



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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise do Comportamento da Combustão do Gás
do Alto Forno - BFG em uma Câmara de Combustão
de Turbina a Gás**

Autor: Emerson Lamartine Ferreira

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-orientadora: Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues

Outubro de 2015

Itajubá - MG

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

Emerson Lamartine Ferreira

Análise do Comportamento da Combustão do Gás
do Alto Forno - BFG em uma Câmara de
Combustão de Turbina a Gás

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

Área de Concentração: **Conversão de Energia**

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

Co-orientadora: **Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Outubro de 2015

Itajubá – MG

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

Emerson Lamartine Ferreira

Análise do Comportamento da Combustão do Gás
do Alto Forno - BFG em uma Câmara de
Combustão de Turbina a Gás

Dissertação aprovada por banca examinadora em 24 de setembro de 2015, conferindo ao autor o título de *Mestre em Engenharia Mecânica*.

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi Rodrigues Coronado

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento (Orientador)

Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues (Co-orientadora)

Outubro de 2015

Itajubá - MG

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos os amigos que me ajudaram nesta conquista, especialmente a minha família, por todo incentivo.

AGRADECIMENTO

À Deus,

Que no momento certo permitiu a concretização de mais uma conquista.

A minha esposa Marcell,

Por todo amor e incentivo dedicados a mim durante esta jornada.

Ao meu orientador Prof. Marco Antonio

Por todo conhecimento e experiência transmitida durante a elaboração deste trabalho.

À minha co-orientadora Prof^a. Lucilene,

Por todo suporte técnico e dedicação durante a realização deste trabalho.

À Universidade Federal de Itajubá

Pela contribuição para realização desta conquista, através do conhecimento do corpo docente desta instituição.

Pegadas na Areia

O Senhor me respondeu:

Meu filho, jamais eu te abandonaria. Nos teus momentos de sofrimento, quando viu na areia apenas um par de pegadas. Eu te carregava nos meus braços.

RESUMO

FERREIRA, E.L.(2015), *Análise do Comportamento da Combustão do Gás do Alto Forno - BFG em uma Câmara de Combustão de Turbina a Gás*, Itajubá, 118p.Tese de Mestrado - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

O gás do Alto Forno (BFG) é uma mistura de gases, subproduto da reação entre o minério de ferro e o coque na obtenção do Ferro-gusa (metal líquido) no processo Alto Forno. O BFG é um gás de baixo poder calorífico, que está sendo utilizado como combustível em turbinas a gás para geração de energia elétrica. Esta tecnologia inovadora está sendo desenvolvida em uma turbina a gás industrial em uma usina termelétrica dentro de um complexo siderúrgico.

Este trabalho visa estudar o comportamento da combustão do gás de Alto Forno – BFG, em uma câmara de combustão de uma microturbina de 600 kW, projetada para operar com gás natural. A ferramenta utilizada para realizar estes estudos de forma detalhada é um software de simulação tridimensional que utiliza a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD).

Foram realizadas simulações em CFD na câmara de combustão da microturbina na condição nominal e em regime permanente de operação utilizando o BFG como combustível. Inicialmente utilizou-se a massa de BFG necessária para manter a mesma geração de projeto da microturbina. O resultado do comportamento da chama não foi adequado. Então foram realizadas reduções na massa de combustível injetado para que a chama ficasse acomodada dentro do volume da câmara de combustão e minimizar os possíveis danos a turbina.

Palavras-chave: Câmara de combustão, Dinâmica de Fluidos Computacional, gás de baixo poder calorífico, microturbina.

ABSTRACT

FERREIRA, E.L.(2015), *Análise do Comportamento da Combustão do Gás do Alto Forno - BFG em uma Câmara de Combustão de Turbina a Gás*, Itajubá, 118p. Tese de Mestrado - (Ênfase em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

The BFG is a mixture of gases, a byproduct of the reaction between iron ore and coke in obtaining the Pig iron (liquid metal) in Blast Furnace process. The BFG is a low calorific value gas, which is being used as fuel in gas turbines to power generation. This innovative technology is being developed on an industrial gas turbine in a thermal power plant within a Steel complex.

This work aims to study the behavior of the combustion of blast furnace gas - BFG, in a combustion chamber of a micro turbine 600 kW, designed to operate with natural gas. The tool used to perform these studies in detail is three-dimensional simulation software that uses Computational Fluid Dynamics (CFD).

CFD simulations were performed in the microturbine combustion chamber in nominal condition and steady state operation using the BFG as fuel. Initially were used the BFG mass required to maintain the same generation of the project of microturbine. The result of the flame behavior was not appropriate. Then reductions were made in the mass of fuel injected to the flame stay accommodate inside the combustion chamber to minimize possible damage to the turbine.

Keywords: combustion chamber, Computational Fluid Dynamics, low calorific value gas, microturbine.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	i
AGRADECIMENTO	ii
RESUMO	iii
ABSTRACT	iv
SUMÁRIO.....	v
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xiv
SIMBOLGIA	xv
LETRAS LATINAS	xv
LETRAS GREGAS	xvi
SUBSCRITOS	xvii
LISTA DE SÍMBOLOS	xviii
SIGLAS	xix
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 JUSTIFICATIVA.....	2
1.2 OBJETIVOS.....	3
OBJETIVO GERAL.....	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	4
CAPÍTULO 2	6
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 TURBINA A GÁS	6

2.1 DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO DAS TURBINAS À GÁS	7
2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO	9
2.3 PRINCIPAIS TIPOS DE TURBINAS À GÁS	11
2.3.1 TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS	11
2.4 TURBINAS À GÁS INDUSTRIAL	13
2.5 MICROTURBINAS	14
CAPÍTULO 3	16
COMBUSTÃO	16
3.1 PROCESSO DE COMBUSTÃO	16
3.1.1 ESTEQUIOMETRIA DA COMBUSTÃO	16
3.2 RAZÃO AR/COMBUSTÍVEL	17
3.3 AR ESTEQUIOMÉTRICO OU AR TEÓRICO	17
3.4 TEMPERATURA ADIABÁTICA DE CHAMA.....	18
3.5 TIPOS DE CHAMA.....	19
3.6 FENÔMENOS DA COMBUSTÃO.....	21
3.6.1 RETORNO DA CHAMA OU <i>FLASH BACK</i>	21
3.6.2 DESLOCAMENTO DA CHAMA.....	21
3.6.3 PONTAS AMARELAS.....	21
CAPÍTULO 4	22
CÂMARA DE COMBUSTÃO	22
4.1 INTRODUÇÃO.....	22
4.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	25
4.2.1 INJETORES	25
4.2.2 DIFUSOR	26
4.2.3 CARÇAÇA.....	27
4.2.4 TUBO DE CHAMA	27

4.2.5 MISTURADOR DE AR OU <i>SWIRLER</i>	28
4.3 ZONAS DE COMBUSTÃO	29
4.4 TIPOS DE CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	31
4.4.1 CLASSIFICAÇÃO DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO.....	31
CAPÍTULO 5	37
GASES COMBUSTÍVEIS RESIDUAIS DO PROCESSO SIDERURGICO	37
5.1 INTRODUÇÃO.....	37
5.2 GASES COMBUSTÍVEIS COM BAIXO PODER CALORÍFICO	38
5.3 GÁS DE ALTO FORNO – <i>BLAST FURNANCE GAS</i> – BFG	38
5.4 GÁS DE ACIARIA – <i>BALANCE OXYGEN FURNACE GAS</i> – BOF	44
5.5 GÁS DE COQUERIA - COG	44
5.6 GÁS NATURAL – GN	45
5.7 PODER CALORÍFICO	46
5.8 ÍNDICE DE WOBBE.....	48
5.9 INTERCAMBIALIDADE DE GASES COMBUSTÍVEIS	48
5.9.1 ADAPTABILIDADE DO MODELOS COMERCIAIS DE TURBINAS A GÁS A COMBUSTÍVEIS DE BAIXO PODER CALORÍFICO	49
CAPÍTULO 6	50
DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL – CFD	50
6.1 INTRODUÇÃO.....	50
6.2 MÉTODOS DE DISCRETIZAÇÃO.....	51
6.3 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO	52
6.3.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	52
6.3.2 TIPO DE MALHAS	53
6.4 MODELOS DE TURBULÊNCIA	55
6.5 MODELOS DE COMBUSTÃO	55

6.6 DINÂMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL ATRAVÉS DO CFX	56
CAPÍTULO 7	57
MODELAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	57
7.1 INTRODUÇÃO.....	57
7.2 DESCRIÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DA MICROTURBINA A GÁS DA SOLAR TURBINES	58
7.3 CÁLCULO TERMODINÂMICO DO CICLO DA MICROTURBINA	60
7.4 CÂMARA DE COMBUSTÃO DA SOLAR TURBINES.....	60
7.5 DEFINIÇÃO DA MALHA E DO NÚMERO DE ELEMENTOS	63
7.6 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	63
7.6.1 ESPECIFICAÇÃO DOS MODELOS UTILIZADOS	67
7.6.2 CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA.....	68
7.6.3 CÂMARA COM CHAMA DIFUSA COM GÁS NATURAL.....	68
CAPÍTULO 8	72
CÂMARA COM CHAMA DIFUSA COM BFG	72
8.1 INTRODUÇÃO.....	72
8.2 DETERMINAÇÃO DA MASSA DE COMBUSTÍVEL.....	73
8.3 ANÁLISES DE RESULTADOS	75
8.3.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 1.....	75
8.3.2 RESULTADOS SIMULAÇÃO 2	82
8.3.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES 3 E 4	87
8.3.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 4.....	97
8.3.4 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 5.....	97
8.3.5 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	103
CAPÍTULO 9	112
CONCLUSÕES	112

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
----------------------------------	-----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação de uma Turbina a gás.....	6
Figura 2 – Eficiência Termodinâmica do Ciclo Brayton de Acordo com a Temperatura de Entrada dos Gases (TEG) e com a Razão de pressão (rp)	7
Figura 3 - Evolução nas tecnologias de resfriamento das palhetas, aumento da Temperatura de Entrada dos Gases e dos Limites de Resistência dos Materiais.).....	9
Figura 4- Representação de Cogeração.	10
Figura 5 - Representação de geração em ciclo combinado.	11
Figura 6 - Representação de uma turbina a gás aeroderivativa.	11
Figura 7 - Turbina a Gás General Electric LM 6000.....	12
Figura 8 - Turbina aeronáutica V2500.	12
Figura 9 - Turbina a Gás SGT5 – 4000F- Siemens	13
Figura 10 – Microturbina da Capstone e seus componentes. Capstone Turbine Corporation:	15
Figura 11 - Esquema simplificado de uma câmara de combustão tubular e seus principais componentes..	25
Figura 12 - (a)Difusor Aerodinâmico e (b) Difusor Dump.	27
Figura 13 - Foto queimador e swirler da turbina a gás GT11N2 Alstom.....	28
Figura 14 - Linhas de fluxo produzidas pelo <i>swirler</i>	29
Figura 15 - Áreas de recirculação dos Gases na Zona Primária.....	29
Figura 16 - Distribuição do Fluxo de ar na câmara de combustão.Reproduzido de The Jet Engine,4 th edition,1986, com autorização da Rolls Royce,1986.....	30
Figura 17 - Dinâmica da câmara de combustão, Rolls Royce.....	30
Figura 18 - Combustor anular do tipo fluxo direto.....	32

Figura 19 - Configuração com fluxo reverso e abertura na seção primária. (RODRIGUEZ, 1997).....	32
Figura 20 - Câmara de Combustão anular. Reproduzido de the Jet Engine, 4 th edition, 1986. ...	33
Figura 21 - Câmara Tubular da Turbina GT11N2 – Alstom.....	34
Figura 22 - Câmara de combustão tubo-anular. Reproduzido de the Jet Engine, 4 th edition, 1986.	35
Figura 23 - Câmara Dry Low NOx.....	36
Figura 24 - Evolução das temperaturas de entrada da turbina a gás da Mitsubishi com BFG. 40	
Figura 25 - Caldeira da Companhia Erdemir.....	40
Figura 26 - Queimador para combustíveis de baixo poder calorífico	41
Figura 27 - Controle na admissão de ar do compressor	42
Figura 28 - Controle de admissão de ar do compressor para turbina	42
Figura 29 - Ilustração de Alto Forno	43
Figura 30 - Ilustração do conjunto de geração da turbina GT11N2 LBTU Alstom.....	44
Figura 31 - Discretização estruturada (a), estruturada generalizada (b) e não estruturada (c). 54	
Figura 32 - Esquema básico da simulação utilizando o CFX)	57
Figura 33- Microturbina, modelo T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines.....	59
Figura 34- Câmara anular em detalhes.	59
Figura 35 - Geometria do setor da câmara de combustão da Solar Turbines	62
Figura 36 - Esquema térmico equivalente para simulação do ciclo da microturbina Solar T-62T-32 no <i>Gatecycle</i>	64
Figura 37 - Esquema da distribuição do ar e entrada de combustível na câmara de combustão	66
Figura 38 - Vetores e intensidade da velocidade ao longo de planos longitudinais.....	69

Figura 39 - Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível.....	69
Figura 40 - Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais. RODRIGUES (2009)	70
Figura 41 - Distribuição de temperatura na saída da câmara de combustão. RODRIGUES (2009)	70
Figura 42 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. RODRIGUES (2009)	71
Figura 43 - Vetores de velocidade	75
Figura 44 - Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.....	77
Figura 45 - Identificação dos planos longitudinais 1,2 e 3	78
Figura 46 - Perfis de distribuição de temperatura longitudinais do interior da câmara de combustão.....	80
Figura 47 - Distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão	81
Figura 48 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.....	81
Figura 49 - Vetores de velocidade	82
Figura 50 - Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.....	84
Figura 51- Perfis de Distribuição de Temperatura do interior da câmara de combustão ao longo dos planos Longitudinais 1, 2 e 3.	86
Figura 52 - Distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão.	86
Figura 53 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.....	87
Figura 54 - Resultados referentes à simulação 3.	92
Figura 55- Resultados referentes à simulação 4.	97
Figura 56 – Resumo dos resultados da simulação 5.....	102

Figura 57 – Imagens reais das palhetas da turbina GT11N2- Alston.da Usina Termelétrica do Atlântico - TKCSA.....	103
Figura 58 - Vetor velocidade.....	104
Figura 59 -Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.....	105
Figura 60 – Planos longitudinais de distribuição de temperatura da simulação 6.....	107
Figura 61 - Perfil de temperatura da câmara de combustão.	108
Figura 62-Temperatura na saída da câmara.....	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condição Padrão – ISO 2314: 1989	9
Tabelas 2 - Principais características dos tipos de chamadas	20
Tabela 3 - Composição química dos Gases Combustíveis.....	46
Tabelas 4 - Poder Calorífico dos Gases Combustíveis da Siderurgica.....	47
Tabela 5 - Parâmetros de entrada do programa Gatecycle.	64
Tabela 6 - Resultados obtidos utilizando Gatecycle.....	64
Tabela 7 - Dados fornecidos pelo <i>Gatecycle</i>	66
Tabelas 8 - Critérios de convergência.	68
Tabela 9 – Dados de análise cromatográficos TKCSA.	72
Tabela 10 – Dados de entrada das simulação.	74
Tabela 11 - Resumo das simulações 1 e 2 realizadas	109
Tabela 12 - Resumo das simulações 3 e 4 realizadas	109
Tabela 13 – Resumo das simulações 5 e 6.	110

SIMBOLGIA

LETRAS LATINAS

h	Entalpia específica [kJ/kg];
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s];
M	Massa molar [kg/kmol];
T	Temperatura [K];
W	Índice de Wobbe

LETRAS GREGAS

η Eficiência do combustor;

ϕ Razão de equivalência

SUBSCRITOS

<i>ad</i>	Condição adiabática
<i>ar</i>	Relativo ao ar atmosférico
<i>comb</i>	Combustível
<i>esteq</i>	Condição estequiométrica
<i>f</i>	Relativo à condição final
<i>gases</i>	Relativo à gases de combustão
<i>i</i>	Relativo à condição inicial
<i>prod</i>	Relativo aos produtos da combustão
<i>reac</i>	Relativo aos reagentes da combustão
<i>ref</i>	Condição de referência empregada nos cálculos para região de chama
<i>t</i>	Relativo a total
<i>turb</i>	Condição turbulenta

LISTA DE SÍMBOLOS

O₂ – Oxigênio;

CO – Monóxido de Carbono;

CO₂ – Dióxido de Carbono;

NO_x – Óxidos de Nitrogênio;

SIGLAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo
BFG	Blast Furnace Gas – Gás de Alto Forno
BOF	Balance Oxygen Furnace Gas – Gás de Aciaria
CFD	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
CC	Câmara de Combustão
COG	Gas Oxygen Coke
DLN	<i>Dry Low NO_x</i>
EDM	<i>Eddy Dissipation Model</i>
FM	<i>Flamelet Model</i>
Flare	Queimadores Industriais de Excesso de Gás (Similar a Bleeder).
FRCM	<i>Finity Rate Chemistry Model</i>
GEE	<i>Gases do Efeito Estufa</i>
GN	<i>Gás Natural</i>
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
ISO	International Standards Organization
LFM	Laminar Flamelet Model
LHV	Low Heat Value
LPP	<i>Lean Premixed Prevaporize</i>
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MME	Ministério de Minas e Energia
MVF	Método dos Volumes Finitos
PDF	Probability Density Factor
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
Rp	Razão de compressão
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i>

SST	<i>Shear Stress Model</i>
SI	Sistema Internacional de unidades
TEG	Temperatura de Entrada dos Gases
TET	Temperatura de Entrada da turbina
TKCSA	ThyssenKrupp Companhia Siderúrgica do Atlântico
TTQ	<i>Temperature Traverse Quality</i>

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

As usinas siderúrgicas tem grande importância na indústria brasileira. Entretanto sua elevada importância econômica está em divergência com seus significativos impactos ambientais. No ramo industrial, a indústria siderúrgica é uma das que mais emite gases que causam o efeito estufa (GEE), cuja emissão favorece o aquecimento global.

O processo de produção do aço pode ser dividido em duas etapas principais: redução do minério de ferro e o refino do aço. Em ambas as etapas são gerados gases residuais do processo nas diferentes áreas da siderúrgica: Aciaria e Alto Forno. Estes gases têm em sua composição dióxido de carbono (CO_2) gás que causa o efeito estufa.

No Alto Forno ocorre a reação de redução do minério de ferro em ferro-gusa (metal líquido), sendo gerado como subproduto da reação, o BFG (Blast Furnace Gas) - Gás de Alto Forno. Cerca de 1540 Nm^3 de BFG são gerados por tonelada de ferro-gusa produzido, mas apenas 30% deste volume são aproveitados no processo de aquecimento dos regeneradores no próprio Alto Forno, e o restante do gás excedente é utilizado como combustível em outras áreas da usina ou para geração de energia elétrica.

Ao longo dos últimos anos, observa-se um aumento crescente da demanda de energia elétrica no Brasil e no mundo. Esta demanda tem sido compensada principalmente por usinas termelétricas através da utilização de turbinas a gás. Porém, em virtude das políticas mundiais de redução da emissão de poluentes e das perspectivas de esgotamento das reservas de combustíveis fósseis, a busca por turbinas a gás que utilizem fontes alternativas de energia tem intensificado. O uso de combustíveis alternativos em turbinas a gás que operem com diferentes combustíveis, como os gases residuais de processos industriais tem sido alvo de inúmeros estudos em diversos centros de pesquisa mundiais.

Contudo, a substituição dos combustíveis fósseis por combustíveis de baixo poder calorífico impacta mudanças consideráveis, em particular na câmara de combustão, principalmente em sua geometria, na eficiência e na emissão de poluentes.

Uma nova tecnologia está sendo desenvolvida, a utilização do gás do Alto Forno - BFG, gás de baixo poder calorífico, como combustível em turbinas a gás industriais para a geração de energia elétrica.

1.1 JUSTIFICATIVA

A conservação de energia tem sido prioridade em todos os setores industriais, principalmente no ramo Siderúrgico, por razões econômicas e ambientais. No ramo industrial, a indústria siderúrgica é uma das que mais emite gases que causam o efeito estufa (GEE), cuja emissão favorece o aquecimento global e é um dos maiores consumidores industriais de energia elétrica. O alto custo da energia elétrica no mercado brasileiro associado ao custo do combustível tem impacto significativo no valor final do aço. O risco de Déficit de energia elétrica, somada à possibilidade da venda de excedentes de energia ao mercado externo de energia fez com que setor siderúrgico investisse na autoprodução de eletricidade. Os gases gerados como subprodutos durante os processos de produção do aço são uma atraente fonte de energia alternativa. A utilização desses gases residuais como combustível em usinas Termelétricas, permite um benefício econômico relacionados com a redução do custo do combustível e da energia elétrica no processo industrial. Além disso, também há o benefício ambiental devido à redução das emissões de poluentes industriais e a economia de fontes de energia natural.

O gás Natural no passado foi usado como o principal combustível para turbina a gás, considerando o custo e disponibilidade. Mas, recentemente, o custo do gás natural apresenta uma tendência crescente e sua disponibilidade futura é indefinida. Portanto, não há uma tendência clara para o uso de combustíveis alternativos e as turbinas a gás devem ser capazes de queimar uma variedade de combustíveis, incluindo gases de baixo poder calorífico.

A utilização de combustíveis de baixo poder calorífico em turbinas tem estimulado muitos estudos científicos, pois se trata de uma fonte alternativa renovável para substituir a utilização de combustíveis derivados do petróleo. A utilização do gás do Alto Forno, na geração de energia elétrica em turbinas a gás vem sendo desenvolvida pela Alstom na usina termelétrica do complexo siderúrgico da TKCSA. As turbinas a gás originalmente foram projetadas para operar com gás natural, porém a diferença entre os

poderes caloríficos dos combustíveis utilizados acarreta mudanças na geometria da câmara de combustão. Estes ajustes são necessários para evitar possíveis danos a câmara de combustão ou as palhetas da turbina. Então a análise da combustão do gás de Alto Forno em uma câmara de combustão foi a motivação deste trabalho.

