.

A Figura 33 representa os índices de emissão de CO, devido à queima dos combustíveis em estudo, em função da rotação da turbina. Nota-se que o aumento da rotação diminuiu os índices de emissão do CO para todos os combustíveis, podendo assim, sugerir que houve uma queima mais completa com a maior aceleração da turbina.



Figura 33: Valores obtidos do IE_{CO} em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Já os índices de CO_2 apresentaram um comportamento inverso do CO, observando-se um aumento dos índices de emissão de CO_2 ao aumentar a rotação da turbina (Figura 34). Este fato também pode ser explicado pela ocorrência de uma queima mais completa dos combustíveis em altas rotações, visto que os produtos da combustão completa de um hidrocarboneto são: o CO_2 e a água (H₂O).



Figura 34: Valores obtidos de IE_{CO2} em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Realizando uma comparação entre os índices de emissão de CO e CO_2 para os diferentes combustíveis, foi possível observar uma diminuição dos índices de CO_2 e um aumento dos índices de CO em função da rotação da turbina, quando foram aumentadas as concentrações de biodiesel e etanol anidro na mistura. Uma possibilidade para este comportamento seria a ocorrência de uma queima menos eficiente para estas misturas. Como o biodiesel aumenta a viscosidade das misturas ternárias, as mesmas ao serem injetadas na câmara de combustão apresentam uma diminuição na eficiência da formação do *spray*, consequentemente, podendo formar partículas relativamente grandes e de tamanhos diferentes, dificultando a mistura do combustível com o ar e realizando uma queima ineficiente.

Além disso, notou-se pouca variação das curvas no gráfico dos índices de emissão de CO em relação ao gráfico do de CO₂. Para uma análise mais completa seria necessário medir os índices de emissão de hidrocarbonetos não queimados e identificar se ocorreu apenas uma queima parcial das misturas ternárias.

4.2.3 Índices de emissão de NO_x

As concentrações de NO_x foram obtidas pelo analisador de gases através da soma das concentrações de NO e NO_2 em partes por milhão. Os cálculos dos índices de emissão de NO_x foram realizados de acordo com a equação (30). A Figura 35 representa os valores dos índices de emissão de NO_x em função da rotação da turbina. Nota-se que para todos os combustíveis ocorreu um aumento dos índices de emissão de NO_x quando aumentou-se a rotação da turbina, relatando que para maiores rotações, a vazão de ar aumenta, facilitando a formação do gás.



Figura 35: Valores obtidos de IE_{NOx} em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Apesar das curvas apresentarem a mesma tendência, notaram-se maiores índices de emissão para os combustíveis com maiores concentrações de biodiesel e etanol anidro em sua mistura. Observando a temperatura dos gases na saída do bocal (Figura 31), nota-se que a utilização de QAV proporcionou a manutenção de uma maior temperatura ao longo do teste. Assim, possivelmente, a formação de NO_x na combustão não ocorreu devido ao aumento da temperatura.

Para uma melhor análise das emissões de NO_x deve-se observar os índices de emissão de O_2 (Figura 36).

4.2.5 Índices de emissão de O₂

As concentrações de O_2 foram obtidas pelo analisador de gases em partes por milhão e os índices foram calculados de acordo com a equação (30). A Figura 36 representa os valores dos índices de emissão de O_2 em função da rotação da turbina. Nota-se que para a utilização de todos os combustíveis, o comportamento dos índices de emissão de O_2 foram similares, em que os mesmos aumentam com o aumento da rotação da turbina, visto que em maiores rotações maiores quantidades de ar são consumidas pela turbina.



Figura 36: Valores obtidos de IE₀₂ em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Comparando os índices de emissão para cada mistura, observou-se que foram gerados maiores índices de emissão de O_2 quando foram utilizados o QAV e as misturas com poucas concentrações de bicombustíveis.

Relacionando este gráfico (Figura 36) com o gráfico dos índices de emissão de NO_x (Figura 35), observou-se que a utilização dos combustíveis que geraram maiores índices de emissão de NO_x (misturas com maiores concentrações de biocombustíveis), proporcionou a formação de menores índices de emissão de O_2 . Possivelmente essa diminuição nos índices de emissão de O_2 foi devido à reação desta substância com o N_2 encontrado no ar.

4.2.4 Índice de emissões de SO₂

As concentrações de SO₂ foram obtidas pelo analisador de gases em partes por milhão e os índices de emissão foram calculados de acordo com a equação (30). A

Figura 37 apresenta os valores dos índices de emissão de SO₂ em função da rotação da turbina. Observou-se que para todos os combustíveis ocorreu uma diminuição dos índices de emissão de SO₂. Como houve um aumento da eficiência térmica para maiores rotações da turbina, houve uma combustão mais completa e possivelmente este fato poderia explicar a diminuição dos índices de emissão desse gás.



Figura 37: Valores obtidos de IE_{SO2} em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Foram observados menores índices de emissão para os combustíveis com maiores concentrações de biodiesel e etanol anidro em suas misturas. Este fenômeno pode ser explicado pela pouca quantidade de enxofre existente no biodiesel e a ausência deste componente no etanol, diminuindo, assim, os índices de emissão de SO₂ nas misturas ternárias com maiores concentrações destes biocombustíveis.

5 DISCUSSÃO

Neste estudo foram utilizadas diferentes misturas ternárias de combustíveis para avaliar o desempenho de uma turbina de aviação de pequeno porte sem modificações.

O QAV é o combustível comumente utilizado em turbinas de aviação. Por ser um combustível fóssil, obtido por uma fonte não renovável de energia, emite uma quantidade significativa de gases poluentes quando queimado. Desta maneira, existe uma grande motivação para utilizar combustíveis alternativos que possam substituir estes combustíveis fósseis.