Desta forma, o presente trabalho visa analisar o comportamento da queima do gás de Alto Forno - BFG, em uma câmara de combustão de uma microturbina de 600 kW, projetada com base na câmara de combustão da Solar Turbines (50kW) para operar com gás natural, operando em condição nominal e em regime permanente. A principal referência para este estudo é o trabalho de tese realizado por Rodrigues (2009), este trabalho realizou uma análise paramétrica da combustão de um biogás em uma câmara de combustão de uma turbina a gás de 600 kW utilizando a software CFD.

Importante ressaltar que estes gases não são intercambiáveis. Considerando-se uma câmara de combustão projetada que utiliza um combustível de alto poder calorífico. Quando se utiliza um gás de baixo poder calorífico na mesma câmara, deve-se utilizar uma quantidade significativamente maior para se obter a mesma potência na turbina. Se não forem realizadas mudanças na geometria para comportar esse aumento na quantidade de combustível, provavelmente irá apresentar dificuldade no controle das emissões e danos severos na câmara de combustão e nas palhetas da entrada da turbina.

A ferramenta utilizada para realizar estes estudos de forma detalhada é um software de simulação tridimensional que usa a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD). Foram realizadas simulações em CFD e sugeridas reduções na massa de combustível injetado para comportá-lo dentro do volume da câmara de combustão e minimizar os possíveis danos a turbina.

1.2 OBJETIVOS

OBJETIVO GERAL

O objetivo principal deste trabalho é analisar o comportamento da queima do BFG, na câmara de combustão de uma turbina a gás projetada para operar com gás Natural

utilizando a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD). As análises são realizadas para o regime permanente e em condição nominal de operação.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos secundários desenvolvidos neste trabalho são os seguintes tópicos:

Fazer a modelagem de câmaras de combustão, com chamas difusas, utilizando o código numérico CFX;

Analisar o comportamento termo-aerodinâmico da combustão do BFG quanto ao comportamento da chama, à distribuição de temperatura no interior, nas paredes e na saída da câmara de combustão.

Analisar os resultados do estudo da combustão do BFG através do software CFX e propor melhorias no controle do processo da combustão para minimizar possíveis degradações na câmara de combustão e verificação da adequação da chama.

ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 1, foi descrita uma introdução aos assuntos que serão abordados ao longo do texto, ressaltando a utilização do BFG, um gás de baixo poder calorífico, subproduto do processo do Alto Forno como combustível nas Turbinas a Gás. Além da apresentação dos objetivos principais e secundários a serem alcançados e as justificativas do trabalho.

No Capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica sobre as turbinas a gás e a descrição das duas principais classificações; aeroderivativas e industriais.

No Capítulo 3, uma introdução ao conceito de combustão, a descrição da classificação dos tipos de chama: difusa e pré-misturada e os principais fenômenos da combustão.

No Capítulo 4, são apresentados alguns conceitos teóricos sobre câmaras de combustão. Os tipos de câmaras de combustão e seus componentes.

No Capítulo 5, serão descritos os gases combustíveis residuais do processo siderúrgico, aplicações, composição e principais propriedades.

No Capítulo 6, serão abordados os principais conceitos da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), os métodos de discretização, os modelos de turbulência e de combustão, equação de conservação, condições de contorno, além dos tipos de malha, entre outros conceitos necessários para o embasamento para iniciar as simulações.

No Capítulo 7, são apresentadas as principais características da câmara de combustão simulada, os modelos de combustão e turbulência escolhidos. São apresentados os resultados e discussões obtidos nas simulações utilizando o ANSYS CFX®, com gás natural como combustível.

No Capítulo 8, foram realizadas diversas simulações utilizando o BFG como combustível, alterando a quantidade de combustível, mas mantendo a proporcionalidade de ar, utilizando o ANSYS CFX®, cujos resultados e discussões obtidos estão descritos ao longo do capítulo.

Finalmente, o Capítulo 9 resume as principais conclusões obtidas, além da proposição de alguns temas para trabalho futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é realizada uma revisão bibliográfica sobre as turbinas a gás: a evolução tecnológica, o princípio de funcionamento, a descrição dos principais tipos de turbinas: aeroderivativas e industriais e os seus principais componentes.

2.1 TURBINA A GÁS

As turbinas a gás são equipamentos que estão presentes em diferentes segmentos e aplicados em diversas atividades, como no ramo da aviação, mas também são encontradas em equipamentos mecânicos como bombas, compressores e geradores de energia elétrica.

A turbina a gás é uma máquina térmica constituída basicamente por um compressor de ar, uma câmara de combustão e a turbina de expansão representados conforme Figura 1.

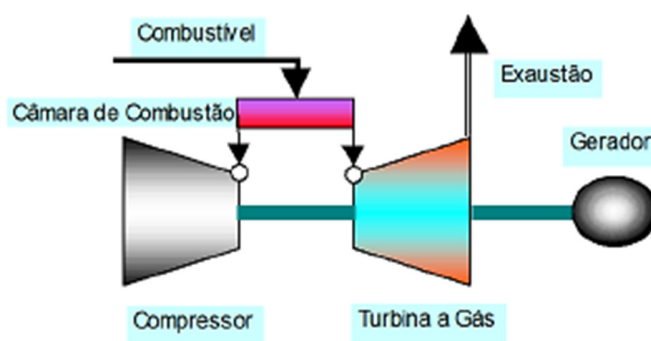


Figura 1 – Representação de uma Turbina a gás.

A denominação turbina a gás pode ser erroneamente associada ao combustível utilizado, a palavra “*gás*” não se refere à queima de gases combustíveis, mas, sim ao fluido de trabalho da turbina, que é neste caso a mistura de gases resultante da combustão do combustível.

O principal combustível utilizado em turbinas a gás é o gás natural, entretanto outros combustíveis podem ser utilizados como etanol, óleo diesel, querosene e gases residuais (PASSÃO, 2003). Muitas turbinas instaladas podem operar utilizando dois tipos de combustíveis, sendo classificadas como multicomcombustível. Assim, no caso de falha no suprimento de um dos combustíveis é possível mudar para o outro combustível sem perda da produção de energia. Estas características aplicam-se também às microturbinas (VIANA JÚNIOR *et al.*, 2001).

2.1 DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO DAS TURBINAS À GÁS

Desde a primeira aplicação da turbina a gás para geração de energia elétrica, observa-se ao longo das décadas uma evolução no desenvolvimento tecnológico referente à eficiência destas máquinas. Este aumento da eficiência está diretamente ligada ao aumento da Temperatura de Entrada dos Gases (TEG) ou também denominada Temperatura de Entrada da turbina (TET) medida no primeiro estágio de palhetas da turbina sendo este um dos principais desafios tecnológicos das turbinas a gás. Da termodinâmica sabemos que a eficiência do ciclo Brayton varia de forma significativa com o aumento da temperatura de entrada dos gases (TEG) e da razão de compressão do ar de combustão (rp). Estes dois fatores associados aumentaram a eficiência térmica das turbinas a gás de 15% para mais de 45% com uma temperatura de entrada da turbina de 1400 °C, conforme ilustrado na Figura 2 (BOYCE 2002).

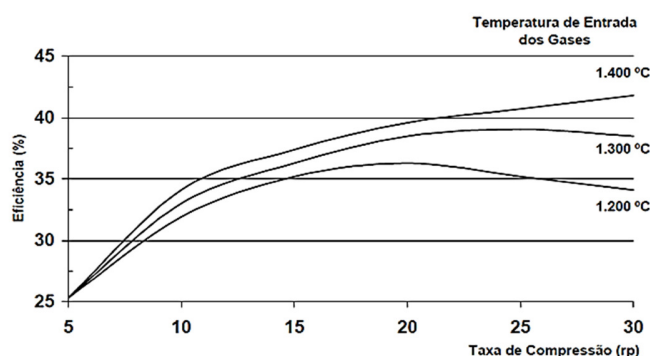


Figura 2 – Eficiência Termodinâmica do Ciclo Brayton de Acordo com a Temperatura de Entrada dos Gases (TEG) e com a Razão de pressão (rp) (BOYCE,2002).

A limitação da eficiência das turbinas a gás é influenciada pela resistências metalúrgicas dos materiais que a compõem e pela razão de pressão do compressor.

O avanço tecnológico observado no desenvolvimento das turbinas a gás, segundo GIAMPAOLO (2006), foi possível devido aos fatores relacionados a seguir:

Evolução da resistência dos materiais que permitiu a utilização de temperaturas mais elevadas no interior da câmara de combustão e nos componentes da turbina, garantindo maior eficiência do processo de combustão e vida útil à máquina;

A experiência adquirida ao longo dos anos em aerotermodinâmica;

O auxílio de modernos computadores no projeto e simulação da câmara de combustão, bem como nas tecnologias de resfriamento das pás da turbina.

Os grandes avanços se concentraram no desenvolvimento da aerodinâmica de compressores e o desenvolvimento de novas tecnologias de resfriamento das palhetas das turbinas. Os avanços nas tecnologias de resfriamento podem ser vistas na Figura 3 (BOYCE, 2002).

Desde 1950 a resistência à temperatura dos materiais de turbinas avançou aproximadamente 472 °C, aproximadamente 10 °C por o ano, conforme ilustrado na figura 3. Para um aumento entorno 56 °C na temperatura de chama pode-se obter uma melhoria no trabalho útil e na eficiência da turbina na faixa 8 -18% e 2-4%, respectivamente. (BOYCE, 2002)

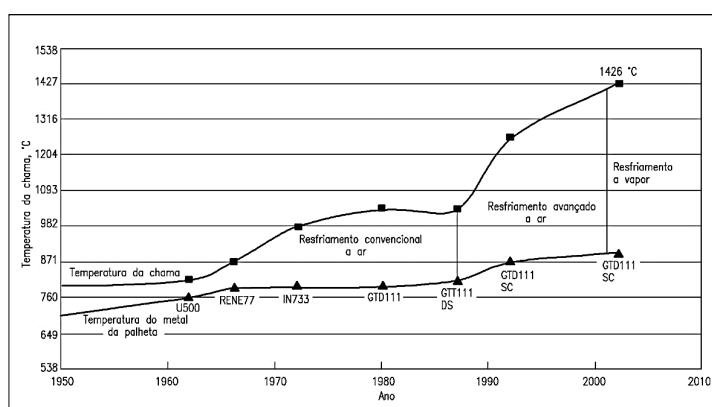


Figura 3 - Evolução nas tecnologias de resfriamento das palhetas, aumento da Temperatura de Entrada dos Gases e dos Limites de Resistência dos Materiais. (BOYCE, 2002).

2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

A turbina a gás é uma máquina térmica na qual se aproveita diretamente a energia química armazenada nos combustíveis liberada na combustão, tendo como principal aplicação na geração de energia elétrica.

O funcionamento das turbinas a gás consiste na admissão do ar através do compressor de escoamento axial ou radial a condições ambientes.

Como esta condição depende da temperatura ambiente e pressão, é importante considerar algumas condições padrões para efeitos comparativos. As condições padrões utilizadas para as turbinas a gás industriais foram estabelecidas pela *International Standards Organization*, estas condições são usualmente conhecidas como Condições ISO e são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Condição Padrão – ISO 2314: 1989

Temperatura Ambiente	15°C
Pressão Ambiente	101,325 KPa
Umidade relativa	60%

O compressor de ar e a turbina a gás são montados no mesmo eixo, de forma que uma parte do trabalho realizado pela turbina é utilizada para o acionamento do compressor de ar. O compressor utilizado geralmente trabalha com fluxo axial, divididos por estágios, cada estágio é representado por uma fileira de palhetas rotativas que impõem movimento ao fluxo de ar e uma fileira de palhetas fixas, responsáveis pelo aumento de pressão ao fluido. O ar comprimido é injetado misturado com o combustível na câmara de combustão onde ocorre o processo de combustão à pressão constante, elevando a temperatura dos gases entre 1370°C a 1430°C. A energia química liberada durante a combustão é convertida na turbina em energia mecânica. Normalmente mais de 50% do trabalho desenvolvido pela turbina é usada para movimentar o compressor de ar,

e o restante do trabalho disponível na turbina é convertida em energia elétrica no gerador. O trabalho útil produzido é calculado pela diferença entre o trabalho da turbina e o consumido pelo compressor de ar. (LORA E NASCIMENTO, 2004)

Os gases quentes de exaustão ainda apresentam alta temperatura na faixa de 380°C a 600°C podendo ser liberados diretamente na atmosfera em ciclo aberto conforme ilustrado na Figura 1 ou aproveitados para produzir vapor em caldeiras de recuperação (Cogeração/Ciclo combinado) conforme ilustrado nas Figuras 4 e 5 respectivamente.

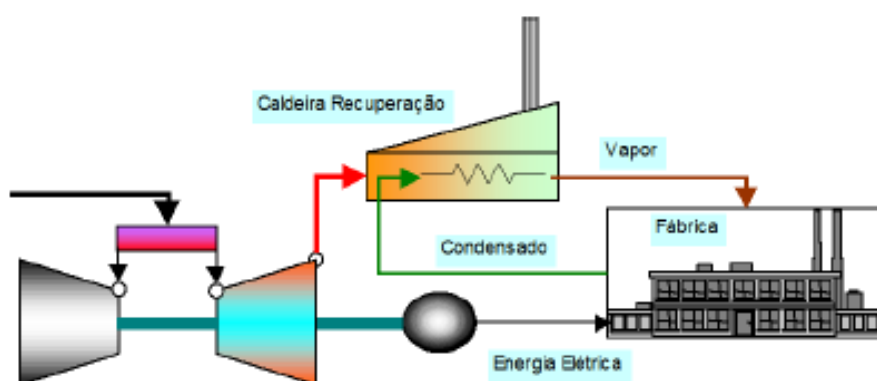


Figura 4- Representação de Cogeração.

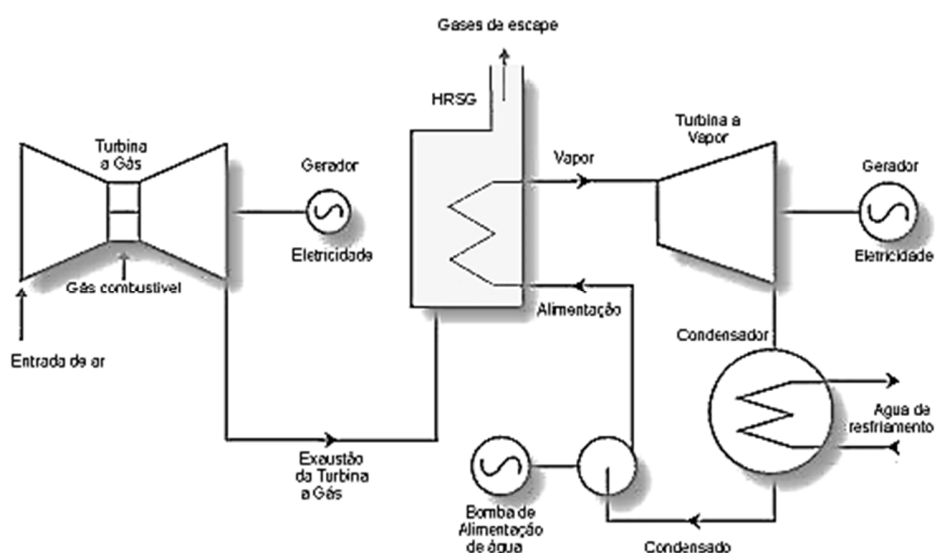


Figura 5 - Representação de geração em ciclo combinado.

Fonte: <http://www.pantanalenergia.com.br>

2.3 PRINCIPAIS TIPOS DE TURBINAS À GÁS

As turbinas a gás para fins de geração de energia elétrica podem ser classificadas em duas principais categorias: as aeroderivativas, desenvolvidas a partir de projetos dedicados a aplicações aeronáuticas e as indústrias.

2.3.1 TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS

As turbinas aeroderivativas possuem uma parcela significativa do mercado em aplicações como propulsão marinha. Tem uma fração do mercado de geração elétrica entorno de 7 a 10%. As turbinas aeroderivativas são fortes no mercado em aplicações que requerem baixas potências entre 10 a 40 MW, possuindo taxas de pressão maiores que as turbinas a gás industrial (HORLOCK, 1997). As turbinas a gás aeroderivativas resultam de modificações no projeto original de turbinas aeronáuticas, através da substituição do bocal de propulsão por uma turbina que opere numa rotação compatível com a frequência de rede elétrica.

As turbinas aeroderivativas são formadas por duas turbinas conforme Figura 6, uma turbina geradora de gás e uma turbina de potência ou turbina livre, assim denominada em virtude de não estar diretamente acoplada ao compressor de ar.

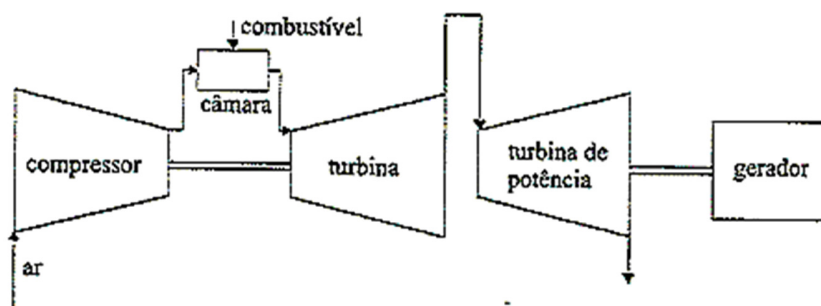


Figura 6 - Representação de uma turbina a gás aeroderivativa.

A geradora de gás é composta pelo compressor, câmara de combustão e a turbina que aciona exclusivamente o compressor de ar. Os gases que saem da geradora de gás expandem na turbina de potência que está acoplada a um gerador elétrico. Em aplicações de geração de potência a rotação do compressor altera em função das variações de carga enquanto que a turbina de potência opera em rotação constante. Apresentam alta eficiência e confiabilidade.

As Figuras 7 e 8 apresentam os modelos de turbinas aeroderivativas e aeronáuticas respectivamente:

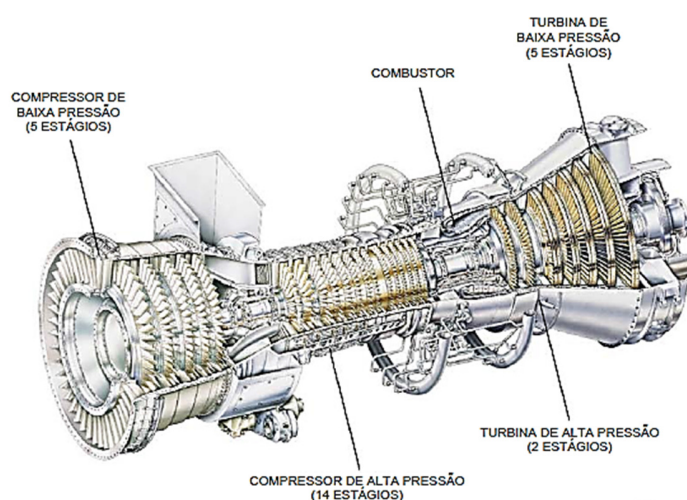


Figura 7 - Turbina a Gás General Electric LM 6000. Fonte: www.ccj-online.com

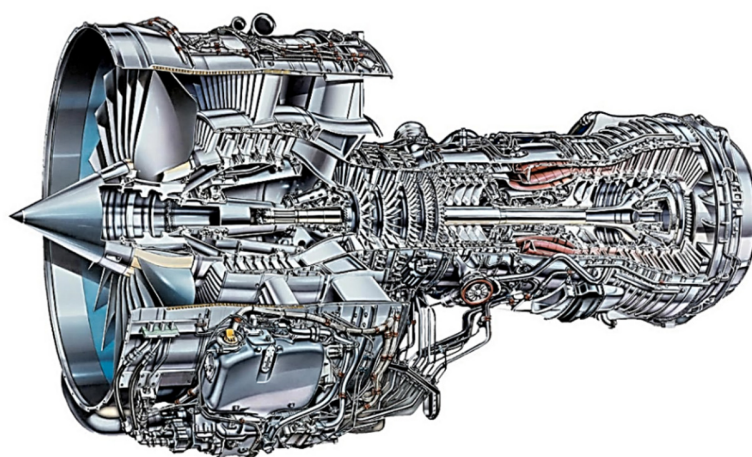


Figura 8 - Turbina aeronáutica V2500. Fonte: www.arquivos.aeronauticos.com.br

2.4 TURBINAS À GÁS INDUSTRIAL

De acordo com HORLOCK (1997), a tecnologia utilizada nas turbinas aeroderivativas foi primordial para o desenvolvimento das turbinas industriais, através do aumento da eficiência dos componentes e da temperatura na entrada da turbina.

As turbinas a gás industriais são constituídas por um compressor axial, um único combustor vertical ou tubos anulares múltiplos interconectados e uma turbina de fluxo axial de 2 a 4 estágios de expansão capaz de gerar uma potência de até 340MW (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Em turbinas industriais para geração de energia elétrica, o foco é o trabalho mecânico (potência ou torque), por isso a turbina tem a geometria capaz de aproveitar toda a energia cinética e transformá-la em trabalho útil que será posteriormente aproveitado para movimentar em gerador elétrico. (LEFEBVRE,1998).

Um modelo de turbinas a gás industrial é apresentado na Figura 9.