O biodiesel é um biocombustível que possui propriedades bem próximas de um combustível fóssil. Por isso, este seria um alvo interessante de estudos, para que possa ser utilizado em turbinas de aviação. Entretanto, um dos grandes problemas do biodiesel é a sua alta massa específica e viscosidade e baixo PCI, limitando seu desempenho na combustão e seu uso na turbina. Uma das alternativas para a viabilização do biodiesel como combustível de aviação seria utilizá-lo em uma mistura com o QAV. Neste contexto, alguns estudos indicam que a utilização dessas misturas binárias de QAV e biodiesel acrescentam benefícios em relação ao uso de QAV puro, quando comparado às emissões de poluentes, porém a eficiência térmica não apresenta bons resultados. Trabalhos mais recentes mostraram que uma maneira de melhorar esses resultados seria também tentar uma estratégia utilizando misturas ternárias, utilizando o etanol na mistura, podendo, assim, minimizar as características indesejáveis do biodiesel, como a alta densidade e viscosidade.

Ao analisar a Figura 28 foi possível notar que a adição de biodiesel e etanol ao QAV gerou um menor empuxo na turbina. Um forte indicador para esse comportamento deve-se ao maior PCI do QAV, quando comparado aos dos outros combustíveis. Observou-se também que conforme a concentração de biocombustíveis na mistura é diminuída, ocorre uma diminuição do TSFC ao aumentar a rotação da turbina (Figura 29). Além disso, foi possível verificar um aumento mais acentuado na eficiência da turbina submetida a altas rotações, utilizando-se o QAV como combustível quando comparado à utilização das misturas (Figura 30). De acordo com esses resultados foi possível verificar que um aumento na concentração de biocombustíveis em uma mistura ternária QAV-Biodiesel-Etanol diminui o desempenho da turbina. A baixa taxa de compressão explica a baixa eficiência desta turbina.
Com relação às razões de equivalência, observou-se na Figura 32 uma menor razão para as misturas que apresentavam maior concentração de biocombustíveis, comportamento já esperado pelo motivo do biodiesel e do etanol possuírem moléculas de oxigênio em suas estruturas. Foi verificado na Tabela 19 que quanto maior a concentração de biocombustível na mistura, menor é a razão ar-combustível ideal desta, concluindo que é necessária uma menor quantidade de ar para uma combustão completa. Assim, é possível afirmar que uma turbina trabalha com maiores quantidades de ar (em excesso) quando a mistura contém maior concentração de biocombustíveis.

Considerando o índice de emissão de CO₂ (Figura 34), observou-se que o mesmo foi maior para o QAV do que para as misturas, relatando uma melhor eficiência na combustão para este combustível fóssil. Este comportamento pode também ser explicado observando a Figura 31, já que a temperatura de saída do bocal ao se utilizar o QAV foi maior que para as misturas, demonstrando que houve uma melhor queima do combustível. Já os índices de emissão de CO, como demonstrado na Figura 33, obtiveram um comportamento diferente, já que para maiores concentrações de biocombustíveis, estes índices foram maiores relatando uma ineficiência na combustão nas misturas ternárias ao aumentar as porcentagens de biocombustíveis. Além disso, nota-se que no gráfico dos índices de emissões de CO, as curvas são muito próximas uma das outras. Assim, é necessária a análise de emissões de hidrocarbonetos não queimados, pois uma possibilidade para esse comportamento seria a queima parcial da mistura ternária, aumentando, assim, a emissão destes hidrocarbonetos não queimados. Como já descrito, o biodiesel possui uma elevada viscosidade provocando uma diminuição na eficiência do spray realizado pelo bico injetor, consequentemente formando partículas relativamente grandes e de tamanhos diferentes, dificultando a mistura do combustível com o ar e realizando uma queima ineficiente.

Já os índices de emissão de NO_x , demonstrados na Figura 35, foram menores para o uso do QAV e maiores conforme o aumento da concentração dos biocombustíveis na mistura. Para as misturas com maiores concentrações de biocombustíveis há, relativamente, um maior excesso de ar presente na combustão. Logo mais moléculas de oxigênio "livres" poderão se ligar com o nitrogênio. Além disso, para estas misturas, o tamanho das partículas no *spray* formado pelo bico injetor são maiores possuindo uma maior tendência de formar NO_x como mostra o gráfico da Figura 15. Os índices de emissão de SO_2 , como demonstrado na Figura 37, diminuíram com a adição de biocombustíveis. Sabe-se que a emissão de SO_2 ocorre em função da quantidade de enxofre presente nos combustíveis, como por exemplo, o QAV, que possui alta porcentagem de enxofre por ser de origem fóssil. Os bicombustíveis têm a vantagem de possuírem pequenas quantidades de enxofre, como o biodiesel, ou até isento desta substância, como no caso do etanol.

Para os índices de emissão de O_2 , foram observados que os mesmos são maiores para a utilização do QAV e para a utilização das misturas com menores porcentagens de biocombustíveis. Este comportamento provavelmente é relacionado com as emissões de NO_x , pois como os índices de emissão de NO_x foram maiores para as misturas com maiores porcentagens de biocombustíveis, o oxigênio em excesso nesta condição pode ter reagido com o nitrogênio, formando, então, NO_x ,

Para as curvas de empuxo, TSFC e eficiência, (Figuras 28, 29 e 30, respectivamente) ao utilizar o QBE0802 observou-se uma modificação na tendência de resposta para altas rotações da turbina. Este fenômeno provavelmente ocorreu devido à falta deste combustível um pouco antes do término do teste, diminuindo a vazão de combustível exercida pela bomba (Figura 38). Para os valores obtidos em baixas rotações, ao se utilizar o QBE1505, houve uma significativa mudança na resposta das curvas de desempenho da turbina (Figuras 28, 29 e 30) ao se comparar às curvas dos outros combustíveis. Como são dados experimentais, sempre pode haver erros devido à medição dos sensores, logo é necessária a realização de mais testes para assim minimizar as incertezas experimentais.



Figura 38: Valores obtidos do consumo em função da rotação da turbina com os diferentes combustíveis.

Através da realização dos experimentos realizados em uma turbina de pequeno porte sem modificações, foi possível observar que a utilização de biodiesel e etanol adicionados ao QAV não acrescentou benefícios com a relação ao desempenho da turbina.