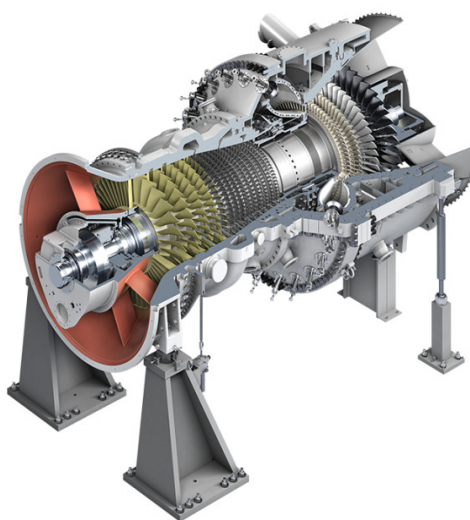


Figura 9 - Turbina a Gás SGT5 – 4000F- Siemens

(Fonte: www.energy.siemens.com)

2.5 MICROTURBINAS

As microturbinas são turbinas a gás de pequeno porte, que têm potência nominal menor que 1,0 MW, que quando acopladas a geradores elétricos de alta velocidade, são capazes de gerar energia elétrica de forma independente. Apresentam como principal vantagem: alta durabilidade e confiabilidade, baixas pressões de trabalho, baixas emissões, simplicidade de projeto, são compactas, de fácil instalação e manuseio e custo relativamente baixo de operação e manutenção sendo apropriadas para serem utilizadas em regiões afastadas do centro de carga do sistema elétrico. A eficiência das microturbina é normalmente menor que as turbinas industriais na faixa entre de 27 a 32%, em razão da limitação da temperatura de entrada da turbina e da baixa eficiência de seus componentes. (VIANA JR. *et al.*, 2001)

Segundo GOMES *et. al.*, (2003), inicialmente foram construídas originalmente para aplicações veiculares e, atualmente, aplicadas em um mercado bastante promissor voltado para auto-geração, sistemas de geração estacionária distribuída.

As microturbinas possuem características que as distinguem das turbinas industriais que são apresentadas a seguir:

- Elevada e variável velocidade de rotação, entre 33.000 e 120.000 rotações por minuto;
- O gerador de corrente contínua opera à velocidade da turbina com um inversor acoplado;
- Possuem um recuperador para aquecer o ar de entrada para manter a temperatura elevada internamente aumentando a eficiência térmica.

Segundo CARVALHO (2000), foram realizadas experiências comparativas de desempenho de microturbinas a gás, usando gás natural e óleo diesel. Os resultados indicaram que as microturbinas possuem melhor eficiência de combustão, um fator importante no aspecto ambiental e resposta rápida à demanda.

Segundo CARVALHO (2000), foi utilizado o software CFX, para avaliar as consequências e as modificações necessárias para garantir um melhor desempenho da

câmara de combustão quando utilizamos um gás de baixo poder calorífico nas microturbinas. Para o funcionamento ideal de microturbinas com esses gases, exige uma alta vazão de combustível na câmara de combustão para se obter a mesma potência quando opera-se com gás natural, sendo necessário um aumento nas dimensões da câmara para comportar todo o volume de gás.

A microturbina é uma máquina térmica com baixas emissões de poluente, principalmente quando empregando tecnologia LPP (*Lean Premixed and Prevaporised*), que apresenta uma combustão pobre, pré-misturada e pré-vaporizada.

De acordo com LORA e NASCIMENTO (2004) as microturbinas são usadas em aplicações de Geração Distribuída. De uma forma geral, as microturbinas apresentam os seguintes aspectos positivos, quando se considera a sua utilização em sistemas de geração distribuída:

- Boa eficiência, aproximadamente 33% (ISO);
- Baixa emissão de NO_x (< 10 ppm, segundo fabricantes);
- Possibilidade de utilização em sistemas de cogeração;
- Longo intervalo de tempo entre manutenções;
- Tamanho compacto;

Os principais componentes das microturbinas são destacados na Figura 10.

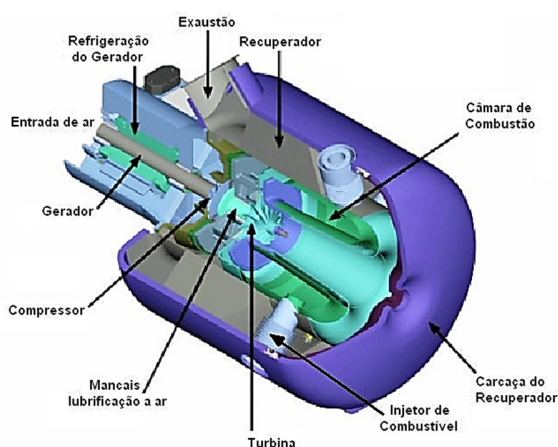


Figura 10 – Microturbina da Capstone e seus componentes. Capstone Turbine Corporation: <http://www.microturbine.com>

CAPÍTULO 3

COMBUSTÃO

Neste capítulo será destacado o conceito de combustão, a descrição da classificação dos tipos de chama: difusa e pré-misturadas e os principais fenômenos da combustão.

3.1 PROCESSO DE COMBUSTÃO

A combustão em uma turbina a gás é um processo contínuo realizado a pressão constante. Um suprimento contínuo de combustível e ar é misturado e queimado à medida que escoam através da zona de queima. A chama contínua não toca as paredes da câmara de combustão, sendo estabilizada e modelada pela distribuição do fluxo de ar admitido.

A combustão é uma reação química exotérmica envolvendo a oxidação dos constituintes do combustível, o carbono e/ou hidrogênio com o oxigênio.

O processo de combustão pode ser completo ou incompleto. O processo é considerado completo quando todo combustível é totalmente consumido quimicamente com o comburente, resultando apenas nos produtos sem a presença de combustível “livre”.

3.1.1 ESTEQUIOMETRIA DA COMBUSTÃO

Segundo TURNS (2000), a quantidade estequiométrica de oxidante, é a quantidade exata necessária para ocorrer à combustão completa do combustível. Se a quantidade de oxidante estiver em excesso do que a necessária na reação completa, consideramos uma mistura pobre, e do contrário, tem-se uma mistura rica.

No caso da combustão incompleta, não há suprimento de oxigênio suficiente para reagir com todo o combustível gerando uma queima incompleta e um grande número de subprodutos.

3.2 RAZÃO AR/COMBUSTÍVEL

Um parâmetro importante para análise do processo de combustão é a razão Ar/Combustível (AC) que corresponde à quantidade de ar fornecido e a quantidade de combustível. Esta relação pode ser escrita em base mássica ou em base molar (SHAPIRO, 2002). A razão ar/combustível é definida pela Equação 3.1.

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_{comb.}} \quad (3.1)$$

3.3 AR ESTEQUIOMÉTRICO OU AR TEÓRICO

Define-se ar estequiométrico ou ar teórico como a quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para haver a combustão completa de todos os componentes do combustível. A combustão é considerada completa quando todo o carbono foi oxidado a dióxido de carbono, todo enxofre a dióxido de enxofre e todo hidrogênio oxidado à água (SHAPIRO, 2002).

Sabe-se experimentalmente que a combustão completa é somente alcançada com uma quantidade maior de ar em relação à quantidade necessária pelo ar teórico.

Em alguns casos, mesmo utilizando excesso de ar, podem-se encontrar componentes do combustível nos produtos, em pequenas quantidades, que não reagiram completamente. Isto se deve ao fato que para a combustão ser completa esta depende de diversos fatores não só relativos à quantidade de ar, mas também a turbulência e a mistura durante a combustão (WYLEN, 2003).

Outro parâmetro importante é a razão de equivalência, utilizada para caracterizar o comportamento da combustão, expressa pela Equação 3.2 (TURNS, 2000).

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{esteq.} = \left(\frac{m_{ar}}{m_{comb.}}\right)_{esteq.} \quad (3.2)$$

A porcentagem de excesso de ar, $\%excesso$, e a porcentagem de ar estequiométrica, $\%ar_{esteq.}$, podem ser definidas a partir das Equações 3.3 e 3.4.

$$\%excesso_{ar} = \frac{1 - \phi}{\phi} 100 \quad (3.3)$$

$$\%ar_{esteq} = \frac{100\%}{\phi} \quad (3.4)$$

3.4 TEMPERATURA ADIABÁTICA DE CHAMA

Considera-se a temperatura de chama adiabática a temperatura atingida pelos produtos no processo de combustão sem transferência de calor, ou seja, adiabaticamente, sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial.

A máxima temperatura adiabática da chama que pode ser atingida para um dado combustível onde os seus reagentes estão a uma determinada pressão e temperatura, ocorre quando a mistura é estequiométrica, de acordo com a Equação 3.5 tem-se:

$$\Delta h_c = \int_{T_I}^{T_F} \sum_i n_i \bar{c}_{p,i} dT \quad (3.5)$$

Onde:

Δh_c : Entalpia de combustão (poder calorífico do combustível) [kJ/kg];

$\bar{c}_{p,i}$: Calor específico a pressão constante do elemento i , [kJ/kmol K];

n_i : Número de moles do elemento i.;

T : Temperatura [K]

Uma maneira de se controlar a temperatura adiabática da chama é pela quantidade de excesso de ar, parâmetro este muito importante principalmente para as turbinas a gás, onde a temperatura máxima admissível é determinada pela resistência dos materiais.

Segundo Turns (2000), podem ser definidas duas temperaturas de chama adiabática, uma para sistemas a volume constante (utilizada em motores de combustão interna) e outra para sistemas a pressão constante (aplicada em câmaras de combustão de

turbinas a gás). Se uma dada mistura ar/combustível queima adiabaticamente (*i.e.*, perdas para o sistema desprezíveis) a pressão constante, a entalpia absoluta dos reagentes no estado inicial (por exemplo, $T_i=298\text{K}$ e $P_i=1\text{atm}$) deve ser igual a entalpia absoluta dos produtos num dado estado final ($T_f=T_{ad}$ e $P_f=1\text{atm}$) de acordo com a Equação 3.6. A energia química dos reagentes liberada durante as reações serão absorvidas pelas moléculas dos produtos até se obter a igualdade de entalpias absolutas numa temperatura chamada de temperatura de chama adiabática.

$$\Delta H_{reag} = \Delta H_{prod} \quad (3.6)$$

3.5 TIPOS DE CHAMA

As chamas de gás em processo de combustão contínua são obtidas através da descarga contínua dos reagentes pelo bocal ou bocais do queimador. As chamas são classificadas pela forma como ocorre a mistura ar/combustível em câmaras de combustão, destacando duas classes distintas: chamas pré-misturadas e chamas difusas (não pré-misturadas) e dependendo da velocidade de escoamento da mistura, a chama poderá ser laminar ou turbulenta.

Chamas difusas

Nas chamas difusas, o combustível é mantido separado do comburente antes da combustão, a mistura ar/combustível ocorre diretamente na região da queima. A combustão terá início no instante que ocorra a mistura dentro da faixa de inflamabilidade.

Chamas difusas são obtidas ao se realizar descargas de gás combustível e do ar separadamente na região onde ocorre a combustão.

As chamas difusas apresentam maior comprimento e volume de chama em comparação as chamas pré-misturadas, além de uma temperatura mais elevada no centro da chama (BAUKAL, 2003).

Se as velocidades do gás e do ar forem baixas, a mistura entre o gás combustível, o ar e os produtos da combustão, será uma chama difusa laminar. Entretanto se pelo menos uma das velocidades for alta, a mistura dos gases, ocorrerá devido ao transporte

macroscópico de massa caracterizando um escoamento turbulento, formando então uma chama difusa turbulenta.

Chamas pré-misturadas

As chamas pré-misturadas são formadas quando o combustível e o comburente são completamente misturados antes da ocorrência de qualquer reação química de combustão. Em geral, combustores pré-misturados apresentam chamas menores e localmente mais intensas, comparadas com as chamas difusas. (BAUKAL, 2003).

Chamas pré-misturadas são obtidas em queimadores que promovem a mistura dos reagentes com teor de combustível dentro dos limites de flamabilidade; antes da descarga pelo bocal.

Os reagentes escoam através de bocais, tanto nas chamas de difusão como nas chamas pré-misturadas e para se obter uma chama estacionária é necessário que a velocidade da mistura, onde ocorre a ignição tenha o mesmo valor da velocidade de propagação da chama. A propagação da chama depende da natureza da mistura obtida e no escoamento e das condições de contorno das paredes do tubo de chama e câmara de combustão.

A Tabela 2 apresenta algumas características das chamas pré-misturadas e difusas.

Tabelas 2 - Principais características dos tipos de chamas (RODRIGUES, 2009)

Características dos tipos de chamas	
Pré-mistura	Difusa
Baixas temperaturas de chamas	Altas temperaturas de chama
Estreito limite de estabilidade	Extenso limite de estabilidade
Baixo carbono na chama	Alto carbono na chama
Baixa radiação	Alta radiação
Cinética química controlada	Difusão controlada

3.6 FENÔMENOS DA COMBUSTÃO

3.6.1 RETORNO DA CHAMA OU *FLASH BACK*

O retorno de chama ou *flashback* é um fenômeno da combustão que ocorre quando a velocidade de propagação da chama é maior que a velocidade do escoamento da mistura ar/combustível. Desta forma a chama se propaga para dentro do queimador, em regiões que não foram projetadas para receber altas temperaturas de chama. Quando este fenômeno ocorre há redução da vida útil do combustor.

De acordo com LEFEBVRE (1998), para se evitar o *flashback* alguns parâmetros devem ser considerados como, a temperatura na parede da câmara de combustão, a distribuição da chama e as propriedades da turbulência.

3.6.2 DESLOCAMENTO DA CHAMA

É o fenômeno contrário ao flashback. Esta é uma condição altamente indesejável, pois torna a chama muito instável e levando-a a incidir sobre partes importantes da câmara de combustão, ocasionando problemas operacionais graves.

3.6.3 PONTAS AMARELAS

É o nome dado ao fenômeno que corresponde ao aparecimento de pontas amarelas na extremidade da chama. Este ocorre por insuficiência de pré-mistura com o ar primário, que causa uma aeração insuficiente da mistura e uma fronteira entre ar e gás, fazendo com que estes tenham que se difundir um no outro e a combustão ocorre com ar secundário.

CAPÍTULO 4

CÂMARA DE COMBUSTÃO

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos teóricos sobre câmaras de combustão. Destacando os tipos de câmaras de combustão e seus componentes e as zonas de combustão.

4.1 INTRODUÇÃO

A câmara de combustão ou combustor é responsável pela elevação da entalpia do fluido de trabalho. O ar proveniente do compressor reage com o combustível injetado, fazendo a temperatura atingir o máximo valor de todo o ciclo termodinâmico de uma turbina a gás. O fluido, em seguida, é expandido e acelerado para dar uma corrente suave e uniforme, necessária à produção de potência pela turbina. Uma queda de pressão maior na câmara de combustão representa uma redução na expansão da turbina e consequentemente uma redução na potência. (LORA e NASCIMENTO, 2004). A combustão numa turbina a gás se dá de forma contínua e a pressão constante conforme o Ciclo Brayton. Uma faísca elétrica é requerida apenas para iniciar o processo, em seguida a chama se autossustenta. (COHEN, H. *et al.* 1987).

A importância da câmara de combustão provém do fato de que se o compressor e a turbina estivessem conectados e nenhuma energia adicional fosse inserida, na compressão do ar e posterior expansão na turbina, a energia liberada seria suficiente apenas para girar o eixo acoplado a ambos. A potência fornecida é aumentada devido ao aumento de energia fornecida pela reação do ar comprimido com combustível. Esta reação eleva a entalpia do fluido e diretamente a potência fornecida.

Isto justifica as constantes pesquisas em tecnologias de materiais, tanto para a câmara quanto para as pás da turbina, de forma que os mesmos suportem condições cada vez mais severas de operação. A quantidade de ar admitida na câmara é maior que a

necessária à combustão de forma que o excesso de ar é misturado progressivamente com estes gases para abaixar a temperatura dos gases antes de entrar na turbina.

O projeto da câmara de combustão deve garantir resfriamento adequado da câmara de combustão, combustão completa, estabilidade da chama e baixa emissão monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio. O volume da câmara de combustão é muito pequeno em relação à taxa de liberação de calor desenvolvida, porque a combustão é realizada a pressão elevada.

As câmaras de combustão para turbinas a gás tradicionalmente operavam com a injeção do combustível sem uma pré-mistura, gerando uma chama difusa. Esse modo apresenta como principais vantagens estabilidade da chama e questões de segurança, uma vez que o combustível só entra em contato com o oxidante no momento da queima.

Recentemente, o projeto da câmara de combustão, conta com ajuda de códigos numéricos (simulação numérica), que contribuem para um projeto de boa qualidade, com resultados satisfatórios e a um baixo custo. Diferentes métodos podem ser utilizados para a análise de câmaras de combustão. Dentre eles, o CFD (*Computational Fluid Dynamics*), baseado no Método de Volumes Finitos, tem sido largamente utilizado para análise de câmaras de combustão anulares e tubulares. Por exemplo, LAI (1997) utilizou as análises CFD, para uma previsão exata dos pontos quentes, que correspondem às localizações dos pontos mais críticos para o combustor. DARBYSHIRE *et al.* (2006), estudaram as condições de entrada da mistura combustível e ar.

CAMERETTI *et al.* (2004) realizaram uma comparação entre tipos de combustores e modelos matemáticos para a simulação da chama, com diferentes combustíveis, identificando a importância de um estudo termo-aerodinâmico do comportamento de câmaras de combustão. Os principais parâmetros estudados foram: pressão, velocidade e temperatura. Os perfis de pressão e velocidade são utilizados para a caracterização aerodinâmica. O perfil de temperatura é utilizado para verificar a temperatura adiabática, o formato e o comprimento da chama, características da chama utilizando diferentes combustíveis, como também, verificar as emissões de poluentes gerados pelo processo de combustão.

À medida que as pesquisas evoluíram, modelos matemáticos mais robustos e computadores mais rápidos foram desenvolvidos, permitiram projetar câmaras de combustão mais eficientes, com baixas emissões de poluentes e com menor custo. Por este caminho é possível melhorar a modelagem da combustão, alcançando resultados mais precisos, em menor tempo e a um custo reduzido (KUO, 1986).

Para aumentar a temperatura do fluxo de ar, a câmara de combustão deve satisfazer vários requisitos descritos a seguir:

- Deve ser capaz de garantir a ignição em várias condições;
- Operar de forma estável em várias condições;
- Promover a queima completa, minimizando a formação e emissão de poluentes;
- Promover a mistura e diluição dos gases de combustão para evitar danos na turbina;
- Obter um perfil de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão;
- Ter baixa perda de carga;
- Ter o tamanho, peso e custo reduzidos, além de vida útil aceitável.

A eficiência do combustor é feita através da medida da combustão completa. A eficiência do combustor está relacionada com a razão do aumento da entalpia do gás e a entrada de calor teórico de combustível sendo expressa pela Equação 4.1.

$$\eta_{comb} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{teórico}} = \frac{(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_c)h_3 - \dot{m}_{ar}h_2}{\dot{m}_c PCI} \quad (4.1)$$

Onde η_{comb} é a eficiência do combustor, $\dot{m}_{ar}$ é o fluxo de massa do gás(ar), $\dot{m}_c$ é o fluxo de massa do combustível, h_2 é a entalpia do gás(ar) entrando no combustor, h_3 é a entalpia do gás deixando o combustor e o PCI é o poder calorífico inferior do combustível. A queda da pressão que existe na câmara de combustão afeta o consumo de combustível e a potência de saída. Normalmente, de acordo com TURNS (1996), a queda de pressão se encontra entre 2 a 8% da pressão estática. Considera-se esta queda de pressão equivalente ao decréscimo da eficiência do compressor o que resulta um aumento no consumo de combustível e numa menor potência de saída da máquina.

4.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Uma câmara de combustão de uma turbina a gás é composta por 5 componentes básicos: a parte externa do tubo de chama ou case, o tubo de chama, os injetores, o difusor e misturador de ar ou “*swirler*”, conforme ilustração da Figura 11.

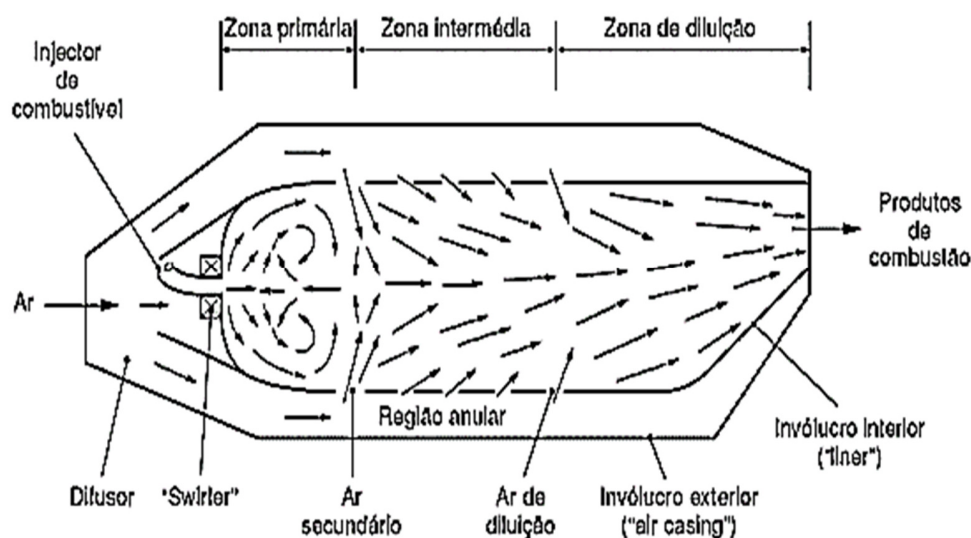


Figura 11 - Esquema simplificado de uma câmara de combustão tubular e seus principais componentes. (LEFEBVRE, 1998).

4.2.1 INJETORES

Responsáveis pelo fornecimento homogêneo do combustível no interior do *liner* para queima.

No caso de combustíveis líquidos os injetores devem ter a capacidade de atomizar as partículas a fim de garantir a melhor mistura possível e, por consequência, a maior eficiência da queima.

Como uma série de combustíveis podem ser utilizados, cada um exige uma geometria, pressões de injeção e vazões diferentes. Normalmente o injetor de combustível é colocado no mesmo conjunto do *swirler*, por isso garante a melhor mistura possível entre o ar e o combustível. É muito comum a utilização de mais de um injetor, para permitir uma melhor distribuição da queima na câmara de combustão (LEFEBVRE,1998).

4.2.2 DIFUSOR

Localizado na entrada da câmara de combustão, o difusor deve reduzir a velocidade do fluxo de ar do compressor na entrada da câmara de combustão garantindo a queima, além de proporcionar um fornecimento homogêneo para a câmara e distribuir o ar nas partes externas do *liner* para resfriamento.

A variável controlável é o ângulo de divergência, um difusor com ângulo pequeno será longo e pesado, além de provocar grandes perdas por atrito, porém se for com um ângulo grande será curto e leve, mas provocará perdas devido aos vórtices (LEFEBVRE, 1983).

Difusores se apresentam em duas formas basicamente: o difusor aerodinâmico e o *dump*.

O difusor aerodinâmico é mais longo e tem por principal função recuperar o máximo de pressão dinâmica possível, além de reduzir a velocidade entorno de 35%.

O difusor do tipo *dump* é mais curtos em relação ao aerodinâmico, o que reduz a velocidade dos gases entorno de 50%. A Figura 12 apresenta a concepção destes dois tipos de difusores.

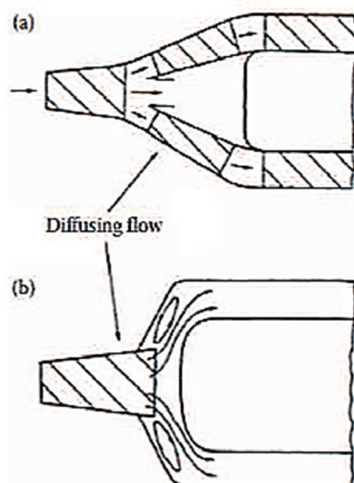


Figura 12 - (a) Difusor Aerodinâmico e (b) Difusor Dump. (LEFEBVRE, 1998).

4.2.3 CARÇAÇA

A carcaça é a parte externa do tubo de chama. A carcaça tem a função de conduzir o ar que passa na parte externa do *liner*.

4.2.4 TUBO DE CHAMA

Parte interna da câmara de combustão, no interior do tubo de chama é onde ocorrem as reações químicas da combustão e a expansão dos gases. Há um contato direto entre as paredes do tubo e a chama, o que acarreta em uma maior exposição a altas temperaturas. O controle da temperatura é realizado pelo ar que passa pela parte externa, já que apenas uma parcela do ar admitido pelo compressor passa pelo interior do *liner*. São especialmente projetados para que existam as zonas de queima bem definidas e também a zona de diluição, que deve extinguir a chama e garantir que toda a energia química do combustível seja aproveitada. A geometria é determinada pelo tipo de câmara de combustão, pelo fluxo e também pelo tipo de combustível que será utilizado.

4.2.5 MISTURADOR DE AR OU *SWIRLER*

O misturador de ar ou *swirler* é um equipamento que tem a função de provocar um escoamento turbulento, imediatamente antes da queima, com o intuito de otimizar a mistura ar/combustível e ancorar a chama.

O injetor de combustível é posicionado concêntrico ao *swirler*, de forma a promover o escoamento turbulento dos gases na entrada da câmara de combustão, criando regiões de recirculação de ar. Essas zonas de recirculação são causadas pela formação de regiões de baixa pressão criada pelo equipamento na região central do escoamento do fluxo, originando um vórtice e consequente alta turbulência. Este tipo de escoamento favorece altas taxas de mistura ar/combustível e é fundamental para uma queima mais eficiente de todo o combustível no interior da câmara com redução de poluentes.

A figura 13 apresenta uma foto do queimador e do *swirler* da Turbina a gás GT11N2 da Alstom instalada na TKCSA que utiliza BFG como combustível.



Figura 13 - Foto queimador e swirler da turbina a gás GT11N2 Alstom.

O *swirler* apresenta-se com dois tipos geometria de escoamento, o radial e o axial, sendo o axial o mais comum. O escoamento em todas as câmaras de combustão é muito turbulento, com a formação de vórtices denominados fluxo toroidal reverso. A chama é mantida por este fenômeno que faz com que parte dos gases quentes da combustão recirculem nesta área, promovendo a ignição contínua da mistura ar combustível que entra

na câmara. As Figuras 14 e 15 apresentam as linhas de fluxo que são produzidas pelo *swirler* e a recirculação de parte dos gases na zona primária (escoamento toroidal).

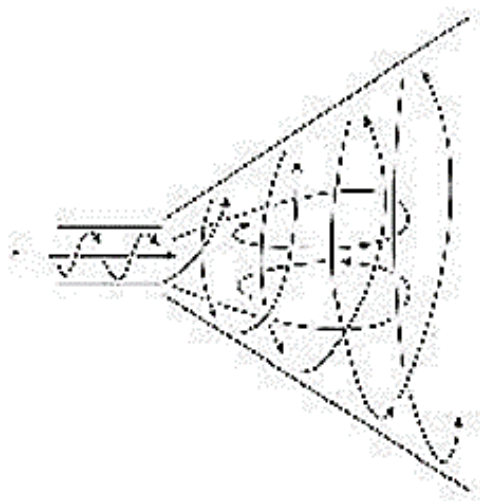


Figura 14 - Linhas de fluxo produzidas pelo *swirler* (LEFEBVRE,1998).

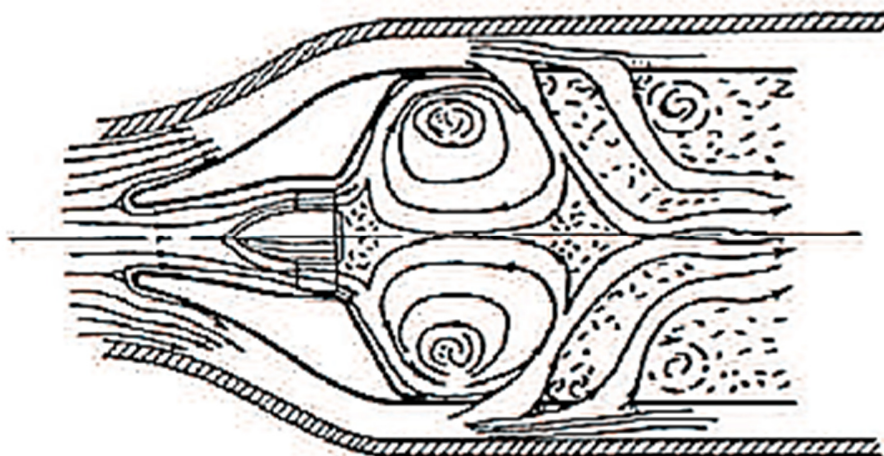


Figura 15 - Áreas de recirculação dos Gases na Zona Primária. (LEFEBVRE,1998).

4.3 ZONAS DE COMBUSTÃO

Nas câmaras de combustão de turbinas a gás, a queima ocorre de forma contínua, isso implica em uma queima distribuída. Pode-se, tipicamente, dividir as regiões de uma câmara de combustão em zona primária, onde ocorre a combustão propriamente dita,

zona intermediária e zona de diluição, onde a maior parte do ar é adicionada com o intuito de reduzir as temperaturas dos gases de exaustão, conforme ilustrado na Figura 16.

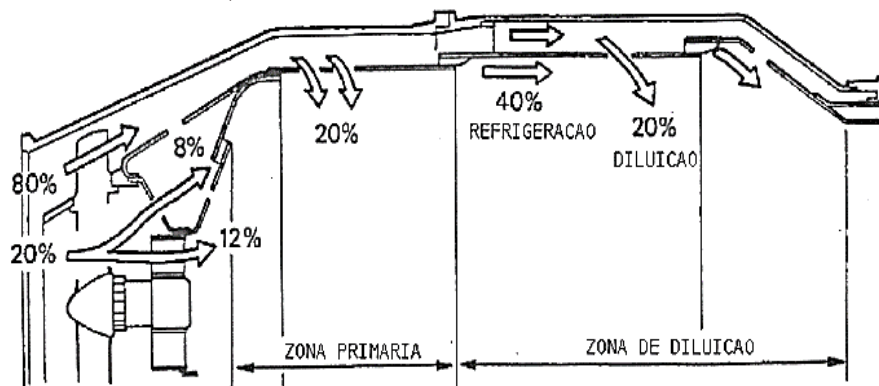


Figura 16 - Distribuição do Fluxo de ar na câmara de combustão. Reproduzido de The Jet Engine, 4th edition, 1986, com autorização da Rolls Royce, 1986. (LORA e NASCIMENTO, 2004)

Uma parte do ar vindo do compressor é admitida na zona primária, onde ocorre a maior parte da queima. A zona primária onde o combustível é injetado recebe geralmente de 15 a 25% do fluxo de ar total. Esta região tem como principais funções manter a chama e garantir o tempo de residência mínimo necessário para completar as reações de combustão. Nesta região ocorre a combustão completa e a ancoragem da chama. Na Figura 17 pode-se observar as zonas de combustão e a distribuição do fluxo de ar dentro da câmara de combustão.

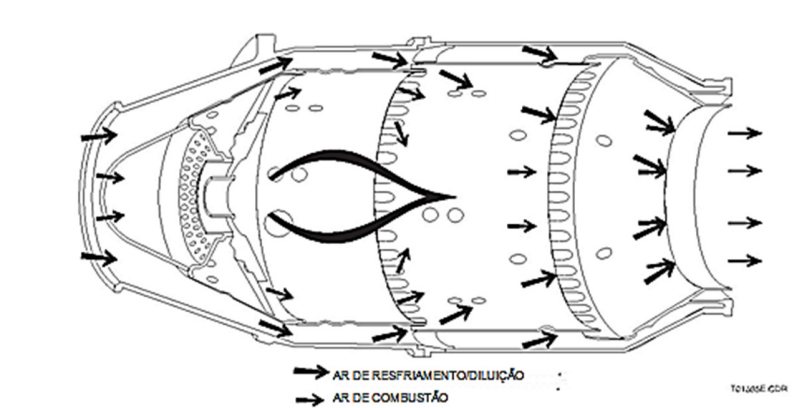


Figura 17 - Dinâmica da câmara de combustão, Rolls Royce (BOYCE, 2002).

Outra parte do ar passa por fora entre o tubo de chama e da carcaça para resfriá-los e posteriormente é misturado com os produtos da combustão, na zona secundária e na zona de diluição a fim de obter um perfil de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão.

A zona secundária ou intermediária a temperatura pode atingir valores na ordem de 1.800 K, onde os hidrocarbonetos e os produtos intermediários resultantes de dissociações da zona primária são queimados favorecendo maior eficiência da combustão e evitando-se a emissão de poluentes.

Na zona de diluição, toda combustão já ocorreu nas zonas anteriores, assim como o resfriamento da parede da câmara, entretanto o ar é injetado por meio de orifícios dimensionados de forma a garantir a entrada do ar e a favorecer a mistura com os gases da combustão para garantir o controle da temperatura na saída da câmara, na entrada da turbina, de acordo com LEFEBVRE (1998), essa distribuição de temperatura é denominada como “fator padrão”, e a quantidade de ar presente na diluição corresponde de 20% a 40% do fluxo da saída da câmara de combustão.

4.4 TIPOS DE CÂMARA DE COMBUSTÃO

4.4.1 CLASSIFICAÇÃO DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO

1. QUANTO A DISTRIBUIÇÃO DO AR

Quanto à distribuição do ar, as câmaras de combustão podem ser classificadas em: combustores de fluxo direto e escoamento reverso, além do regenerativo e do tipo *elbow*.

Neste trabalho destacaremos os combustores de fluxo direto e o de escoamento reverso por estar mais relacionado com a pesquisa desenvolvida.

Combustores de fluxo direto: É a configuração mais típica de uma câmara de combustão devido a sua simplicidade. Neste formato, conforme ilustrado pela Figura 18, o escoamento proveniente do compressor atravessa a câmara até a entrada da turbina mantendo a mesma direção de fluxo.

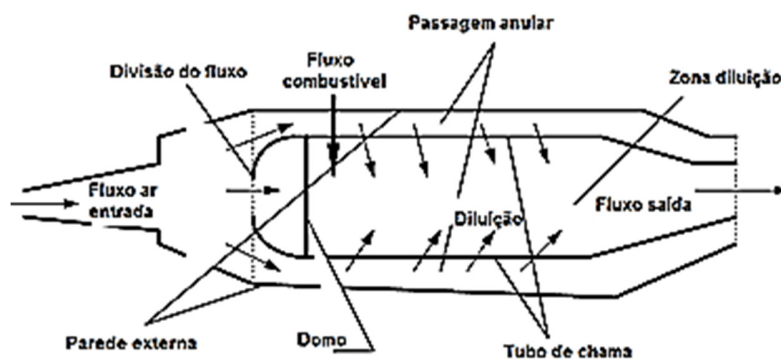


Figura 18 - Combustor anular do tipo fluxo direto (RODRIGUEZ, 1997).

Combustores de escoamento reverso: Apresentam uma geometria interna que permite um escoamento no sentido contrário daquele de entrada, conforme ilustrado pela Figura 19. Porém, essa geometria contorcida promove uma perturbação no escoamento, criando uma dificuldade na distribuição dos orifícios ao longo da câmara. Este tipo de configuração é normalmente empregado quando se trabalha com compressor radial.

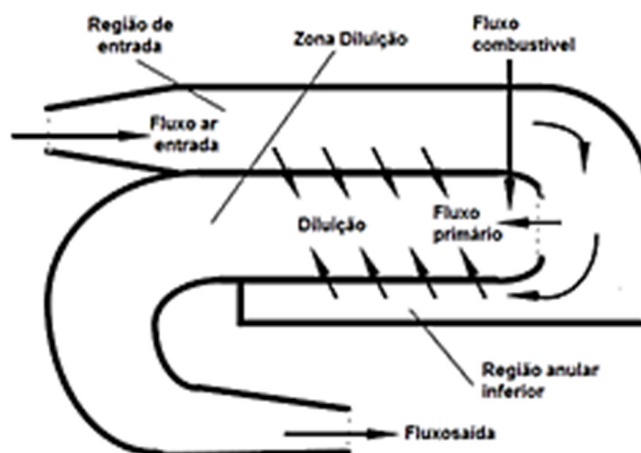


Figura 19 - Configuração com fluxo reverso e abertura na seção primária.
(RODRIGUEZ, 1997)

2. QUANTO A GEOMETRIA

De acordo com BOYCE (2002) existem três tipos de classificações das câmaras de combustão utilizadas para turbinas a gás quanto a geometria: a câmara de combustão anular, tubular e tubo-anular.

De modo geral, a escolha de um tipo particular de câmara de combustão é determinada pela engenharia do projeto. Cada uma das câmaras tem uma série de características pertinentes a combustão devido ao escoamento e ao fluxo de massa que a atravessa.

Câmara Anular

Para a câmara anular tem-se um tubo de chama concêntrico a carcaça da câmara de combustão, conforme ilustrado na Figura 20. Uma das maiores vantagens desse tipo de geometria se encontra na redução de peso e custos de produção, uma vez que para a mesma potência e diâmetro de uma câmara de combustão tubular. A câmara anular apresenta 75% do comprimento da tubular por se ter uma menor área de contato (um único tubo de chama), já a quantidade de ar para resfriar as paredes da turbina tem uma redução de 15%, assim como a redução quantidade de oxido de nitrogênio formado. Como consequência dos fatores mencionados tem-se um aumento da eficiência da combustão (SOARES, 2008). Além de apresentar baixa perda de carga, não exige peças de transição, é a menor das câmaras de combustão sendo ideal para utilização de compressores axiais.

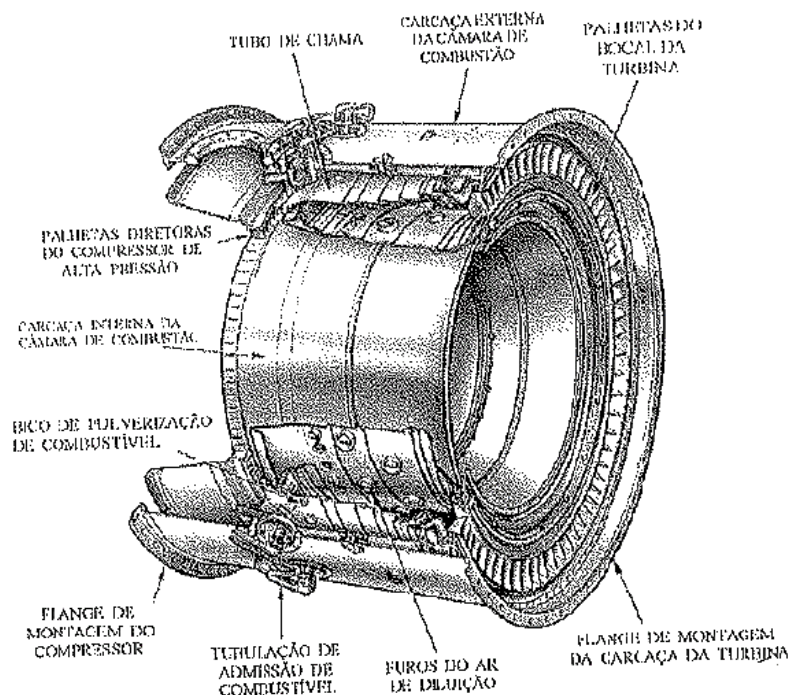


Figura 20 - Câmara de Combustão anular. Reproduzido de the Jet Engine, 4th edition, 1986. (LORA e NASCIMENTO, 2004)

Câmara Tubular

O sistema tubular apresenta uma série de tubos dispostos de forma anular, no entanto cada um deles tem o seu próprio sistema de ignição. Para essa câmara deve-se ter uma rede de dutos para o fornecimento de ar e ignição a cada um desses tubos (DIAS, 2011). São amplamente utilizadas em turbinas industriais com compressores centrífugos e sua principal vantagem consiste na simplicidade de sua geometria, no entanto apresenta grandes dimensões. Um exemplo de câmara tubular é apresentado na Figura 21.

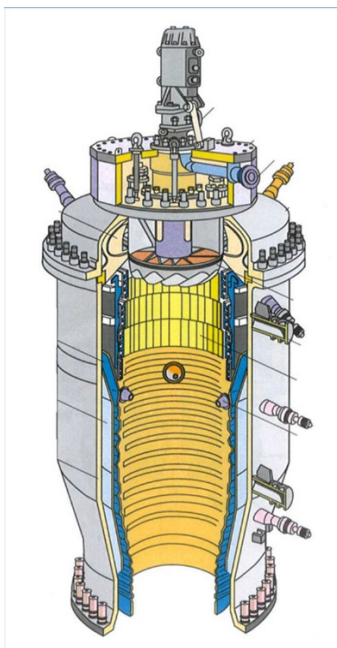


Figura 21 - Câmara Tubular da Turbina GT11N2 – Alstom
Manual de Treinamento de operação da Alstom.

Câmara Tubo-anular ou multitubular

A câmara tubo-anular foi desenvolvida de forma a combinar as vantagens de ambas as câmaras, a resistência mecânica da câmara tubular com o tamanho reduzido das câmaras anulares.

Consiste de um conjunto de câmaras dispostas de forma anular. São as câmaras mais utilizadas entre as turbinas a gás, sua vantagem consiste na fácil manutenção, e em uma melhor distribuição de temperatura que a tubular. Além de permitir a possibilidade de ensaiar a câmara com apenas um segmento, com a evolução da

simulação computacional, os motores atuais se utilizam deste tipo de câmara (LEFEBVRE,1998). A figura 22 ilustra uma câmara tubo-anular. A maioria das câmaras de combustão tubo-anulares é de fluxo reverso.

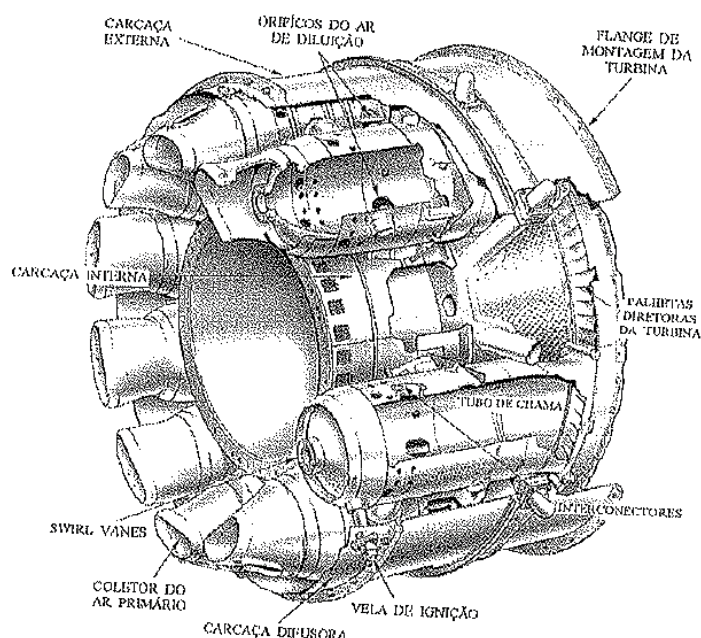


Figura 22 - Câmara de combustão tubo-anular.Reproduzido de the Jet Engine,4th edition,1986. (LORA e NASCIMENTO, 2004)

Os problemas ocasionados pelas técnicas de escalas de grandes combustores obrigam os engenheiros a considerar soluções alternativas no projeto de combustores de pequeno porte. Os limites legais de emissões e padrões, associados aos custos elevados de sistemas filtragem, requerem o uso de tecnologias de combustão mais eficientes e menos poluentes (LEFEBVRE,1998).