De acordo com os resultados obtidos dos índices de emissão dos gases, houve uma diminuição dos índices de emissão de SO₂, evidenciando um benefício da utilização de biocombustíveis na mistura para este caso. Porém a adição destes bicombustíveis resultou em uma menor eficiência da combustão, já que os índices de CO₂ diminuíram proporcionalmente com o aumento da porcentagem de biodiesel e etanol nas misturas. Os índices de emissão de CO foram menores para o uso do QAV puro em relação às misturas. No entanto, a variação entre as curvas dos índices dos combustíveis foi pequena. Um fator provável para a ocorrência deste fenômeno seria um aumento de hidrocarbonetos não queimados ao aumentar a proporção dos biocombustíveis nas misturas. Além disso, a adição de biocombustíveis às misturas não provocou um aumento tão intenso nos índices de emissão de NO_x.

As propriedades do biodiesel, como a alta viscosidade e a alta massa específica possivelmente proporcionaram uma ineficiência do *spray* realizado pelo bico injetor, não ocorrendo uma boa mistura ar/combustível e, então, causando uma queima menos eficiente.

A adição do etanol à mistura ternária tinha como objetivo melhorar essas propriedades indesejáveis do biodiesel, porém, neste experimento, não foi possível observar tal comportamento.

7 PESPECTIVAS

As propriedades das misturas ternárias foram obtidas por equações teóricas, proporcionando resultados inexatos ao obter os dados coletados pelos testes na turbina. Para uma melhor certeza dos dados é necessário realizar uma análise de composição das misturas, possibilitando a medição exata da porcentagem de carbono, hidrogênio e oxigênio que há em cada uma. Além disso, essa análise possibilitará a garantia da eficiência destas misturas, concluindo se houve ou não a homogeneização das mesmas.

Os índices de emissão dos gases poluentes podem ser minimizados ao realizar modificações na turbina. A otimização do *spray* realizado pelo bico injetor seria uma dessas possibilidades, melhorando, assim, a distribuição das partículas de combustíveis pulverizados ao realizar a mistura com o ar, e como consequência aumentando a eficiência da combustão. Também seria possível implementar a utilização de uma bomba de combustível com características necessárias para trabalhar com a viscosidade proporcionada pelo biodiesel.

A adição de etanol às misturas ternárias foi limitada, já que grandes quantidades deste biocombustível poderiam afetar a homogeneização das misturas. Entretanto, existem aditivos que podem melhorar a miscibilidade da mistura, sendo assim, possível testar misturas com maiores quantidades de etanol. Porém existe um limite para adição desta substância por conta do seu baixo poder calorífico.

Também seria interessante analisar os índices de emissão de hidrocarbonetos não queimados, proporcionando um estudo mais completo das emissões de gases em uma turbina a gás.

Além disso, é necessário realizar outros testes nessas mesmas condições para identificar se as diferenças encontradas foram significativas, utilizando para isto, testes estatísticos.

8 REFERÊNCIAS

ANDERSON, JR., JOHN, D., 2003. Modern compressible flow: with historical perspective. New York: McGraw-Hill.

ANP (Agência Nacional de Petróleo, Gás e Combustíveis Renováveis). Brasil. Resolução ANP N°4, de 9.2.2011. Disponível em < <u>http://nxt.anp.gov.br/</u>> acesso em: 01.junho.2014

ANP (Agência Nacional de Petróleo, Gás e Combustíveis Renováveis). Brasil. Resolução ANP N°7, de 1.12.2009. Disponível em < <u>http://nxt.anp.gov.br/</u>> Acesso em: 01.junho.2014

ANP (Agência Nacional de Petróleo, Gás e Combustíveis Renováveis). Brasil. Resolução ANP N°37, de 2.2.2010. Disponível em < <u>http://nxt.anp.gov.br/</u>> acesso em: 01.junho.2014

BOLSZO, C.D., MCDONELL, V.G., 2009, Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine.

CANAL PILOTO, 2014. Disponível em <<u>http://canalpiloto.com.br/por-dentro-dos-</u> <u>motores-a-reacao/</u>> acesso em: 01.junho.2014

CEKINSKI, E., JOAQUIM, M.A, 2006, Thermodynamics Na Engineering Approach, 5th ed. McGraw-Hill.

ÇENGEL, Y.A., BOYLES, M.A., 2006, Thermodynamics An Engineering Approach, 5th ed. McGraw-Hill.

COHEN, H.M, ROGERS, G.F.C., SARAVANAMUTTOO, H.I.H., 1996, Gas Turbine Theory, 4th ed. Harlow, Longman.

DWIVEDI, G., JAIN, S., M.P. SHARMA, 2011, Impact analysis biodiesel on engine performance – A review.

EDNILDO TORRES, 2013, Biodiesel sem fronteiras. Disponível em http://www.prh.mecanica.ufrj.br/ acesso em: 01.junho.2014

FASANO, J.B., BAKKER, A., PENNEY, W.R., 1994, Advanced Impeller Geometry Boosts Liquid Agitation, Chemical Engineering, pp. 110-116.

FLÁVIA C. DA C. OLIVEIRA; Biodiesel: Possibilidades e Desafios. Disponível em http://qnint.sbq.org.br/> acesso em: 5.julho.2014

FREDERICO GAMA D'ANDREA, 2012, Estudo do Efeito da Adição de Biodiesel em Querosene de Aviação no Desempenho e nas Emissões de uma Turbina Didática.

GERIS R., SANTOS, N. A. C., AMARAL B. A., MAIA I. S., 2007. Biodiesel de soja - reação de transesterificação para aulas práticas de química orgânica

GUPTA, K.K., REHMAN, A., SARVIYA, R.M., 2010, Bio-fuels for gas turbine.

HICKS, R.W., MORTON, J.R., FENIC, J.G., 1976, How to Design Agitators for Desired Process Response, Chemical Engineering, pp 102-110.

HUNG, W. S. Y., AND AGAN, D. D., 1985, The Control of NOx and CO Emissions from 7-MW Gas Turbines with Water Injection as Influenced by Ambient Conditions, ASME Paper 85-GT-50.

ISO, 1993, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, first edition.