Atualmente, a emissão de óxidos de nitrogênio é um dos principais parâmetros a serem considerados no projeto de câmaras de combustão. Na categoria dos combustores DLN – *Dry Low NOx*, isto é, combustores com tecnologia de redução das emissões sem injeção de água, encontram-se as câmaras de combustão LPP – *Lean Premixed Prevaporize*, que operam com mistura pobre, pré-misturada e pré-vaporizada, ilustrada na Figura 23. Nestas câmaras, a realização da mistura ar-combustível anterior ao processo de queima, faz com que a reação de combustão ocorra em razões de equivalência desejada.

Baixas temperaturas de chama garantem valores mínimos de NO_x, de sorte que a operação ideal seria próxima ao limite de extinção da chama.

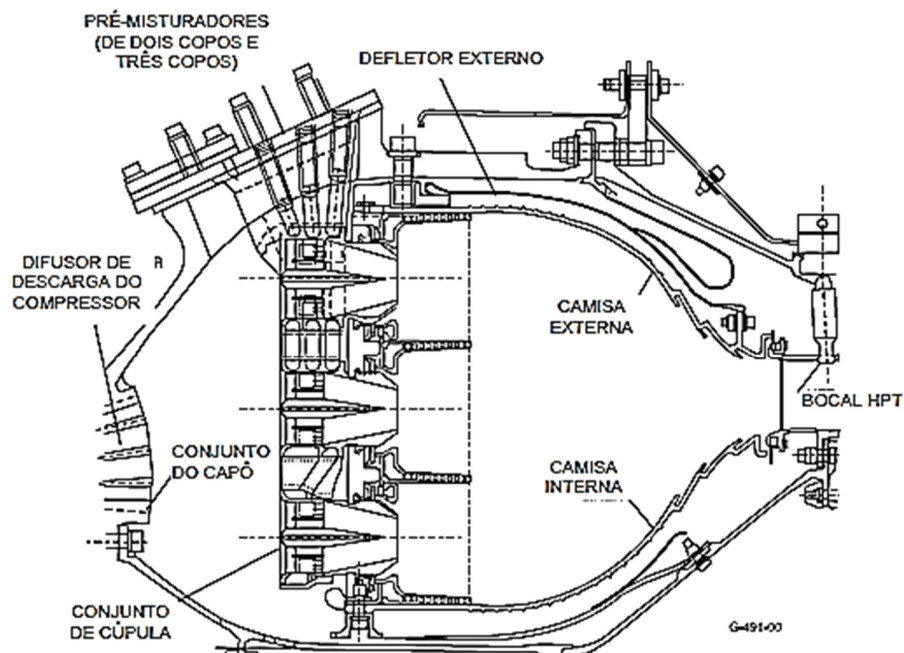


Figura 23 - Câmara Dry Low NO_x. COHEN(1987).

O termo “*dry low*” é usado para indicar a câmara de combustão capaz de alcançar baixas emissões de NO_x sem a necessidade da injeção de água ou vapor, através de uma estratégia centrada na mistura prévia entre o combustível e o ar (*premix*).

A câmara de combustão anular é mantida a uma temperatura constante reduzindo as emissões de NO_x em qualquer ajuste de potência.

CAPÍTULO 5

GASES COMBUSTÍVEIS RESIDUAIS DO PROCESSO SIDERURGICO

Neste capítulo serão descritos as principais características dos gases residuais do processo Siderúrgico que são utilizados como combustível. São gases de baixo poder calorífico, subprodutos das reações de obtenção coque, ferro-gusa e do aço na área da Coqueria, Alto Forno e Aciaria respectivamente. A energia destes gases residuais anteriormente era utilizada como combustível apenas em queimadores dos fornos ou caldeiras, atualmente estão sendo utilizados como combustíveis em turbinas a gás.

5.1 INTRODUÇÃO

Combustíveis para utilização em energia e aquecimento industrial apresentam características importantes como baixo custo operacional e de investimento, disponibilidade, possibilidade de utilização dentro da tecnologia disponível. Durante muitos anos, os derivados de petróleo preencheram a maioria destas características e se tornaram o tipo mais utilizado de combustível industrial. Nas décadas recentes, os combustíveis gasosos têm aumentado sua aplicabilidade nos diversos ramos industrial, respondendo a demanda por fontes de energia mais limpas e eficientes. Outros tipos de combustíveis têm sido utilizados e pesquisados, como os gases residuais de processo, surgiram como uma importante fonte alternativa de energia, além de oferecer outros benefícios como sustentabilidade e produzirem menor impacto ambiental que os combustíveis fósseis. Atualmente, têm ocorrido novas pesquisas e a criação de novos projetos que utilizam gases residuais do processo siderúrgico para a geração de energia.

Contudo, a substituição dos combustíveis fósseis por gases de baixo poder calorífico impacta mudanças consideráveis, em particular na câmara de combustão, principalmente na sua geometria, na eficiência e na emissão de poluentes.

As turbinas a gás podem operar com diferentes combustíveis, diversos autores têm buscado soluções para a queima de gases de baixo poder calorífico nos projetos de câmara de combustão já existentes. A substituição do combustível de projeto de uma câmaras de combustão de turbinas a gás deve ser avaliada, uma vez que as propriedades do combustível

influenciam principalmente na eficiência da combustão, na estabilidade de chama, na taxa de emissão de poluentes e na capacidade de geração da turbina.

5.2 GASES COMBUSTÍVEIS COM BAIXO PODER CALORÍFICO

NEILSON (1998) estudou as modificações de projeto necessárias para uma turbina a gás modelo LM2500 fabricada pela GE Energy®, para operar com combustíveis de baixo poder calorífico. Algumas regiões da câmara de combustão foram alteradas como o bico injetor e o *swirler*, suprir o aumento na vazão requerida. Ao final, os resultados de ensaios demonstraram que existe a possibilidade de queimar combustíveis de baixo poder calorífico com boa eficiência e desempenho com a garantia da potência gerada.

BONZANI e POLLAROLO (2004) realizaram suas pesquisas na utilização de gases combustíveis com baixo poder calorífico, principalmente no singás (ou gás de síntese, produzido a partir da gaseificação do carbono contido no combustível), resultado da gaseificação do resíduo de refinaria ou do gás de siderúrgica. Os resultados apresentaram que o desempenho e a eficiência da planta foram bons e as emissões de poluentes ficaram abaixo dos valores limites. Contudo, os autores afirmam que ajustes no queimador e no sistema de injeção devem ser realizados para cada composição de combustível a ser utilizado para suprir o aumento na vazão requerida.

De acordo com SIK KIM (2013), atualmente estão sendo dedicadas pesquisas para o desenvolvimento da produção de energia elétrica a partir da gaseificação do carvão. Entre esses estudos, o ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC) é considerado o método mais ecológico da utilização do carvão. A condição operacional da Turbina se afasta das condições de projeto, e os impactos causados na Turbina a gás como o superaquecimento das paletas foram analisados. Neste estudo, a modificação da turbina (aumento da área do combustor) e do compressor para evitar o superaquecimento foi simulada e permitiu um aumento contínuo de potência e eficiência.

5.3 GÁS DE ALTO FORNO – *BLAST FURNANCE GAS* – BFG

No Alto Forno ocorre a reação entre o minério de ferro e o coque. Desta reação de redução é obtido como produto principal o ferro-gusa (metal líquido). O gás de Alto Forno

(*Blast Furnace Gas*) - BFG é subproduto desta reação. O BFG é uma mistura de gases, que tem em sua composição CO, H₂, N₂ e CO₂. Devido à concentração de monóxido de carbono (CO) e a concentração de Hidrogênio (H₂) é utilizado como fonte de energia (gás combustível), mas a alta concentração de Nitrogênio (N₂) e dióxido de carbono (CO₂) gases inertes, faz com seja um combustível de baixo poder calorífico. Devido à presença do monóxido de carbono torna este gás altamente tóxico e letal no caso de inalação. A composição do BFG está sujeita a bruscas variações devido a instabilidades operacionais dos Altos Fornos.

A Indústria Mitsubishi no Japão em 1958, desenvolveu a primeira turbina a gás a utilizar BFG como combustível com uma potência de 850 kW. A segunda unidade foi desenvolvida em 1964 com uma geração de 4000 kW. Em 1965, foi desenvolvida a turbina a gás modelo MW 171 (15000 kW).

Em 1982, a Mitsubishi desenvolveu uma turbina a gás de alto rendimento M151, com uma temperatura na entrada superior a 1000 °C. Em seguida foi desenvolvida uma turbina a gás classe D(1150°C). Em 1987, depois do desenvolvimento da turbina M151, a Mitsubishi desenvolveu uma de alta eficiência de ciclo combinado (145 MW).

Recentemente a turbina M701F projetada para BFG apresenta uma temperatura na entrada da turbina superior a 1300°C. É a primeira turbina a gás classe F no mundo. KOMORI (2003).

A Figura 24 apresenta evolução da temperatura de entrada das turbinas a gás da Mitsubishi que utilizam o BFG como combustível nos últimos anos.

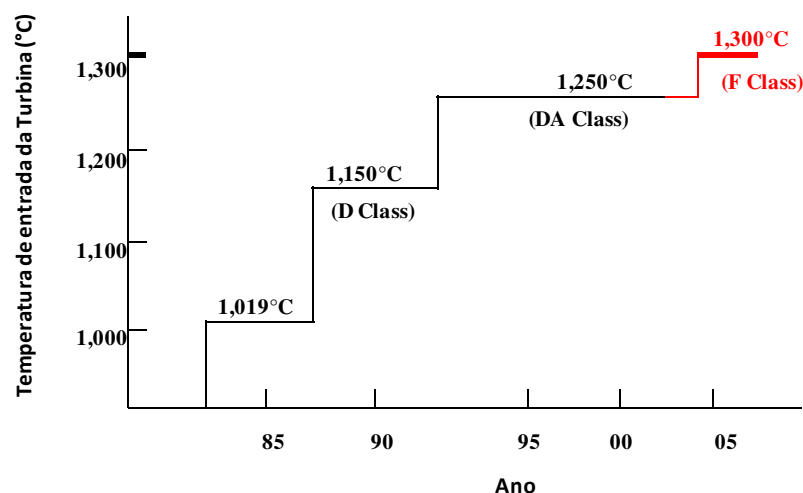


Figura 24 - Evolução das temperaturas de entrada da turbina a gás da Mitsubishi com BFG KOMORI (2003).

Segundo GREEN (1996), a utilização do gás de Alto-forno e o gás de coqueria em uma nova caldeira para produção de 160 t/h de vapor a 45 kg/cm² de pressão a 445°C. Esta caldeira foi colocada em operação comercial em 1994 e tem demonstrado eficiência e desempenho confiável. O BFG e o gás de coqueria são misturados a montante da caldeira, fornecendo 95% do calor total de entrada da caldeira. O volume de gás da coqueria a ser misturado com o gás do alto forno varia de 0 a 50%.

A caldeira desenvolvida pela companhia Erdemir, ilustrada na Figura 25 apresenta uma flexibilidade para queima de combustíveis e estes combustíveis que podem ser queimados simultaneamente no mesmo queimador. Os combustíveis que podem ser utilizados são:

- BFG/Gás de Coqueria e Gás Natural;
- Gás de Coqueria e óleo;
- Gás Natural e Gás de Coqueria.

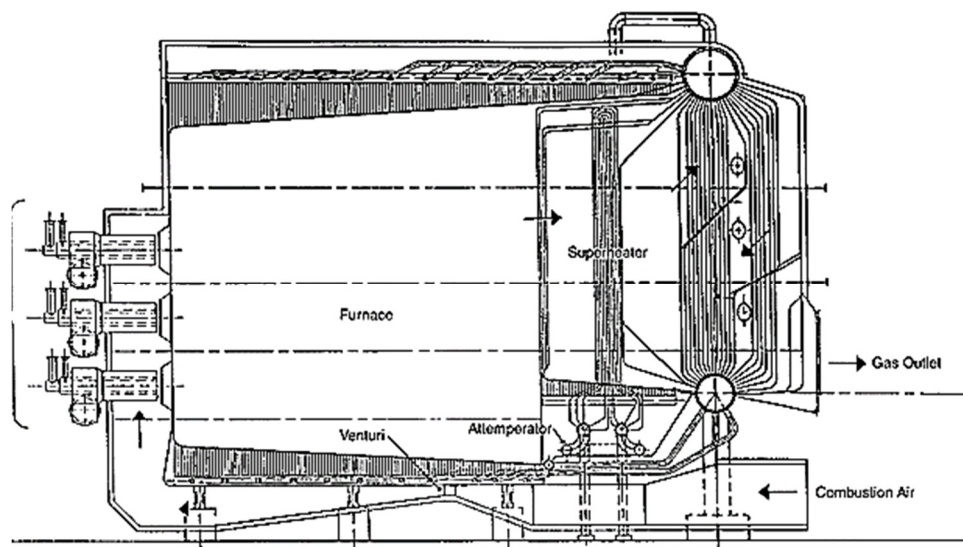


Figura 25 - Caldeira da Companhia Erdemir (GREEN,1996).

Com base em uma estimativa do preço do gás natural e considerando o aproveitamento do gás do alto forno que seria desperdiçado, estima-se que o capital aplicado para instalação do projeto são recuperados em menos de um ano de operação (GREEN,1996).

De acordo BONZANI e POLLAROLO (2004), a exigência por turbinas a gás capaz de oferecer bons desempenhos também pela utilização de combustíveis com baixo poder calorífico está crescendo rapidamente. Possibilitando a produção de energia elétrica a partir de baixa qualidade / combustíveis de baixo custo (como gases de siderurgia ou óleos residuais de refinarias) com uma eficiência maior do que as usinas de energia convencionais. Além disso, a tecnologia mais eficaz de limpeza de gás agregou bons desempenhos da turbina de gás sobre o problema das emissões, superando todos os problemas ambientais relacionados com a combustão de tais combustíveis.

A Ansaldo Energia desenvolveu um queimador para combustíveis de baixo poder calorífico em geral, mas apto também para funcionar com gás natural, óleo diesel, no modo de difusão, ilustrado na Figura 26. O ar de combustão alimenta o queimador através de dois *swirlers* concêntricos, cuja principal função é gerar a recirculação de gás quente correto, o que estabiliza a chama no espaço livre a jusante do queimador.

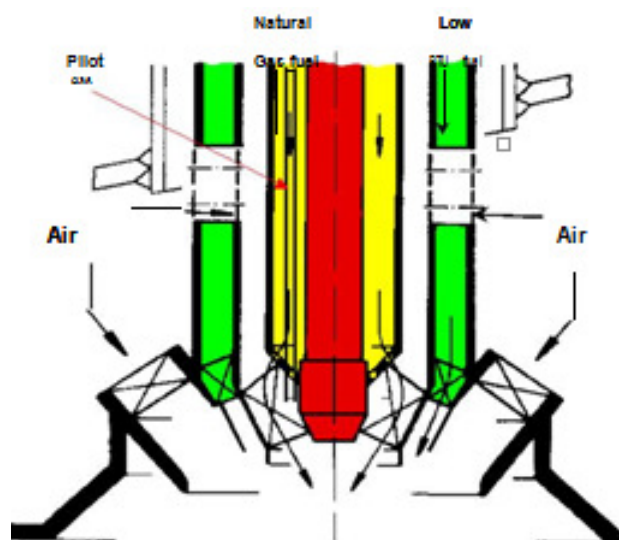


Figura 26 - Queimador para combustíveis de baixo poder calorífico (BONZANI e POLLAROLO 2004).

De acordo KOMORI (2003), o fluxo de gás combustível é muito maior quando a turbina a gás opera com o BFG uma vez que poder calorífico é muito menor que o do Gás Natural. Este aumento de fluxo causará problema no compressor de ar e sobrecarga na turbina. Assim, para manter o fluxo de gás na mesma turbina, o compressor de ar é modificado para diminuir o fluxo de ar através do ajuste nas palhetas de admissão de ar na entrada do compressor, conforme a Figura 27 ou parte deste ar proveniente do compressor é purgado para atmosfera, conforme ilustrado na Figura 28. Esta modificação no compressor de

ar é aplicada nas unidades operacionais existentes das turbinas da Mitsubishi que operam com BFG.

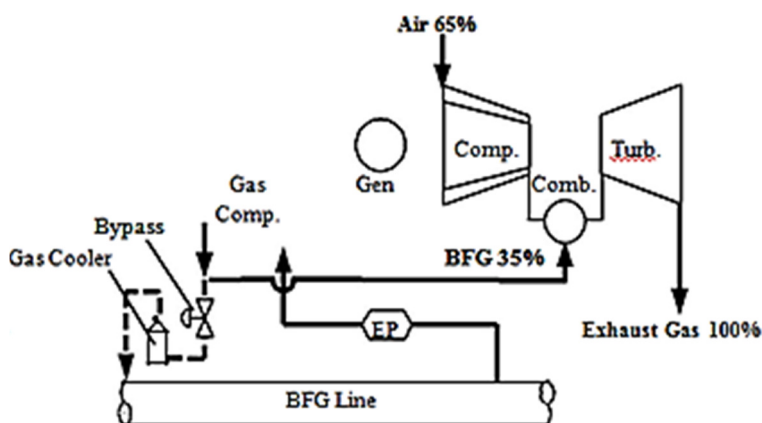


Figura 27 - Controle na admissão de ar do compressor (KOMORI,2003)

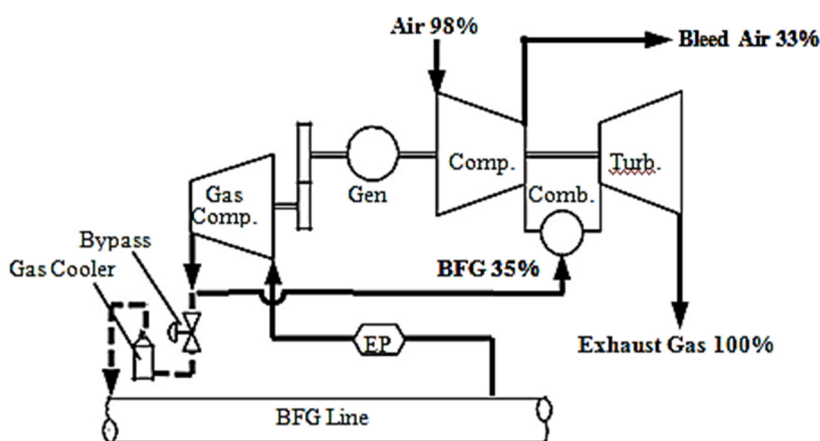


Figura 28 - Controle de admissão de ar do compressor para turbina (KOMORI,2003)

Na figura 29 é destacado uma das principais etapas do processo de produção do aço, o Alto Forno. No Alto Forno ocorre a reação de redução do minério de ferro com o coque, como resultado desta reação, obtêm o ferro-gusa, que é o ferro metálico no estado líquido, sendo gerado como subproduto desta reação, o gás de Alto Forno – BFG (Blast Furnace Gas).

Na Companhia Siderúrgica do Atlântico, há seis regeneradores disponíveis nos dois Altos Fornos da TKCSA (três regeneradores para cada Alto Forno). Durante a operação do Alto Forno, há dois regeneradores em operação fornecendo um fluxo contínuo de ar quente para reação e o terceiro regenerador no ciclo de aquecimento. Estes regeneradores operam em ciclos alternados. Cerca de 1.600 Nm³ de BFG são gerados por tonelada de ferro-gusa produzida, mas apenas 30% deste gás produzido são aproveitados no próprio Alto Forno, no

processo de aquecimento dos regeneradores. O gás excedente é utilizado como combustível em outras áreas da usina ou nas Turbinas a gás para geração de energia elétrica.

O BFG é o principal combustível das duas turbinas a gás da Termelétrica da TKCSA, são consumidos aproximadamente cerca de 360.000 Nm³/h de BFG por turbina para geração de 90MW/h (carga máxima). No caso em que ocorra um excesso de BFG disponível (por exemplo, uma turbina a gás fora de operação) este gás é desviado para torre do *Flare* que são equipadas com válvulas controladoras automáticas que ajustam a queima do BFG.

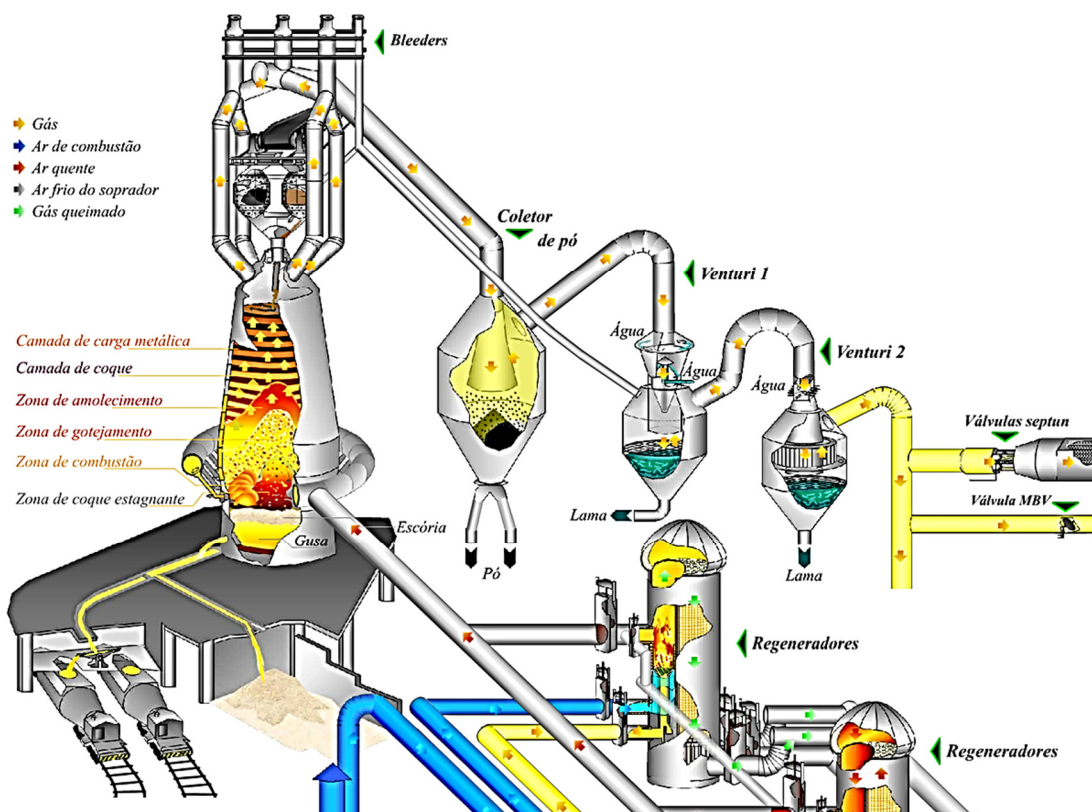


Figura 29 - Ilustração de Alto Forno

A quantidade de particulado neste combustível é geralmente elevada, por isso deve ser instalado um sistema de filtragem, como precipitadores eletrostáticos na entrada do compressor para sua utilização. O BFG antes de ser utilizado nas turbinas a gás é preaquecido para eliminação de umidade; passa por dois estágios de pressurização, o primeiro estágio em um compressor axial de baixa e o segundo estágio em um compressor radial de Alta. Entre estes dois compressores, há um trocador de calor, denominado um intercooler. Ambos os compressores estão acoplados no mesmo eixo da turbina a gás e do gerador elétrico, conforme ilustrado no conjunto de geração da turbina na Figura 30.

Segundo KIM (2001), se o fornecimento de um combustível gasoso estiver à baixa pressão se faz necessário a instalação de um compressor de combustível, onde a energia necessária para o acionamento do mesmo se encontra na ordem de 4 a 5% da potência útil da turbina.

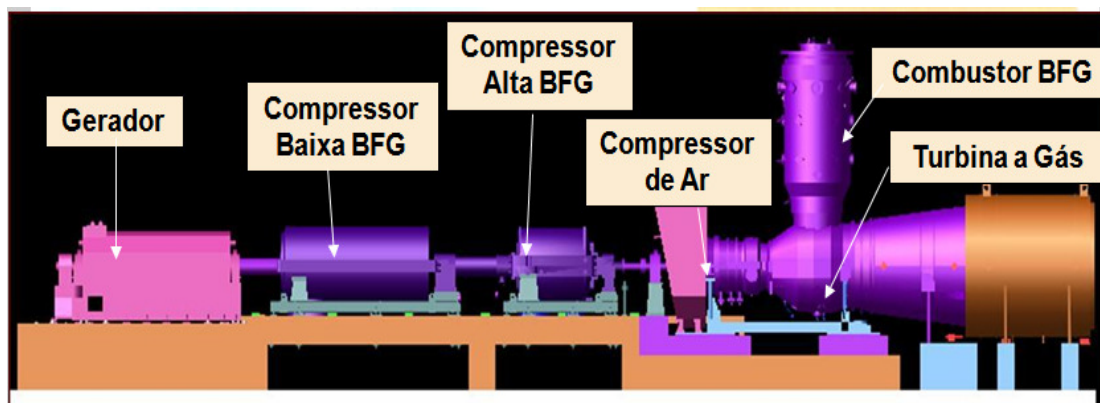


Figura 30 - Ilustração do conjunto de geração da turbina GT11N2 LBTU Alstom

5.4 GÁS DE ACIARIA – *BALANCE OXYGEN FURNACE* GAS – BOF

O gás de Aciaria (BOF) é resultante do processo de transformação do ferro-gusa em aço através do fluxo de Oxigênio (O_2) nos conversores para remoção de carbono. Deste processo é gerado um subproduto, o gás de Aciaria, um gás combustível que possui em sua composição, monóxido de carbono em concentrações mais altas que as concentrações encontradas no BFG.

São produzidos cerca de $900.000\text{Nm}^3/\text{dia}$ de BOF, que é utilizado como combustível nos queimadores em áreas da siderúrgica. Porém há pesquisas sendo desenvolvidas para injeção de BOF para enriquecimento do BFG para aumentar o poder calorífico e utilização deste gás como combustível nas turbinas a gás da TKCSA.

5.5 GÁS DE COQUERIA - COG

Na coqueria o carvão é carregado nas baterias de fornos-fenda, o coque é obtido por carbonização do carvão na ausência de oxigênio; o coque é um carvão amorfo poroso e resistente com aplicação na siderurgia, como redutor no processo de transformação do minério de Ferro a Ferro-Gusa nos Altos Fornos. Além do coque, temos como subproduto

deste processo uma mistura de gases formada principalmente por compostos orgânicos voláteis, o gás de coqueria.

Conforme a carga de carvão é aquecida nos fornos é desprendida uma mistura de compostos voláteis que saem das câmaras dos fornos de coque na forma de gases primários quentes. Esses gases primários são resfriados produzindo uma corrente de líquido condensado e de gás que pode ser usado com gás combustível.

O gás de coqueria é um combustível gasoso contendo metano, monóxido e dióxido de carbono, hidrogênio e compostos de enxofre, além de compostos orgânicos voláteis. Também pode ser obtido pelo fracionamento térmico ou catalítico de naftas petroquímicas derivadas de petróleo ou de outros materiais ricos em carbono. Foi um dos primeiros gases combustíveis disponibilizados para uso doméstico. Antigamente, o gás de coqueria era produzido em unidades fabris, nas quais a matéria-prima era gasificada, em geral por pirólise, e o gás resultante era lavado para remoção de impurezas. O gás era então comprimido e armazenado em gasômetros, em geral de teto flutuante e a partir deles distribuído.

5.6 GÁS NATURAL – GN

O gás Natural não é um gás residual do processo, mas é um gás combustível extremamente necessário para a partida inicial do complexo siderúrgico. O gás Natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves encontrada no subsolo, na qual o metano apresenta maior percentual dentro da sua composição superior a 70% em volume. O gás natural pode apresentar variações na composição devido a origem do campo de exploração, processo de produção, condicionamento e processamento.

Em 1998, teve início no Brasil a importação de Gás natural provindo da Bolívia, crescendo, assim, a perspectiva da realização de projetos de termelétricas a gás, com o intuito de atuarem como âncora de consumo do gás visando suprir a necessidade prevista de geração de energia elétrica. No início do ano de 2000, o MME lançou o Programa Prioritário de termelétricidade (PPT), visando incentivar o investimento necessário à implantação de usinas termelétricas, com ênfase em projetos de plantas geradoras a gás natural (AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO (ANP), 2010).

O gás natural é a escolha preferencial como combustível para a maioria das turbinas a gás industriais. Isto se deve por ser um combustível de queima limpa e com o melhor custo comparativo entre outros combustíveis.

O gás Natural é utilizado como combustível na partida das turbinas a gás instaladas na TKCSA até a carga de 10MW. Após esta carga é realizada a troca de gases combustíveis, passando de gás Natural para BFG.

A composição química dos gases combustíveis é obtida através da análise cromatográfica, os resultados da análise são demonstrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Composição química dos Gases Combustíveis (Dados TKCSA).

Composição dos Gases Combustíveis					
Espécies	Unidade vol. %	BFG	BOF	COG	Gás Natural
H ₂	%	3,1	6,7	57,2	-
N ₂	%	49,0	14,8	3,62	0,74
CO	%	24,8	69,5	5,2	-
CO ₂	%	22,7	9,0	2,5	0,38
CH ₄	%	-	-	24	89,95
C ₂ H ₆	%	-	-	3,30	7,27
C ₃ H ₈	%	-	-	0,18	1,60
C ₄ H ₁₀	%	-	-	-	0,06
C ₆ H ₆	%	-	-	0,11	-

5.7 PODER CALORÍFICO

É a quantidade de energia química contida no combustível. Costuma-se expressar o poder calorífico de um gás em kcal/Nm³ e kcal/kg, embora o correto é utilizar unidades do sistema internacional kJ/Nm³. Por definição temos:

Poder Calorífico Superior (PCS) – É o calor total obtido na reação de combustão, considerando o calor latente de vaporização do vapor de água gerado durante a queima de uma determinada quantidade unitária do combustível com a correspondente quantidade de ar estequiométrico, ambos a 15,6° C (60°F).

Poder Calorífico Inferior (PCI) – É obtido através da diferença do valor do poder calorífico superior e o calor latente de vaporização da água formada pela combustão do Hidrogênio presente do combustível.

Entretanto, em instalações industriais, geralmente a temperatura dos gases de saída é maior que a temperatura de condensação, portanto o calor latente não é possível de ser recuperado. Devido a esta consideração, o PCI é mais aplicado para os cálculos de rendimento e viabilidade econômica.

Portanto, um gás combustível que não possua hidrogênio em sua composição, apresenta o mesmo valor para o PCS e o PCI, por exemplo, o monóxido de carbono (CO).

Os gases combustíveis da siderúrgica apresentam diferentes valores de PCI devido a composição química. Na tabela 4 são apresentados os valores do poder calorífico dos gases combustíveis da siderúrgica.

Tabelas 4 - Poder Calorífico dos Gases Combustíveis da Siderurgica. (Dados TKCSA).

Poder Calorífico	Gás Natural	BOF	BFG	COG
Unidade kJ/Nm ³	38.500	8.900	3.500	4.350
Unidade kJ/Nm ³	9.195	2.126	836	1.044

Neste trabalho para realizar as simulações no CFD foram utilizados três valores registrados de PCI do BFG. De acordo com a análise cromatográfica, foram escolhidos o menor e o maior valor de PCI registrados que foram: 2926 e 3809 kJ/Nm³. Além do valor de projeto de 3509 kJ/Nm³.

Segundo Hergott (1988), os combustíveis gasosos podem ser divididos em cinco faixas de poder calorífico:

1. Muito Alto: 45 a 186 MJ/Nm³; 2. Alto: 30 a 45 MJ/Nm³; 3. Médio: 11,3 a 30 MJ/Nm³; 4. Baixo: 3,8 a 11,3 MJ/Nm³; 5. Muito Baixo: abaixo de 3,8 MJ/Nm³.

Os gases de baixo poder calorífico tem uma grande relação de volume/energia para serem economicamente utilizados.

5.8 ÍNDICE DE WOBBE

O número de Wobbe foi desenvolvido em 1926 através do estudo de gases injetados através de um orifício. Este número mede o fluxo de energia térmica, supondo que não há alteração de pressão de suprimento de gás e do diâmetro do orifício pelo qual o gás escoar. Representa o calor fornecido pela queima de gases combustíveis através de um orifício injetor submetido a pressões constantes, a montante e a jusante deste orifício. A pressão do gás a montante do orifício é aquela fornecida ao queimador e a pressão a jusante é a da câmara de combustão, normalmente a pressão atmosférica ou valores próximos positivos ou negativos.

O índice de Wobbe é geralmente aceito como melhor método geral básico para determinar a intercambiabilidade de gases, e que deve ser sempre considerado antes de se partir para a utilização de outro método analítico mais complexo.

O índice de Wobbe é representado pela Equação 5.1.

$$W = \frac{\text{Poder Calorífico}}{\sqrt{\text{densidade do ar}}} \quad (5.1)$$

5.9 INTERCAMBIABILIDADE DE GASES COMBUSTÍVEIS

Os principais critérios para análise da substituição de gases combustíveis são os que asseguram liberação de energia térmica próximos, estabilidade de chama sem deslocamento ou retorno, combustão completa e facilidade de ignição similar, sem a necessidade de ajustes no equipamento. Gases que satisfazem a estes critérios são chamados intercambiáveis. (PINHEIRO, 2010).

Este mesmo autor, cita que não existe na literatura um número adimensional que permita comparar a combustão de gases combustíveis diferentes. O índice de Wobbe não é adimensional e compara duas propriedades do gás. De acordo com o autor, neste índice faltam parâmetros definidores da cinética da combustão e as velocidades. Foram analisadas as possíveis relações funcionais na combustão homogênea, selecionando variáveis relevantes dentre as propriedades do gás combustível. Estes novos números adimensionais podem servir de comparação na seleção de gases combustíveis e no projeto de queimadores.

As misturas de gases combustíveis realizadas com base apenas na manutenção de valores próximos de poder calorífico, pode não apresentar resultados satisfatórios.

Como já evidenciado, diversos estudos tem sido realizados para utilização de gases combustíveis de baixo poder calorífico em câmaras de combustão de turbinas a gás para geração de energia. Porém, na maioria dos casos, a possibilidade de substituição do combustível de projeto por um combustível de baixo poder calorífico necessita de algumas modificações no projeto inicial em função das características do combustível. Deste modo, através da simulação computacional é possível identificar os efeitos da mudança do combustível original à câmara de combustão.

A maior parte dos gases com alto e médio poder calorífico podem ser queimados nos combustores tradicionais mantendo-se as mesmas condições satisfatórias de desempenho energético. Quando o combustível tem baixo poder calorífico, há necessidade de alterações do sistema de combustão, requerendo-se um combustível com alto poder calorífico para a partida (por exemplo, gás Natural) e outro de baixo poder calorífico para elevações de carga durante a operação.

5.9.1 ADAPTABILIDADE DO MODELOS COMERCIAIS DE TURBINAS A GÁS A COMBUSTÍVEIS DE BAIXO PODER CALORÍFICO

Os principais aspectos concernentes à adaptação de um gás combustível de baixo poder calorífico a uma turbina a gás estão relacionados à estabilidade da combustão, a magnitude das perdas de pressão através do sistema de injeção de combustível e aos limites de escoamento mássico da turbina.

O poder calorífico dos gases combustíveis residuais dos processos siderúrgico é baixo entre 5 e 6 MJ/Nm³, quando comparados ao de outros combustíveis, como o gás natural, entre 35 e 40 MJ/Nm³, para os quais foram projetados os combustores das turbinas. (HERGOTT, 1988)

Os componentes básicos dos gases de baixo poder calorífico, inferior a 11 MJ/Nm³, são o monóxido de carbono e o hidrogênio, diluídos em gases inertes como dióxido de carbono e nitrogênio (HERGOTT, 1988).

Segundo HERGOTT (1988) uma série de gases de baixo poder calorífico já foi testada pela Empresa General Electric e concluiu-se que modificações são requeridas e que estes combustíveis são excelentes combustíveis para turbinas industriais. Com gás de baixo poder calorífico os combustores devem suportar um fluxo volumétrico de gás combustível superior

para garantir uma liberação de energia equivalente. As experiências com os modelos GE LM500 e LM2500 indicaram a existência de modelos aero derivativos capazes de operar com estes gases, desde que o teor mínimo de hidrogênio no gás combustível esteja em torno dos 10 %. Isto porque a velocidade de propagação de chama do hidrogênio é bastante superior a dos outros componentes, garantindo a estabilidade da combustão.

CAPÍTULO 6

DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL – CFD

Este capítulo apresenta aspectos básicos sobre simulação numérica, destacando a dinâmica do fluido computacional na avaliação do comportamento da chama. Serão abordados os modelos de combustão, os tipos de malhas, bem como os modelos de turbulência, radiação e de discretização empregados.

6.1 INTRODUÇÃO

A Simulação Computacional é uma área de conhecimento multidisciplinar que trata da simulação de modelos abstratos em sistemas particulares, realizando análises a partir de modelos matemáticos, buscando a compreensão e estudo nas mais variadas áreas.

Dinâmica de fluidos computacional é definida como um método de medição e análise dos efeitos físicos de fluidos em movimento. Através desta tecnologia, é possível simular os fluxos de fluidos, transferência de calor e massa, reações de combustão e outras, possibilitando a construção de um “protótipo virtual” do sistema em estudo, permitindo prever e analisar os fenômenos deste sistema.

A área de mecânica computacional aplica então a computação a outras áreas do conhecimento permitindo que sejam simulados modelos computacionais para situações de diversos fenômenos físicos. O que viabiliza e possibilita a realização de testes para

determinação de soluções possíveis para um fenômeno a partir de modelos experimentais ou por solução analítica, permitindo avanços além das limitações, e integrando-se a outras técnicas e muitas vezes sendo a única opção, à abordagem experimental e à analítica. Através da simulação numérica, pode-se substituir significativamente parte dos onerosos processos de avaliação de fluxo em protótipos reais revertendo em redução de custos e no tempo de realização de um novo projeto. O fenômeno físico em estudo é representado por um sistema de equações diferenciais parciais, ou seja, o problema de engenharia é traduzido para a matemática. O sistema de equações é aproximado pelo método de elementos/volumes finitos e finalmente os resultados da simulação são comparados com o fenômeno físico em estudo.

Na simulação numérica quando os resultados da simulação divergem da realidade dos problemas físicos, estes erros devem ser analisados. O primeiro dos erros trata-se de erros matemáticos ou erros numéricos propriamente ditos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para identificar este tipo de erro é realizada uma validação numérica, através da comparação do resultado com outras soluções analíticas ou numéricas, verificando se a equação diferencial foi resolvida corretamente. A validação numérica confirma a qualidade do método numérico. O segundo tipo de erro é a utilização de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno físico. A simulação deve resolver corretamente as equações diferenciais e ter um modelo matemático que represente fielmente o modelo físico. A validação física confirma a fidelidade do modelo matemático com o modelo físico.

A comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, ou com outros resultados numéricos, caracteriza a validação numérica. A comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais caracteriza a validação física.

6.2 MÉTODOS DE DISCRETIZAÇÃO

A modelagem computacional utiliza uma série de métodos, de ferramentas e de formulações associadas que visam à solução de problemas complexos. Estes modelos nem sempre possuem solução analítica, sendo necessária a utilização de métodos de discretização para se obter a solução aproximada destas equações. Estes métodos consistem basicamente em transformar as equações diferenciais em um sistema de equações algébricas.

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são os Métodos de Diferenças Finitas (MDF), Métodos de Volumes Finitos (MVF) e Métodos de Elementos Finitos (MEF). Os métodos de diferenças finitas e volumes finitos são semelhantes para algumas situações. Deve ficar claro que o MDF é simplesmente a substituição do

operador diferencial pelo seu correspondente numérico, enquanto o MVF realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a equação aproximada. Portanto, tanto o MDF como o MEF não trabalham com volumes de controle e sim somente com os pontos da malha e como consequência não são conservativos em nível discreto (MALISKA, 2004).

O método de volumes finitos (MVF) é a técnica de CFD mais utilizada na simulação computacional. Esta técnica parte da integração formal das equações de transporte que regem o escoamento do fluido em todos os volumes de controle obtidos pela discretização do domínio. Nesta integração, a forma conservativa de cada equação é usada para que seja possível transformar as integrais em volume dos divergentes dos fluxos advectivos e difusivos em integrais em área dos fluxos normais à superfície dos volumes de controle, através da aplicação do teorema da divergência. Embora esta operação seja exata, a completa discretização destes termos e das outras integrais no volume necessita do uso de técnicas numéricas para aproximar os campos das variáveis conservadas, $\mathbf{x}$, que utilizam funções de interpolação ou aproximações funcionais. A exatidão destas aproximações e da representação obtida para os fluxos através das superfícies dos volumes de controle são os aspectos mais importantes no método de volumes finitos. Como os outros métodos, as equações finais levam a um sistema algébrico de equações (MALISKA, 2004).

6.3 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

A integração da equação em cada volume de controle diferencia o método dos volumes finitos de todas as outras técnicas numéricas de CFD. Corretamente empregada, esta operação leva a equações integrais exatas para a conservação de grandezas físicas em cada volume, que são posteriormente aproximadas. Porém, depois de discretizar as equações, o sistema de equações algébricas resultante precisa ser resolvido.

6.3.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A aplicação das condições de contorno de um determinado problema físico é a parte mais importante da modelação numérica. Em problemas reais elas não são claramente identificadas, e só o conhecimento detalhado da física do problema permitirá escolher a correta condição de contorno. Saber escolher corretamente as condições de contorno, de tal forma, que não destruam a qualidade da solução desejada, faz parte da experiência em resolver problemas de engenharia.

A literatura que trata do método de volumes finitos para a solução de problemas de escoamentos considera, quase em sua totalidade, escoamentos incompressíveis, fazendo uso dos métodos de acoplamento pressão-velocidade.

6.3.2 TIPO DE MALHAS

O processo de geração da malha depende diretamente da escolha correta do tipo de malha e de seu refinamento e tem influência no resultado final. As malhas são classificadas em duas categorias: Malha estruturada e não estruturada.

Para casos reais de engenharia, onde a geometria é quase sempre irregular, o sistema de coordenadas cartesianas é muito limitado (MALISKA, 2004).

- **Malhas estruturadas**

A malha é denominada como estruturada, quando cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos, Figura 31. As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como consequência, obter matrizes diagonais mais fáceis de serem resolvidas e mais eficientes. Porém, em problemas reais com geometrias complexas, não é possível se utilizar malhas estruturadas. (RODRIGUES, 2009).

- **Malhas não-estruturadas**

Uma discretização não-estruturada pode ser constituída de triângulos e quadriláteros, tetraedros e hexaedros em 3D, respectivamente, e os volumes de controle podem ser sempre criados pelo método das medianas, que consiste em unir os centros dos elementos com os pontos médios de seus lados. São malhas versáteis, com facilidade de adaptar às geometrias irregulares. Porém, este tipo de malha apresenta dificuldade de ordenação, dando origem a matrizes não-diagonais (RODRIGUES, 2009).

- **Refinamento de malha**

Quanto maior for o refinamento da malha, maior precisão da resposta estudada, entretanto com aumento no tempo de processamento destas respostas. Na utilização de uma malha mais grosseira, pode-se não conseguir obter resultados satisfatórios.