KWANCHAREON, P., LUENGNARUEMITCHAI, A., JAI-IN, 2007, S., Solubility of a diesel-biodiesel-ethanol blend, its fuel properties, and emission characteristics from diesel engine.

LLAMAS, A., GARCÍA-MARTÍNEZ, M. J., AL-LAL A.M, Laureano Canoira, Magín Lapuerta, 2012, Biokerosene from coconut and palm kernel oils.

LEFEBVRE, A.H., BALLAL. DR., 2010, Gas Turbine Combustion, 3rd ed. Boca Raton, CRC Press.

LUÍS DUTRA, 2013, Álcool Combustível: situação, persectativa e desafios. Disponível em < http://www.prh.mecanica.ufrj.br/> acesso em: 01.junho.2014

MACEDO, I.C.; SEABRA, J.E.A.; SILVA, J.E.A.R. Green house gases emissions in the production and use of ethanol from sugarcane in Brazil: the 2005/2006 averages and a prediction for 2020. Biomass and Bioenergy, 32, pp. 582-595, 2008.

MARTINS, C. R., PEREIRA P.A., LOPES, W.A., 2003, Ciclos Globais de Carbono, Nitrogênio e Enxofre: a Importância na Química da Atmosfera

OLIVEIRA, F.C.C., SUAREZ, P.A.Z., SANTOS, W.L.P., 2008, Biodiesel: Possibilidades e Desafios, edição Leila Cardoso Teruya. Disponível em: http://qnint.sbq.org.br//> acesso em: 01 julho. 2014 PLANETA COPPE, 2006. Disponível em: http://www.planeta.coppe.ufrj.br/ acesso em: 01 agosto. 2014

REHMAN, A., DEEPAK, R., PHALKE, RAJESH PANDEY, 2011, Alternative fuel for gas turbine: esterified jatropha oil-diesel blend.

SZKLO, A., 2013, Conceitos básicos. Fontes alternativas de energia, UFRJ.

TECMUNDO, 2012. Disponível em: < http://www.tecmundo.com.br/aviao/33110como-funciona-um-motor-com-turbina-a-gas-de-um-aviao-infografico-.htm />. Acesso em: 01 agosto. 2014

TESTO AG/INTERNATIONAL WEBSITE. Disponível em < http://www.testo-international.com/> acesso em: 01.junho.2014

TURBINE TECHNOLOGIES, 2014. Disponível em http://www.turbinetechnologies.com/ acesso em: 01.junho.2014

TURNS, S. R., 2000, An Introduction to combustion, 2nd ed. McGraw-Hill.

VAN WYLEN, G.; SONAG, R.; BORGNAKKE C., 2009, Fundamentos da termodinâmica. 7° ed. São Paulo Edgard Blücher Ltda.

Apêndice A

Neste apêndice serão descritos todos os valores obtidos pela bancada de testes da turbina para cada combustível que foram coletados a partir do software *Virtual Bench*. Além disso, também serão descritos os erros calculados a partir das equações da seção 3.5.3.

 Tabela A.1: Valores obtidos pela bancada de testes e suas respectivas incertezas utilizando o

 QAV como combustível.

Carga de aceleração	Rotação (rpm)	Empuxo (N)	<i>ṁ_cx</i> 10 ⁻³ (Kg/s)	T ₀₅ (K)
Low	49199	21,7 <u>+</u> 3,0	1,53 <u>+</u> 0,01	663,2 <u>+</u> 2,8
25%	53802	31,1 <u>+</u> 1,5	1,73 <u>+</u> 0,01	656,3 <u>+</u> 3,9
50%	59656	40,6 <u>±</u> 1,0	2,09 <u>+</u> 0,01	655,9 <u>+</u> 3,1
75%	68731	62,5 <u>+</u> 2,0	2,54 <u>+</u> 0,01	657,1 <u>+</u> 3,1
100%	74928	78,1 <u>+</u> 2,1	2,90 <u>+</u> 0,01	659,7 <u>+</u> 3,8

Tabela A.2: Valores obtidos pela bancada de testes e suas respectivas incertezas utilizando o

QBE0802 como combustível

Carga de aceleração	Rotação (rpm)	Empuxo (N)	<i>ṁ_cx</i> 10 ⁻³ (Кg/s)	T ₀₅ (K)
Low	50585	23,4 <u>+</u> 4,0	1,51 <u>+</u> 0,01	659,2 <u>+</u> 2,9
25%	55406	32,1 <u>+</u> 1,8	1,78 <u>+</u> 0,01	651,0 <u>+</u> 2,7
50%	61058	41,1 <u>+</u> 1,2	2,10 <u>+</u> 0,01	650,6 <u>+</u> 4,6
75%	67644	60,6 <u>+</u> 2,4	2,49 <u>+</u> 0,01	649,4 <u>+</u> 3,2
100%	72612	73,6 <u>+</u> 8,0	2,63 <u>+</u> 0,01	656,0 <u>+</u> 4,6

Tabela A.3: Valores obtidos pela bancada de testes e suas respectivas incertezas utilizando oQBE1505 como combustível.

Carga de aceleração	Rotação (rpm)	Empuxo (N)	<i>m</i> _c x10 ⁻³ (Kg/s)	T ₀₅ (K)
Low	51575	25,0 <u>+</u> 5,0	1,52 <u>+</u> 0,01	660,5 <u>+</u> 1,9
25%	55871	34,4 <u>+</u> 5,5	1,73 <u>+</u> 0,01	652,5 <u>+</u> 2,3
50%	61950	43,6 <u>+</u> 4,1	2,07 <u>+</u> 0,01	648,4 <u>+</u> 4,0
75%	69063	56,3 <u>+</u> 1,8	2,53 <u>+</u> 0,01	651,1 <u>+</u> 4,6
100%	74197	69,4 <u>+</u> 1,8	2,86±0,01	653,9 <u>+</u> 2,5

Carga de aceleração	Rotação (rpm)	Empuxo (N)	<i>ṁ_cx</i> 10 ⁻³ (Kg/s)	T ₀₅ (K)
Low	52526	23,6 <u>+</u> 2,4	1,50 <u>+</u> 0,01	662,9 <u>±</u> 2,5
25%	56830	29,4 <u>+</u> 2,0	1,73 <u>+</u> 0,01	652,4 <u>+</u> 5,0
50%	63112	38,7 <u>+</u> 1,8	2,08 <u>+</u> 0,01	650,0 <u>+</u> 4,0
75%	68792	48,9 <u>±</u> 1,9	2,45 <u>+</u> 0,01	650,9 <u>+</u> 2,0
100%	74686	63,2 <u>+</u> 2,0	2,85 <u>+</u> 0,01	653,1 <u>+</u> 1,0

Tabela A.4: Valores obtidos pela bancada de testes e suas respectivas incertezas utilizando oQBE2005 como combustível.

 Tabela A.5: Valores obtidos pela bancada de testes e suas respectivas incertezas utilizando o QBE2505 como combustível.

Carga de aceleração	Rotação (rpm)	Empuxo (N)	<i>ṁ_cx</i> 10 ⁻³ (Kg/s)	T ₀₅ (K)
Low	52267	23,5 <u>+</u> 2,6	1,47 <u>+</u> 0,01	872,9 <u>+</u> 2,5
25%	57396	29,7 <u>+</u> 1,5	1,69 <u>+</u> 0,01	874,6 <u>+</u> 5,0
50%	62686	36,7 <u>+</u> 1,2	2,00 <u>+</u> 0,01	879,5 <u>+</u> 4,0
75%	68770	47,3 <u>+</u> 0,9	2,40 <u>+</u> 0,01	894,9 <u>±</u> 2,0
100%	74920	61,3 <u>+</u> 1,7	2,82 <u>+</u> 0,01	924,4 <u>+</u> 1,0

Tabela A.6: P₀₁ obtido pela bancada de testes e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	101,96 <u>+</u> 0,03	102,02 <u>+</u> 0,08	102,05 <u>+</u> 0,01	102,09 <u>+</u> 0,05	102,06 <u>+</u> 0,03
25%	102,16 <u>+</u> 0,04	102,24 <u>+</u> 0,03	102,26 <u>+</u> 0,03	102,29 <u>+</u> 0,13	102,32 <u>+</u> 0,01
50%	102,44 <u>+</u> 0,02	102,54 <u>+</u> 0,07	102,58 <u>+</u> 0,06	102,63 <u>+</u> 0,02	102,61 <u>+</u> 0,07
75%	103,03 <u>+</u> 0,02	102,95 <u>+</u> 0,02	103,04 <u>+</u> 0,05	103,02 <u>+</u> 0,09	103,02 <u>+</u> 0,12
100%	103,54 <u>+</u> 0,03	103,33 <u>+</u> 0,01	103,44 <u>+</u> 0,04	103,49 <u>+</u> 0,03	103,50 <u>+</u> 0,06

Tabela A.7: P_{atm} e T_{atm} obtidos antes de cada teste.

	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
P _{atm}	101,2	102,4	102,6	102,0	101,8
T _{atm}	23,2	23,9	23,5	22.8	22,2

Abaixo são apresentados os valores calculados pelas equações da seção 3.5.1 junto com suas incertezas combinadas.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	253 <u>+</u> 23	233 <u>+</u> 15	218 <u>+</u> 18	228 <u>+</u> 30	225 <u>+</u> 26
25%	200 <u>+</u> 40	200 <u>+</u> 21	181 <u>+</u> 20	211 <u>+</u> 10	205 <u>+</u> 25
50%	185 <u>+</u> 29	184 <u>+</u> 9	171 <u>+</u> 33	194 <u>+</u> 6	196 <u>+</u> 32
75%	146 <u>+</u> 8	148 <u>+</u> 11	162 <u>+</u> 29	181 <u>+</u> 18	182 <u>+</u> 10
100%	134 <u>+</u> 13	128 <u>+</u> 30	148 <u>+</u> 16	162 <u>+</u> 15	165 <u>+</u> 17

 Tabela A.8: TSFC calculado e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Tabela A.9: Temperatura estática dos gases de exaustão (T₅) e suas respectivas incertezas para

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	640,8 <u>+</u> 3,9	635,5 <u>+</u> 1,0	635,8 <u>+</u> 10,1	633,1 <u>+</u> 2,3	637,9 <u>+</u> 4,5
25%	628,6 <u>+</u> 3,2	621,7 <u>+</u> 3,5	622,6 <u>+</u> 4,7	622,4 <u>+</u> 4,1	620,8 <u>+</u> 1,3
50%	620,5 <u>+</u> 4,1	613,2 <u>+</u> 2,6	610,2 <u>+</u> 2,3	609,6 <u>+</u> 3,7	611,0 <u>+</u> 2,4
75%	605,9 <u>+</u> 5,0	600,4 <u>+</u> 3,8	599,6 <u>+</u> 7,9	599,4 <u>+</u> 8,0	600,6 <u>+</u> 5,6
100%	593,4 <u>+</u> 2,4	595,9 <u>+</u> 3,2	589,9 <u>+</u> 3,2	588,3 <u>±</u> 1,2	587,9 <u>+</u> 3,1

 Tabela A.10: Velocidade dos gases de exaustão (V5) e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	101 <u>+</u> 1	104 <u>+</u> 1	106 <u>+</u> 1	108 <u>+</u> 1	107 <u>+</u> 1
25%	112 <u>+</u> 2	116 <u>+</u> 1	117 <u>+</u> 2	119 <u>+</u> 1	120 <u>+</u> 1
50%	127 <u>+</u> 1	131 <u>+</u> 1	132 <u>+</u> 2	135 <u>+</u> 3	134 <u>+</u> 1
75%	153 <u>+</u> 1	150 <u>+</u> 1	153 <u>+</u> 1	152 <u>+</u> 2	152 <u>+</u> 2
100%	174 <u>+</u> 2	166 <u>+</u> 1	171 <u>+</u> 1	172 <u>+</u> 1	173 <u>+</u> 1