Em uma geometria complexa, cujos detalhes são importantes, deve-se tomar cuidado com a malha escolhida, pois esta pode não ser adequada para o nível de precisão especificado. Uma forma de se obter uma malha que forneça maior precisão nos resultados, é a utilização de uma malha híbrida ou um refino de malha somente nas regiões mais complexas da geometria.

Para a verificação de adequação da malha ao modelo estudado é importante ter o domínio do modelo físico, pois através de uma malha supostamente adequada, podem-se obter resultados que não condizem com a realidade. A utilização de uma malha muito refinada não é garantia de que a solução obtida como resultado seja a mais precisa.

Coordenadas curvilíneas generalizadas, que dão origem as malhas estruturadas são largamente empregadas e estão atualmente presentes em todos os programas comerciais mais importantes. Em geometrias mais complexas, são utilizados blocos estruturados conectados entre si, técnica chamada de multiblocos, permitindo a utilização de algoritmos robustos projetados para o bloco estruturado, iterando-se ao longo dos blocos do domínio até a convergência (Figura 31) (DATE, 2005).

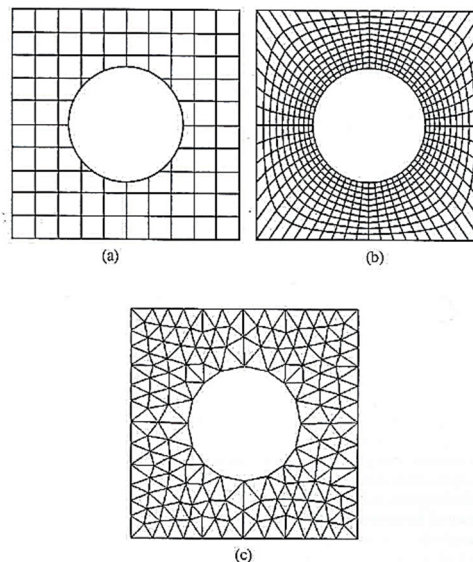


Figura 31 - Discretização estruturada (a), estruturada generalizada (b) e não estruturada (c) (MALISKA, 2004).

Em problemas de camada limite turbulenta, recomenda-se sempre o uso de malhas estruturadas perto da parede, pois o refino e a aplicação mais exata das leis de parede só são conseguidos com malha estruturada nestas regiões. Uma boa opção é usar uma camada de malhas estruturadas próxima à parede e depois preencher o domínio com malhas não-estruturadas.

- Malhas triangulares

Como qualquer outro tipo de malha, as malhas triangulares devem obedecer a determinados requisitos, ou possuir determinadas propriedades, para que a solução numérica tenha qualidade. As propriedades de uma malha são determinadas pelo número, forma e tamanho dos elementos.

6.4 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Depois de bem representada através de superfícies, a fronteira do domínio de cálculo deve coincidir o melhor possível com a malha, pois disso depende a correta aplicação das condições de contorno. Outro fator importante, é que os triângulos devem ser o mais equilátero possível, pois isso permite que as funções de interpolação representem bem as variáveis dentro do triângulo, com pesos semelhantes para os três pontos nodais. A uniformidade dos elementos da malha também é uma característica importante a ser observada na geração da malha (DATE, 2005).

A turbulência corresponde a um fenômeno altamente difusivo que ocorre a elevados números de Reynolds, produzindo movimentos aleatórios das partículas de fluido, largamente encontrado em projetos industriais. Os modelos de turbulência mais comumente utilizados são: o modelo k- ϵ , RNG k- ϵ , SST - *Shear Stress Model* e RSM - *Reynolds Stress Model*, que devem ser empregados de acordo com as condições de contorno do problema físico em estudo, mediante validações com dados experimentais.

6.5 MODELOS DE COMBUSTÃO

Os modelos de turbulência mais comumente utilizados são: o modelo k- ϵ , RNG k- ϵ , SST (“Shear Stress Model”) e RSM (“Reynolds Stress Model”), onde o modelo k- ϵ é o mais simples é utilizado em diversas áreas, gerando resultados satisfatórios, servindo como referência de partida para casos mais complexos.

Existem diversos modelos de combustão disponíveis, que variam basicamente conforme o tipo de chama em estudo, tais como *Eddy Dissipation Model*, EDM, *Flamelet Laminar Model*, LFM, *Finite Rate Chemistry Model*, FRCM, dentre outros. Se a chama é do tipo difusa, o modelo mais adequado é o *Flamelet Model*. Porém, se mistura tem característica de pré-mistura, o modelo EDM apresenta bons resultados (RODRIGUES, 2009). Contudo, a ferramenta ANSYS CFX® somente disponibiliza para o usuário, modelos de combustão compatíveis com a composição do combustível utilizado. Neste caso, modelos como o EDM

são inicialmente empregados por serem mais abrangentes, tanto no tipo de chama quanto na composição do combustível.

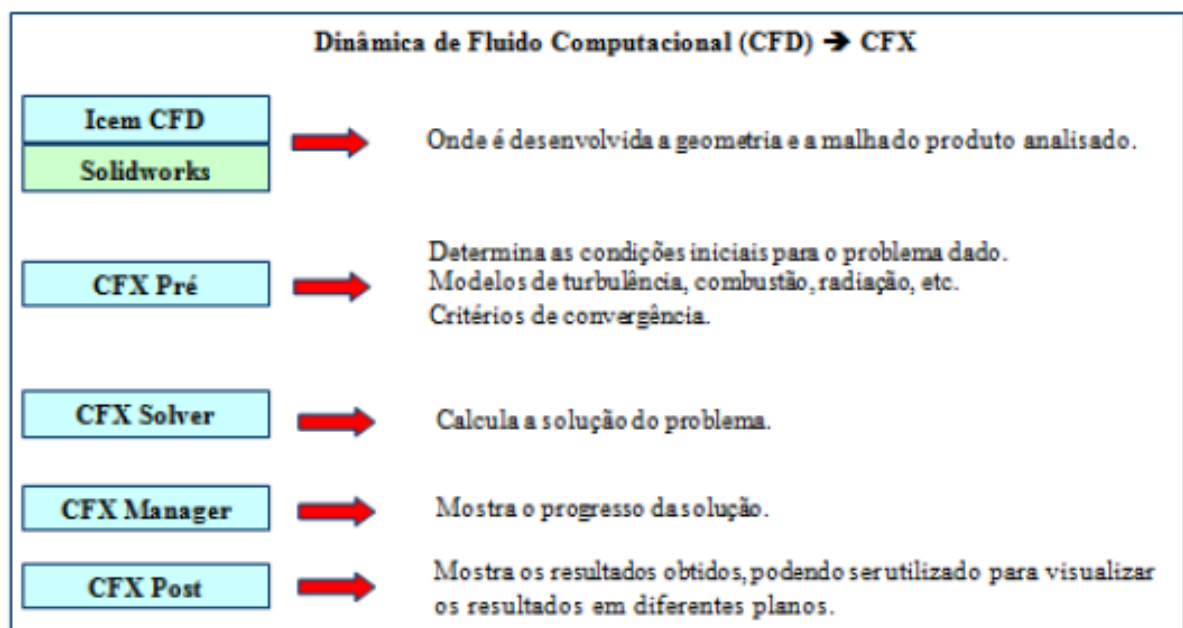
6.6 DINÂMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL ATRAVÉS DO CFX

O CFX apresenta uma boa interface software-usuário. Além disso, apresenta a flexibilidade da inclusão de equações para o cálculo de certas variáveis.

O pacote computacional CFX, é composto basicamente dos seguintes ambientes:

- Icem CFD, para a construção das geometrias e geração da malha, a geometria pode também ser construída em um software de CAD (Solidworks, por exemplo) e importada ao Icem CFD, para então ser gerada a malha;
- CFX-Pré, para o ajuste das condições de contorno da simulação;
- CFX-Solver, para a realização dos cálculos e obtenção dos resultados.
- CFX- Manager, apresenta o progresso da solução.
- CFX-Post, que é o programa para a análise dos resultados, que processa e apresenta os dados graficamente.

O esquema básico da simulação é apresentado na Figura 32.



CAPÍTULO 7

MODELAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Neste capítulo apresentam-se as principais características técnicas das câmaras de combustão simuladas. Além disso, apresentam-se as descrições de todos os parâmetros de projeto, os modelos de turbulência e transferência de calor utilizado, considerações efetuadas para o cálculo da massa de combustível e massa de ar total para combustão.

7.1 INTRODUÇÃO

A tese realizada por RODRIGUES em 2009, foi a referência base para este estudo. No estudo executado pela autora, foram realizadas análises paramétricas da combustão em CFD de uma câmara de combustão de uma turbina a gás de 600 kW. Nas simulações foi utilizado o programa ANSYS CFX®, com o modelo de turbulência, *SST*, de combustão, *Flamelet Model*. Primeiramente, a autora realizou simulações na câmara utilizando o gás Natural como combustível. Posteriormente substituiu o gás Natural por biogás.

Neste presente trabalho foram realizadas simulações utilizando o BFG como combustível na mesma câmara de combustão utilizada por Rodrigues, (2009). As simulações realizadas utilizaram três diferentes composições de BFG, a fim de verificar o comportamento da chama. A primeira composição, considerada composição de Projeto, apresenta o valor de PCI igual a 3500 kJ/Nm³; através dos resultados da análise cromatográfica foram escolhidos a composição que apresentava o menor valor de PCI registrado no processo da TKCSA igual a 2926 kJ/Nm³, e a composição que apresentava o maior valor de PCI registrado no processo da TKCSA igual a 3809 kJ/Nm³.

Na tese de doutorado de RODRIGUES (2009) foi inicialmente simulada a câmara de combustão anular da turbina a gás da Solar Turbines, com o objetivo de avaliar a aerodinâmica da combustão. Nesta etapa foi realizada uma análise detalhada dos modelos utilizados, mostrando os procedimentos adotados e alguns resultados obtidos, visando mostrar a potencialidade dos recursos disponíveis no CFX. Posteriormente, foi projetada uma nova câmara, de acordo com os dados obtidos no projeto do conjunto compressor e turbina, para uma turbina a gás de potência de 600 kW.

A câmara de combustão da turbina a gás de 600 kW foi projetada usando a técnica do escalonamento aerodinâmico, utilizando o coeficiente de carregamento da câmara de combustão da turbina Solar como progenitora, que envolve vazão em massa, pressão, temperatura e coeficientes experimentais. Esta técnica permitiu projetar a câmara de combustão com reduzido número de experimentos, pois a maioria dos ensaios foi realizada na câmara progenitora.

A simulação no CFX foi realizada utilizando os modelos de turbulência validados pelo projeto Floxcom, (2003). Assim foi possível simular a câmara de combustão da Solar e a nova câmara de combustão da turbina de 600 kW.

7.2 DESCRIÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DA MICROTURBINA A GÁS DA SOLAR TURBINES

A câmara de combustão anular estudada neste trabalho, usada como progenitora, pertence a uma microturbina a gás, fabricada pela Solar Turbines Modelo T-62T-32 com potência de 60 kW. Essa microturbina é compacta e relativamente leve, pesando em torno de 68 kg. A Figura 33 apresenta uma foto da microturbina, onde pode ser vista a câmara de combustão.



Figura 33- Microturbina, modelo T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines.

A câmara de combustão da microturbina que foi simulada neste trabalho, apresenta 6 bicos injetores, cujos ângulos de inclinação são de 60° em relação a direção axial. Essa câmara apresenta 86 orifícios primários, presentes na zona de combustão, somados a 46 orifícios secundários, ou de diluição. De acordo com RODRIGUES (2009), estes orifícios são utilizados para se obter uma melhor distribuição do fluxo no interior da câmara e na ancoragem da chama, formando um filme protetor de resfriamento próximo ao tubo de chama. Além de servirem para diluir os gases produtos da combustão, favorecendo a dissociação dos poluentes formados na região da chama.

Na Figura 34 é apresentado o tubo de chama, em destaque os seis bicos injetores e os orifícios primários e de diluição.



Figura 34- Câmara anular em detalhes.

A microturbina T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines se encontra instalada no Laboratório de Microturbinas e Gaseificação de Biomassa da Universidade Federal de Itajubá.

De acordo com LEFEBVRE (1983), podem-se adotar alguns valores típicos para alguns parâmetros da câmara de combustão, como por exemplo: velocidade do ar na entrada da câmara de combustão entre 120 e 150 m/s; velocidade do ar no injetor entre 25 a 30 m/s; a temperatura de chama entre 1800 a 2100 °C (dependendo do tipo de chama); a temperatura dos gases quentes na exaustão de aproximadamente 850°C.

Foi realizado por NETO (2003) análise de uma câmara de combustão operando com gás natural e as consequências devido à utilização de um combustível de baixo poder calorífico, um gás proveniente da gaseificação da biomassa. Foi verificada a necessidade de mudanças geométricas para permitir essa troca de combustível, e alterações na relação ar/combustível.

Neste trabalho foram utilizados combustíveis gasosos, como o gás natural e o Gás de Alto Forno (BFG), e a câmara fabricada pela Solar Turbines simulada, foi projetada para combustíveis líquidos (querosene).

Os gases combustíveis utilizados não são intercambiáveis, pois o valor do poder calorífico do gás natural é 38 MJ/kg e do BFG é 3,5MJ/kg, conforme já mencionado anteriormente, a diferença é superior a 5%.

7.3 CÁLCULO TERMODINÂMICO DO CICLO DA MICROTURBINA

Os parâmetros de projeto utilizados na simulação no CFX da câmara de combustão da solar foram os mesmos calculados do trabalho de RODRIGUES (2009), onde foi utilizado um programa computacional para a simulação do ciclo, porque todos os dados do equipamento não foram fornecidos pela Solar Turbines fabricante da turbina. Portanto, a simulação da turbina a gás da Solar teve como objetivo, obter de forma aproximada os parâmetros de projeto de entrada e saída do combustor. De acordo com a autora, isto não invalida a análise do combustor da Solar no CFX, pois os valores calculados pelo programa computacional são obtidos a partir de alguns parâmetros fornecidos pelo fabricante da turbina.

7.4 CÂMARA DE COMBUSTÃO DA SOLAR TURBINES

A câmara de combustão da Solar Turbines foi tomada como progenitora, pois é uma câmara já comercializada. Isto possibilita fazer o escalonamento deste combustor para a turbina a gás de 600 kW. Seria muito difícil desenvolver uma câmara de combustão sem

nenhuma referência. Para isso, seriam necessários vários experimentos e também um vasto conhecimento técnico do projeto de câmaras de combustão. Assim a simulação térmica e aerodinâmica desta câmara norteará o desenvolvimento e o escalonamento da nova câmara de combustão da turbina a gás de 600 KW.

As simulações deste trabalho foram realizadas num cluster de 40 núcleos, distribuídos em cinco computadores, cada um com oito processadores *Intel Xeon Quad-core 5420* de 2,5 GHz/12MB, com 16-GB RAM. Devido à complexidade do processo de combustão e da geometria em questão, o tempo de processamento da simulação é relativamente longo. O tempo aproximado para 1000 iterações é de nove horas. Foram realizadas 1000 iterações, com tempo computacional de aproximadamente seis horas, utilizando toda a capacidade do cluster.

Para a análise dos resultados foram gerados os perfis de temperatura de chama, temperatura nas paredes, temperatura na saída da câmara, velocidade de combustível e de ar, e emissões de poluentes de CO e NO.

Inicialmente, será realizada a análise aerodinâmica, para a verificação da distribuição do ar e do combustível no interior da câmara de combustão. Essa etapa é importante, pois através da análise dos vetores velocidade pode-se verificar a localização provável da chama, as possibilidades de ancoragem desta chama, como também prever o resfriamento das paredes da câmara de combustão, necessário à integridade do material utilizado para a construção da mesma.

A correta localização da chama e da recirculação na zona de diluição permite uma melhor homogeneização dos gases produtos da combustão com o ar proveniente do compressor. Esta homogeneização permite uniformizar a temperatura dos gases na saída do combustor e reduzir a temperatura do tubo de chama em toda sua extensão.

Através da análise das linhas de correntes, pode-se acompanhar o percurso do fluido, em toda a extensão do setor estudado, sendo possível identificar algum problema que possa existir neste trajeto.

A análise dos perfis de temperatura é de extrema importância, pois a temperatura está diretamente ligada à eficiência da turbina a gás, assim como, à emissão de poluentes.

CAMERETTI *et al* (2004) realizaram uma comparação entre tipos de combustores e modelos matemáticos para a simulação da chama, com diferentes combustíveis, identificando a importância de um estudo termo-aerodinâmico do comportamento de câmaras de

combustão. Os principais parâmetros estudados foram: pressão, velocidade e temperatura. Os perfis de pressão e velocidade são utilizados para a caracterização aerodinâmica. O perfil de temperatura é utilizado para verificar a temperatura adiabática, o formato e o comprimento da chama, características da chama utilizando diferentes combustíveis, como também, verificar as emissões de poluentes gerados pelo processo de combustão.

A câmara de combustão de referência foi dividida em 6 partes iguais para a simulação no CFX, valor referente ao número de injetores presentes na mesma, conforme estudos de GOSSELIN *et al* (2000).

A nova câmara de combustão projetada contém 20 bicos injetores de combustível. Para facilitar a simulação no CFX, a câmara de combustão anular foi dividida em 20 setores iguais, valor referente ao número de bicos injetores. Esta quantidade de bicos é proporcional ao número de bicos presentes na câmara de combustão da Solar Turbines e também é necessária para garantir uma temperatura uniforme na saída do combustor.

Esta divisão só foi possível porque a câmara é formada de setores iguais o que agiliza a análise, pois permitiu gerar uma malha mais refinada melhorando os resultados obtidos, com menor comprometimento da memória computacional e menor tempo de processamento.

O setor estudado da câmara de combustão da microturbina da Solar Turbines é mostrado na Figura 35, que se refere à geometria estudada no Ansys CFX versão 11 e gerada pelo CFX *build* versão 5.6. O objetivo foi estudar o escoamento no interior da câmara de combustão da microturbina da Solar. O bico injetor, como também, os orifícios primários e de diluição têm importância significativa para o processo de combustão.

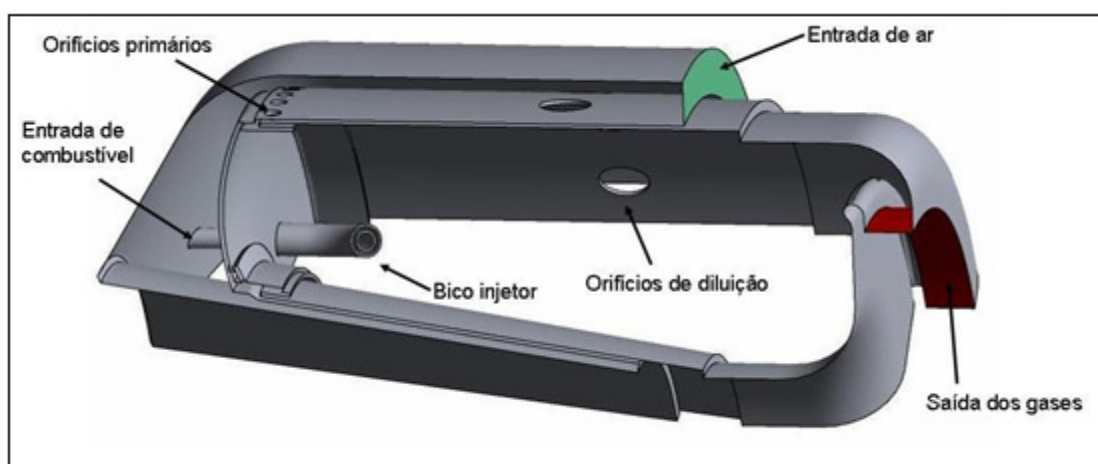


Figura 35 - Geometria do setor da câmara de combustão da Solar Turbines

7.5 DEFINIÇÃO DA MALHA E DO NÚMERO DE ELEMENTOS

Após a geração da geometria do setor unitário da câmara de combustão anular, é necessária a definição da malha, ou seja, a discretização da geometria em elementos. Para o caso em estudo foi utilizada uma malha tetraédrica não estruturada em todo o domínio, com 2.417.873 elementos de volume e 466.560 nós. Foi utilizado um refinamento de malha nas regiões de maior interesse e nas regiões onde existem pequenos detalhes, como por exemplo, nos orifícios primários e nas regiões de pequenas espessuras da geometria da câmara. Este refinamento foi realizado para caracterizar melhor o escoamento nas regiões onde existe uma maior turbulência e para uma melhor discretização da geometria como um todo.

7.6 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para se obter os parâmetros de projeto necessários para a simulação no CFX da câmara de combustão da solar foi utilizado um programa computacional para a simulação do ciclo, pois o fabricante não fornece todos os dados da turbina a gás Solar. Assim a simulação da turbina a gás da Solar teve como objetivo, obter valores aproximados dos parâmetros de projeto de entrada e saída do combustor.

O software utilizado para a simulação foi o software comercial *GateCycle*. Este software flexível que apresenta todos os recursos para modelagem. Utilizado para prever o desempenho de turbinas de acordo com o projeto. Este software possui uma biblioteca de turbinas a gás e ícones de equipamentos que permitem aos usuários modelar virtualmente qualquer tipo de sistema de energia. Utilizado para otimizar projetos de plantas de ciclo combinado, sistema de cogeração ou outras formas de energia, também utilizado para simular a operação de plantas existentes em condições específicas. Quando os modelos são executados, um algoritmo resolve os balanços de massa e energia, tanto do sistema, como para cada componente individualmente.

O *GateCycle* permitiu obter as condições do fluido na entrada (ar e combustível) e saída dos gases da câmara de combustão presente na microturbina T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines. A simulação foi realizada utilizando gás natural como combustível.

A Figura 36 apresenta um esquema térmico equivalente, para a simulação da microturbina Solar T-62T-32 no software *GateCycle*.