 Tabela A.11: massa específica dos gases de exaustão e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	0,568 <u>+</u> 0,001	0,574 <u>+</u> 0,004	0,574 <u>+</u> 0,003	0,578 <u>+</u> 0,002	0,573 <u>+</u> 0,002
25%	0,583 <u>+</u> 0,003	0,591 <u>+</u> 0,001	0,591 <u>+</u> 0,007	0,592 <u>+</u> 0,005	0,594 <u>+</u> 0,001
50%	0,597 <u>+</u> 0,002	0,606 <u>+</u> 0,001	0,610 <u>+</u> 0,003	0,612 <u>+</u> 0,008	0,610 <u>+</u> 0,003
75%	0,625 <u>+</u> 0,005	0,629 <u>+</u> 0,003	0,632 <u>+</u> 0,005	0,631 <u>+</u> 0,001	0,630 <u>+</u> 0,002
100%	0,652 <u>+</u> 0,002	0,644 <u>+</u> 0,004	0,654 <u>+</u> 0,002	0,657 <u>+</u> 0,002	0,658 <u>+</u> 0,001

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	$0,205\pm0,002$	0,211 <u>±</u> 0,001	0,216 <u>±</u> 0,001	0,220±0,002	0,217 <u>±</u> 0,003
25%	0,230 <u>+</u> 0,003	0,238 <u>+</u> 0,002	0,240 <u>+</u> 0,001	0,245 <u>+</u> 0,001	0,247 <u>±</u> 0,002
50%	0,262 <u>+</u> 0,001	0,271 <u>±</u> 0,004	0,274 <u>+</u> 0,003	0,281 <u>+</u> 0,001	0,277 <u>+</u> 0,001
75%	0,318 <u>+</u> 0,001	0,313 <u>+</u> 0,003	0,321 <u>+</u> 0,002	0,317 <u>+</u> 0,002	0,317 <u>+</u> 0,002
100%	$0,367 \pm 0,002$	$0,348 \pm 0,002$	$0,361 \pm 0,004$	$0,363 \pm 0,001$	$0,365 \pm 0,002$

 Tabela A.12: Número de Mach (M5) calculado e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Tabela A.13: Vazão mássica dos gases de exaustão (m_{a+c}) e suas respectivas incertezas para
cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	0,16 <u>±</u> 0,02	0,16 <u>±</u> 0,01	0,17 <u>±</u> 0,01	0,17 <u>±</u> 0,03	0,17 <u>±</u> 0,02
25%	0,18 <u>+</u> 0,01	0,19 <u>+</u> 0,02	0,19 <u>+</u> 0,02	0,20 <u>±</u> 0,02	0,20 <u>±</u> 0,02
50%	0,21 <u>+</u> 0,02	0,22 <u>+</u> 0,02	0,22 <u>+</u> 0,01	0,23 <u>+</u> 0,01	0,23 <u>+</u> 0,01
75%	0,27 <u>±</u> 0,03	0,26 <u>+</u> 0,01	0,27 <u>+</u> 0,03	0,27 <u>±</u> 0,02	0,27 <u>±</u> 0,03
100%	0,32 <u>+</u> 0,01	0,30 <u>+</u> 0,01	0,31 <u>+</u> 0,01	0,31 <u>±</u> 0,01	0,32 <u>±</u> 0,02

Tabela A.14: Vazão mássica do ar (m_a) e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	0,161 <u>±</u> 0,001	0,167 <u>±</u> 0,002	0,171 <u>±</u> 0,001	0,174 <u>±</u> 0,001	0,171 <u>±</u> 0,001
25%	0,183 <u>+</u> 0,002	0,192 <u>+</u> 0,001	0,193 <u>+</u> 0,001	0,198 <u>+</u> 0,001	0,200 <u>+</u> 0,002
50%	0,212 <u>+</u> 0,001	0,222 <u>+</u> 0,001	0,225 <u>+</u> 0,001	0,232 <u>+</u> 0,001	0,228 <u>+</u> 0,001
75%	0,267 <u>+</u> 0,002	0,263 <u>+</u> 0,001	0,272 <u>+</u> 0,001	0,268 <u>+</u> 0,002	0,267 <u>+</u> 0,002
100%	0,318 <u>+</u> 0,001	0,299 <u>+</u> 0,002	0,313 <u>+</u> 0,001	0,316 <u>+</u> 0,001	0,318 <u>+</u> 0,002

Tabela A.15: Eficiência da turbina e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	1,7 <u>±</u> 0,1	1,9 <u>+</u> 0,2	2,1 <u>±</u> 0,1	2,1 <u>±</u> 0,1	2,1 <u>±</u> 0,3
25%	2,3 <u>+</u> 0,2	2,5 <u>+</u> 0,3	2,8 <u>+</u> 0,6	2,5 <u>+</u> 0,3	2,6 <u>±</u> 0,1
50%	2,9 <u>+</u> 0,2	3,0 <u>+</u> 0,2	3,3 <u>+</u> 0,5	3,0 <u>+</u> 0,2	2,9 <u>±</u> 0,2
75%	4,4 <u>±</u> 0,3	4,3 <u>+</u> 0,1	4,1 <u>±</u> 0,3	3,7 <u>±</u> 0,2	3,6 <u>+</u> 0,2
100%	5,4 <u>+</u> 0,1	5,4 <u>+</u> 0,5	4,9 <u>+</u> 0,2	4,6 <u>±</u> 0,3	4,6 <u>±</u> 0,1

Apêndice B

Neste apêndice serão descritos todos os valores obtidos pelo analisador de gases para queima de cada combustível e que foram coletados a partir do software *Confort*. Além disso, também serão descritos os erros calculados a partir das equações da seção 3.5.3.

Tabela B.6: Razão de equivalência (ϕ) e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	0,144 <u>+</u> 0,001	0,133 <u>+</u> 0,002	0,127 <u>±</u> 0,001	0,121 <u>±</u> 0,002	0,120 <u>+</u> 0,001
25%	0,141 <u>±</u> 0,002	0,136 <u>+</u> 0,002	0,128 <u>+</u> 0,001	0,123 <u>+</u> 0,003	0,118 <u>+</u> 0,002
50%	0,146 <u>+</u> 0,002	0,137 <u>+</u> 0,001	0,130 <u>+</u> 0,002	0,126 <u>+</u> 0,001	0,122 <u>±</u> 0,001
75%	0,140 <u>+</u> 0,001	0,137 <u>+</u> 0,003	0,131 <u>+</u> 0,001	0,127 <u>±</u> 0,002	0,124 <u>±</u> 0,002
100%	0,135 <u>+</u> 0,002	0,127 <u>±</u> 0,004	0,128 <u>+</u> 0,002	0,125 <u>+</u> 0,002	0,122 <u>+</u> 0,001

Tabela B.2: Valores obtidos pelo analisador de gases e suas respectivas incertezas utilizando o OAV como combustível

Carga de aceleração	O ₂ (%V)	CO (ppm)	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%V)
Low	16,69 <u>+</u> 0,13	1554 <u>+</u> 78	123 <u>+</u> 6	19,2 <u>+</u> 0,6	3,18 <u>+</u> 0,03
25%	16,83 <u>+</u> 0,14	1351 <u>+</u> 67	104 <u>+</u> 5	19,2 <u>+</u> 0,5	3,07 <u>+</u> 0,03
50%	16,94 <u>+</u> 0,14	1151 <u>+</u> 57	85 <u>+</u> 4	19,3 <u>+</u> 0,6	2,98 <u>+</u> 0,02
75%	17,01 <u>+</u> 0,14	933 <u>+</u> 47	69 <u>+</u> 4	20,6 <u>+</u> 0,5	2,94 <u>+</u> 0,03
100%	16,98 <u>+</u> 0,14	770 <u>+</u> 38	58 <u>+</u> 4	25,0 <u>±</u> 0,4	2,96 <u>+</u> 0,03

 Tabela B.3: Valores obtidos pele analisador de gases e suas respectivas incertezas utilizando o QBE0802 como combustível.

Carga de aceleração	O ₂ (%V)	CO (ppm)	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%V)
Low	16,78 <u>+</u> 0,13	1535 <u>+</u> 77	81 <u>+</u> 4	20,8 <u>+</u> 0,6	3,11 <u>+</u> 0,03
25%	16,90 <u>+</u> 0,14	1352 <u>+</u> 68	71 <u>+</u> 4	20,1 <u>+</u> 0,5	3,02 <u>+</u> 0,03
50%	17,05 <u>+</u> 0,14	1103 <u>+</u> 55	58 <u>+</u> 3	19,9 <u>+</u> 0,5	2,91 <u>+</u> 0,02
75%	17,06 <u>+</u> 0,14	938 <u>+</u> 47	50 <u>+</u> 3	21,8 <u>+</u> 0,5	2,90 <u>+</u> 0,02
100%	17,04 <u>+</u> 0,14	790 <u>+</u> 39	42 ±3	26,3 <u>+</u> 0,7	2,92 <u>+</u> 0,02

Carga de aceleração	O ₂ (%V)	CO (ppm)	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%V)
Low	16,77 <u>+</u> 0,13	1601 <u>+</u> 80	83 <u>+</u> 4	22,2 <u>+</u> 0,6	3,12 <u>+</u> 0,03
25%	16,87 <u>+</u> 0,18	1456 <u>+</u> 75	75 <u>+</u> 4	21,8 <u>+</u> 0,7	3,04 <u>+</u> 0,09
50%	17,03 <u>+</u> 0,16	1217 <u>+</u> 93	65 <u>+</u> 3	21,7 <u>+</u> 1,1	2,93 <u>+</u> 0,07
75%	17,08 <u>+</u> 0,16	1047 <u>+</u> 90	56 <u>+</u> 3	22,0 ±1,4	2,88 <u>+</u> 0,06
100%	17,08 <u>+</u> 0,15	862 <u>+</u> 88	48 <u>+</u> 3	26,6 ±2,5	2,88 <u>+</u> 0,05

Tabela B.4: Valores obtidos pele analisador de gases e suas respectivas incertezas utilizando oQBE1505 como combustível.

Tabela B.5: Valores obtidos pelo analisador de gases e suas respectivas incertezas utilizando oQBE2005 como combustível.

Carga de aceleração	O ₂ (%V)	CO (PPM)	SO ₂ (PPM)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%V)
Low	16,79 <u>+</u> 0,13	1656 <u>+</u> 83	79 <u>+</u> 4	24,6 <u>+</u> 0,6	3,10 <u>+</u> 0,03
25%	16,90 <u>+</u> 0,14	1503 <u>+</u> 75	74 <u>+</u> 4	23,1 ±0,4	3,02 <u>+</u> 0,03
50%	17,08 <u>+</u> 0,14	1268 <u>+</u> 63	65 <u>+</u> 3	22,4 ±0,6	2,89 ±0,02
75%	17,13 <u>+</u> 0,14	1075 <u>+</u> 54	55 <u>+</u> 3	22,3 ±0,7	2,84 ±0,02
100%	17,09 <u>+</u> 0,14	910 <u>+</u> 46	47 <u>+</u> 2	26,9 <u>+</u> 0,5	2,88 ±0,02

 Tabela B.6: Valores obtidos pele analisador de gases e suas respectivas incertezas utilizando o OBE2505 como combustível.

Carga de aceleração	O ₂ (%V)	CO (ppm)	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%V)
Low	16,80 <u>+</u> 0,14	1689 <u>+</u> 85	73 <u>+</u> 4	24,1 <u>+</u> 0,5	3,10 <u>+</u> 0,03
25%	16,87 <u>+</u> 0,14	1565 <u>+</u> 78	72 <u>+</u> 4	23,3 <u>+</u> 0,6	3,04 <u>+</u> 0,03
50%	17,03 <u>+</u> 0,14	1294 <u>+</u> 65	65 <u>+</u> 3	22,3 <u>+</u> 0,7	2,92 <u>+</u> 0,03
75%	17,12 <u>+</u> 0,14	1086 <u>+</u> 54	55 <u>+</u> 3	22,3 <u>+</u> 0,6	2,85 <u>+</u> 0,03
100%	17,10 <u>+</u> 0,14	925 <u>+</u> 46	46 <u>+</u> 2	26,9 <u>±</u> 0,4	2,87 <u>+</u> 0,03

Abaixo são apresentados os valores calculados pelas equações da seção 3.5.2 junto com suas incertezas combinadas.

Tabela B.7:	Índice de	e emissões (de CO ₂ e	e suas respectivas	incertezas pa	ra cada combustíve	1.
I ubelu Diff	marce ac	cimbboob	$u c c c_2$	buus respectivus	meentezus pu		·.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	3,016 <u>+</u> 0,004	2,952 <u>+</u> 0,003	2,899 <u>+</u> 0,003	2,871 <u>+</u> 0,007	2,847 <u>+</u> 0,004
25%	3,030 <u>+</u> 0,003	2,965 <u>+</u> 0,002	2,909 <u>+</u> 0,002	2,881 <u>+</u> 0,003	2,856 <u>+</u> 0,003
50%	3,046 <u>+</u> 0,004	2,985 <u>+</u> 0,006	2,927 <u>±</u> 0,006	2,897 <u>+</u> 0,004	2,875 <u>+</u> 0,006
75%	3,066 <u>+</u> 0,005	3,001 <u>+</u> 0,004	2,941 <u>+</u> 0,001	2,915 <u>+</u> 0,002	2,892 <u>+</u> 0,007
100%	3,083±0,002	3,016 <u>+</u> 0,004	2,960±0,004	2,932 <u>+</u> 0,001	2,909 <u>+</u> 0,003

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	93,8 <u>±</u> 1,8	92,6 <u>±</u> 1,2	94,6 <u>±</u> 1,0	97,5 <u>±</u> 1,5	98,7 <u>±</u> 1,7
25%	84,6 <u>+</u> 2,2	84,4 <u>+</u> 3,0	88,4 <u>+</u> 2,4	91,1 <u>+</u> 2,3	93,4 <u>+</u> 1,8
50%	74,6 <u>+</u> 3,0	71,9 <u>+</u> 2,0	77,3 <u>+</u> 3,5	80,8 <u>+</u> 2,9	80,9 <u>+</u> 4,0
75%	61,9 <u>+</u> 2,0	61,7 <u>+</u> 3,5	67,9 <u>+</u> 1,6	70,0 <u>+</u> 2,2	70,0 <u>+</u> 3,0
100%	51,1 <u>+</u> 3,5	51,9 <u>+</u> 2,7	56,2 <u>+</u> 2,0	58,9 <u>+</u> 3,3	59,6 <u>+</u> 3,3

Tabela B.8: Índice de emissões de CO e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Tabela B.9: Índice de emissões de NO_x e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	1,25 <u>+</u> 0,04	1,35 <u>+</u> 0,08	1,40 <u>+</u> 0,04	1,55 <u>+</u> 0,05	1,51 <u>+</u> 0,07
25%	1,29 <u>±</u> 0,04	1,35 <u>+</u> 0,04	1,42 <u>+</u> 0,05	1,50 <u>+</u> 0,04	1,49 <u>±</u> 0,04
50%	1,34 <u>+</u> 0,05	1,39 <u>+</u> 0,05	1,47 <u>+</u> 0,04	1,53 <u>+</u> 0,02	1,49 <u>±</u> 0,02
75%	1,47 <u>+</u> 0,03	1,54 <u>+</u> 0,06	1,53 <u>+</u> 0,06	1,55 <u>+</u> 0,02	1,54 <u>+</u> 0,03
100%	1,78 <u>±</u> 0,06	1,85 <u>+</u> 0,05	1,86 <u>+</u> 0,02	1,87 <u>+</u> 0,03	1,86 <u>+</u> 0,03

Tabela B.10: Índice de emissões de SO₂ e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	0,017 <u>±</u> 0,001	0,011 <u>±</u> 0,001	0,011 <u>±</u> 0,003	0,011 <u>±</u> 0,002	0,009 <u>+</u> 0,003
25%	0,015 <u>+</u> 0,002	0,010 <u>+</u> 0,002	0,011 <u>+</u> 0,003	0,010 <u>+</u> 0,001	0,010 <u>+</u> 0,002
50%	0,016 <u>+</u> 0,004	0,009 <u>+</u> 0,002	0,009 <u>+</u> 0,001	0,009 <u>+</u> 0,002	0,009 <u>±</u> 0,002
75%	0,011 <u>+</u> 0,002	0,008 <u>+</u> 0,002	0,008 <u>+</u> 0,001	0,008±0,002	0,008 <u>±</u> 0,001
100%	0,009 <u>+</u> 0,002	0,006 <u>+</u> 0,002	0,007 <u>+</u> 0,001	0,007 <u>+</u> 0,002	0,007 <u>+</u> 0,001

Tabela B.10: Índice de emissões de O₂ e suas respectivas incertezas para cada combustível.

Carga de aceleração	QAV	QBE0802	QBE1505	QBE2005	QBE2505
Low	11,50 <u>+</u> 0,10	11,56 <u>+</u> 0,22	11,32 <u>+</u> 0,40	11,29 <u>+</u> 0,30	11,21 <u>+</u> 0,12
25%	12,05 <u>+</u> 0,15	12,06 <u>+</u> 0,10	11,71 <u>+</u> 0,21	11,70 <u>+</u> 0,22	11,52 <u>+</u> 0,28
50%	12,56 <u>+</u> 0,30	12,69 <u>+</u> 0,24	12,36 <u>+</u> 0,36	12,44 <u>+</u> 0,34	12,17 <u>+</u> 0,30
75%	12,88 <u>+</u> 0,11	12,81 <u>+</u> 0,37	12,66 <u>+</u> 0,10	12,75 <u>+</u> 0,20	12,62 <u>+</u> 0,10
100%	12,86 <u>+</u> 0,20	12,80 <u>+</u> 0,13	12,73 <u>+</u> 0,20	12,64 <u>+</u> 0,10	12,60 <u>+</u> 0,20