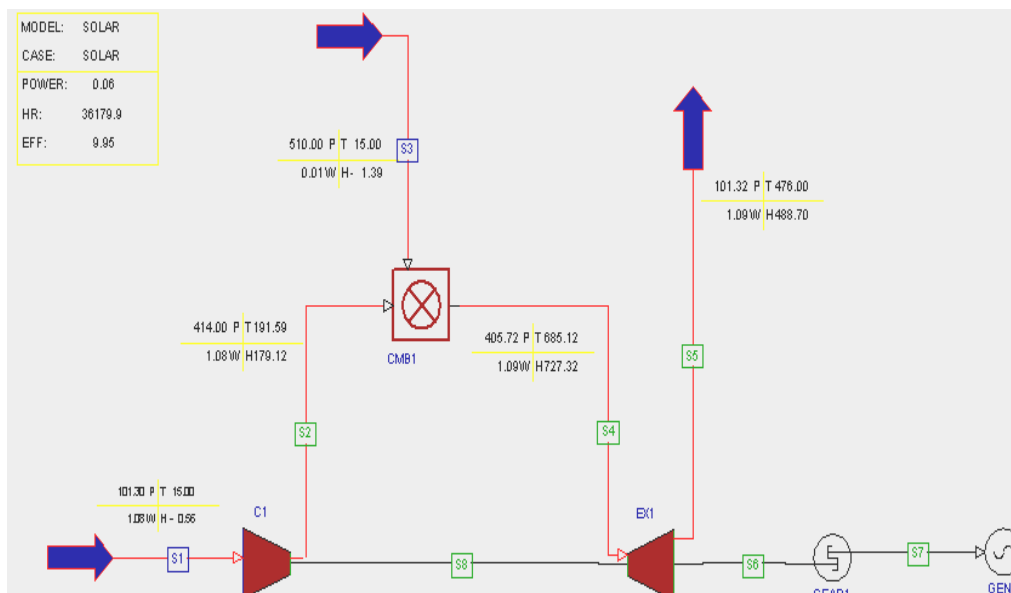


Figura 36 - Esquema térmico equivalente para simulação do ciclo da microturbina Solar T-62T-32 no *Gatecycle*.

A Tabela 5 apresenta os parâmetros de entrada utilizados na simulação do software *Gatecycle*.

Tabela 5 - Parâmetros de entrada do programa *Gatecycle*.

Parâmetros	Valor	Unidade
Vazão Mássica de Ar Total	4,288	kg/s
Temperatura Entrada na CC	461,0	K
Pressão Total na Entrada na CC	4,053	bar
Pressão Estática na Entrada da CC	3,899	bar
Vazão Mássica de Combustível	0,745	kg/s
Temperatura do Combustível na Entrada	430,0	K
Pressão Total do Combustível na Entrada	4,053	bar
Velocidade de injeção do combustível	15,0	m/s
Perda de Pressão na CC	6,0	%
Eficiência da combustão	0,99	-

Através da simulação, foram obtidos os valores da temperatura e pressão, para os pontos S1(entrada do compressor), S2(entrada da câmara de combustão), S3(entrada de combustível), S4(saída da câmara de combustão) e S5(Saída da turbina) que são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Resultados obtidos utilizando *Gatecycle*.

Ponto	Unidade	S1	S2	S3	S4	S5
-------	---------	----	----	----	----	----

Temperatura	° C	22	199, 8	22	685	478, 5
Vazão	Kg/s	0,95 6	0,95 6	0,011	0,968	0,96 8
Potência da Turbina	kW	51,01				

Da Figura 36 e da Tabela 6, são obtidos os valores dos parâmetros de entrada necessários para iniciar as simulações no CFX. Os valores de S2 são os dados de entrada do ar na câmara de combustão, S3 são os dados para a entrada de combustível e S4 os dados de saída dos gases produtos da combustão.

Para a definição da temperatura de chama adiabática, um processo iterativo foi empregado pela planilha Excel®. Como no início se desconhece a vazão mássica de combustível necessária para elevar a temperatura da massa fluida, a planilha inicia o processo com um valor arbitrário, porém suficientemente pequeno. Em seguida, após o usuário escolher a composição do combustível, a planilha realiza um balanço químico entre os reagentes e o ar, considerando uma reação completa, resultando em CO₂, H₂O e N₂ nos produtos. Por fim, são calculadas as entalpias absolutas dos compostos e iterativamente, a temperatura dos produtos foi variada até que a entalpia absoluta dos produtos se iguale à dos reagentes.

Contudo, para se obter a vazão mássica de combustível necessária, foram feitos balanços de massa e energia. Conforme ilustrado na Figura 37, a vazão mássica de ar proveniente do compressor (ponto 2) se divide entre o ar estequiométrico na zona primária (ponto 2.1) e o ar de diluição (ponto 2.2), antes de se misturarem próximo da entrada da turbina. Essa separação da vazão em massa de ar é importante para verificar a quantidade de ar que realmente participa do processo de combustão.

Assim, com a aplicação do balanço de energia e massa, consegue-se reajustar o valor de vazão mássica adotado inicialmente e reiniciar o processo iterativo até que a temperatura de chama adiabática seja obtida.

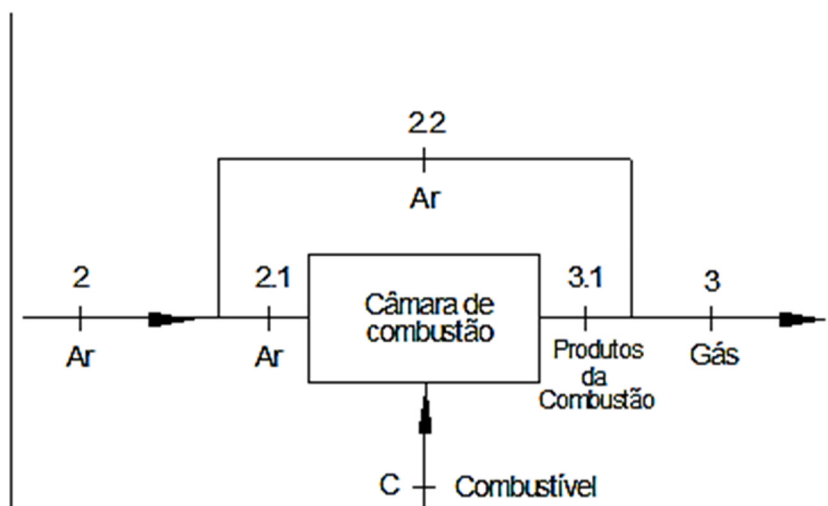


Figura 37 - Esquema da distribuição do ar e entrada de combustível na câmara de combustão.

Os dados da vazão em massa de ar vindo do compressor, como outros valores dos parâmetros de projeto obtidos pelo programa *Gatecycle* simulando o novo ciclo da turbina de 600 kW, na Tabela 7 são apresentados os dados fornecidos pelo *Gatecycle*. Estes dados serão utilizados para a simulação da câmara no CFX.

Tabela 7 -
fornecidos
Gatecycle.

Parâmetros de projeto			
Parâmetro	Valores	Unidade	Descrição
η_c	80	%	Eficiência isentrópica do compressor
η_t	85	%	Eficiência isentrópica da turbina
η_m	98	%	Eficiência mecânica
η_b	99	%	Eficiência da combustão
$\Delta P_b/P$	0,02	-	Perda de carga na câmara de combustão
TET	850	°C	Temperatura de entrada da turbina
W	600	kW	Potência útil
T_{amb}	15	°C	Temperatura ambiente
P_{amb}	101,32	kPa	Pressão ambiente
ϕ	60	%	Umidade relativa
P_2/P_1	4,0	-	Razão de pressão
H	18,2	%	Eficiência do ciclo
T_{ex}	574,8	°C	Temperatura de exaustão
$\dot{m}_{ar}$	4,288	kg/s	Massa de ar
$\dot{m}_{comb}$	0,072	kg/s	Massa de combustível

Dados
pelo

7.6.1 ESPECIFICAÇÃO DOS MODELOS UTILIZADOS

1) Modelo de radiação

A câmara de combustão recebe calor da chama e transfere para o fluxo de ar de resfriamento e depois para a carcaça da câmara. Este por sua vez transfere uma parte para o meio ambiente e outra parte é retransmitida para o fluxo de ar entre o tubo de chama e a carcaça.

De acordo com LEFEBVRE (1983), o tubo de chama pode ser considerado um recipiente fechado onde escoam gases quentes, cercados por ar que escoam entre este recipiente e sua carcaça. O tubo de chama é aquecido pela radiação e convecção dos gases em seu interior, e refrigerado pela radiação da carcaça e pela convecção do ar que circula entre a carcaça e o tubo de chama. Os valores relativos aos componentes da radiação e da convecção dependem da geometria e das condições de operação do sistema.

Como no presente caso, a presença de fuligem não é considerada, o meio é considerado como transparente para a radiação. Supondo que as paredes refletem toda a radiação que é transmitida do fluido, não sendo influenciado pelo processo de combustão, o modelo de transferência de calor adotado inicialmente é o Modelo das Transferências Discretas (DTM). Este modelo é adequado, pois a radiação interfere no meio através do aquecimento das paredes, já que o mesmo é considerado transparente.

7.6.2 CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA

Para cada simulação, deve ser especificado o erro alvo máximo para a execução dos cálculos, como também o número de iterações para que se alcance essa precisão especificada.

Importante lembrar que se o erro alvo for alcançado com um número de iterações menor que o especificado, o cálculo para automaticamente. No caso da câmara de combustão, como o processo de combustão é muito complexo, o número de iterações necessárias para alcançar o erro alvo é elevado, pois as equações que regem este fenômeno são complexas.

Para a simulação da câmara de combustão da Solar Turbines, modelo T-64T-32, foi realizada a simulação com os seguintes critérios de convergência descritos na Tabela 8. Estes valores foram escolhidos inicialmente para verificar a possibilidade de convergência.

Tabelas 8 - Critérios de convergência.

Critério	Valor
Erro alvo	10^{-6}
Número de iterações	1000

7.6.3 CÂMARA COM CHAMA DIFUSA COM GÁS NATURAL

É importante salientar que a análise dos gráficos de convergência também está ligada aos resultados experimentais. Quando o erro alvo não é atingido, porém a curva de convergência está estável em torno de um valor próximo ao estipulado, pode-se fazer uma comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais, para a verificação da adequação do resultado. No caso da simulação da câmara da Solar Turbine a comparação não foi feita, pois não se tem resultados experimentais.

Serão apresentados os resultados obtidos nas simulações da câmara da dissertação de RODRIGUES (2009) para uma chama difusa utilizando o gás natural como combustível.

A análise realizada refere-se à aerodinâmica da câmara de combustão, utilizando ar nas entradas de ar e de combustível, com os valores das vazões em massa previamente calculados.

Na Figura 38 são mostrados os vetores e valores da velocidade ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3. Através do estudo aerodinâmico, RODRIGUES (2009) observou a ancoragem da chama na zona primária, o que possibilita a recombinação dos elementos

poluentes formados na região da chama, para valores dentro dos limites permitidos de emissão. Observaram-se recirculações próximas as paredes, criando um filme de resfriamento, evitando assim que as paredes fossem submetidas a temperaturas elevadas.

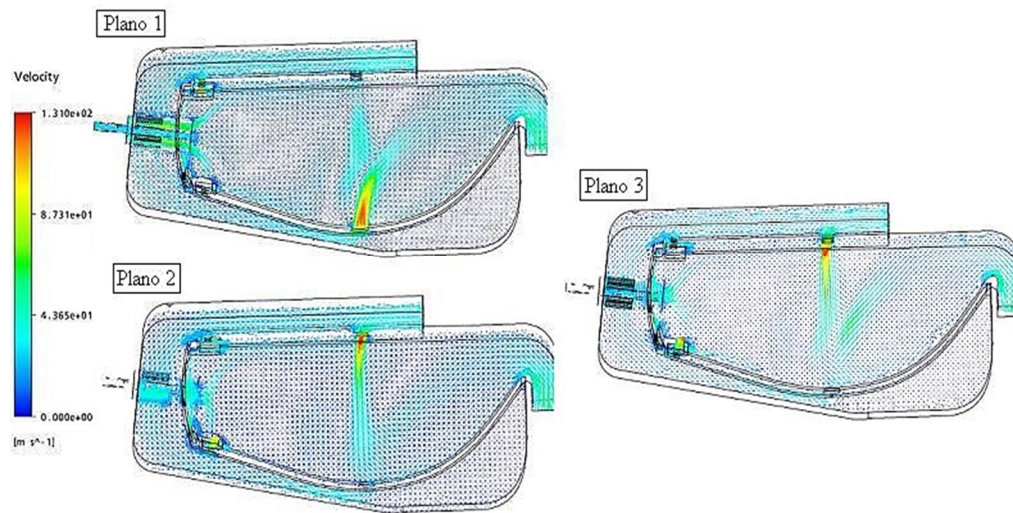


Figura 38 - Vetores e intensidade da velocidade ao longo de planos longitudinais.
RODRIGUES (2009)

Por meio das análises das linhas de corrente do fluxo de ar e de combustível, representativas do escoamento presentes na Figura 39, pode-se observar a concentração da chama no centro da região de combustão, ou zona primária, sendo o ar e o combustível misturados nesta região.

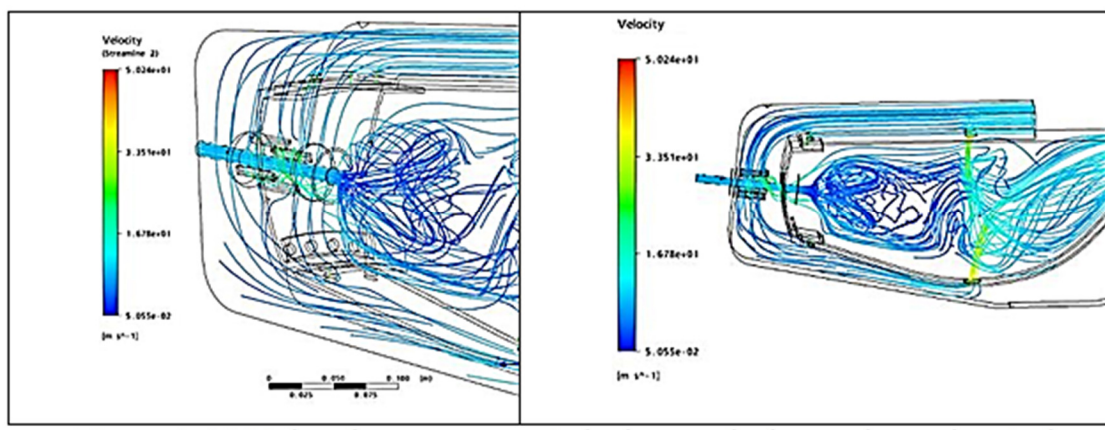


Figura 39 - Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível. RODRIGUES
(2009)

A Figura 40 apresenta os perfis de distribuição de temperatura. Rodrigues (2009) observou que uma área maior com alta temperatura para a chama difusa. Observou-se que o valor máximo da temperatura é de 1.480 K para chama difusa.

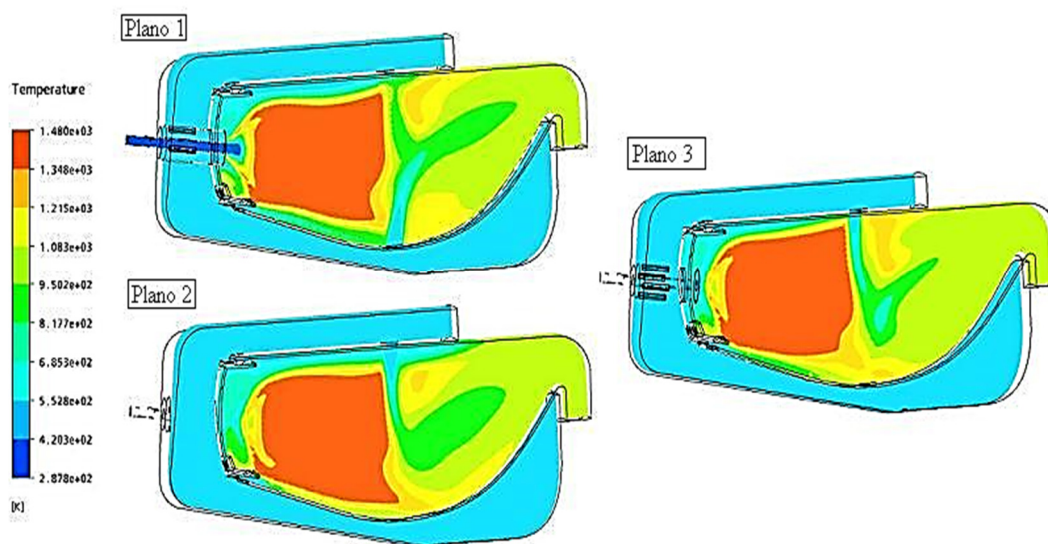


Figura 40 - Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais. RODRIGUES (2009)

Na Figura 41 é apresentado o perfil de temperatura no plano de saída da câmara de combustão. Observa-se que se tem um perfil uniforme de temperatura na saída câmara, sendo seu valor médio igual a 991 K, ou seja, 718 °C. Deve-se verificar este valor, pois valores inferiores a 850°C na entrada da turbina diminuem o rendimento do ciclo.

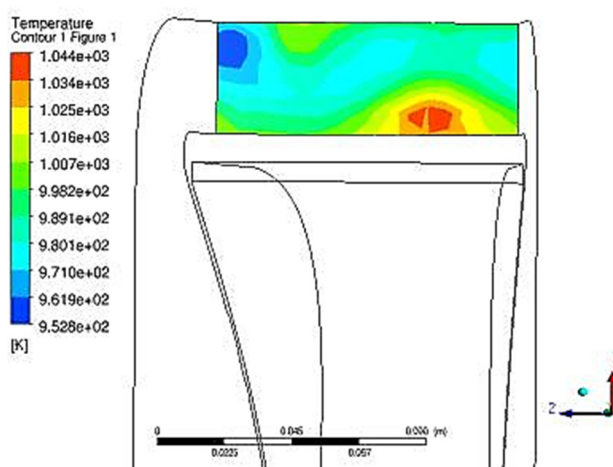


Figura 41 - Distribuição de temperatura na saída da câmara de combustão. RODRIGUES (2009)

De acordo com RODRIGUES (2009), observou-se o valor máximo de temperatura igual a 1.480 K na distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama na Figura 42.

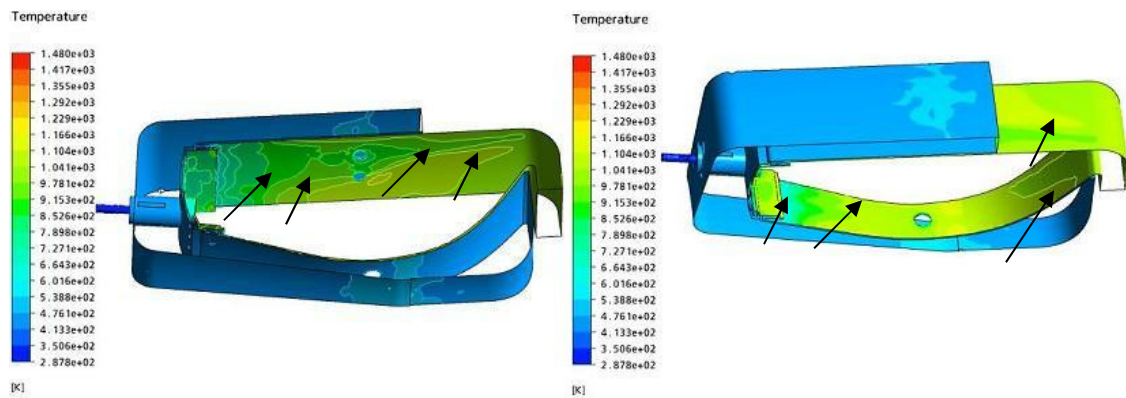


Figura 42 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. RODRIGUES (2009)

A variação de temperatura nas paredes também deve ser analisada, pois a fadiga térmica pode causar danos irreversíveis no material.

CAPÍTULO 8

CÂMARA COM CHAMA DIFUSA COM BFG

Neste capítulo serão apresentadas as simulações da câmara de combustão utilizando o BFG como combustível e a análise dos perfis de distribuição de temperatura dos resultados obtidos.

8.1 INTRODUÇÃO

Nesta etapa do trabalho foram realizadas simulações substituindo o combustível original de projeto (gás natural) por um gás de baixo Poder Calorífico, o BFG como combustível. O BFG como mencionado anteriormente é um gás combustível residual do processo do Alto Forno. O BFG é composto essencialmente de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂) e Nitrogênio (N₂), por isso é um gás de baixo poder calorífico. Este poder calorífico está diretamente ligado a concentração de monóxido de carbono (CO) existente na mistura e esta quantidade de CO é função do processo operacional do Alto Forno. Para a simulação da câmara de combustão da Solar Turbines foi utilizado BFG como combustível, cujas composições podem ser encontradas na Tabela 9.

Tabela 9 – Dados de análise cromatográfica TKCSA.

Composição 1 (Projeto)	Composição 2	Composição 3
CO - 23,8%	CO - 19,8%	CO -26,86%
CO₂ - 22,8%	CO ₂ - 24,46%	CO ₂ - 15,61%
N₂ - 48,2%	N ₂ - 50,87%	N ₂ - 52,34%
H₂ - 5,2%	H ₂ - 4,53%	H ₂ - 3,83%
O₂ - 0%	O ₂ - 0,86%	O ₂ - 1,36%
PCI – 3505 kJ/Nm³	PCI – 2926 kJ/Nm ³	PCI – 3809 kJ/Nm ³
Densidade – 1,349 kg/Nm³		

Foram realizadas 6 simulações com a utilização do BFG a fim de avaliar o comportamento da combustão e comparar com os resultados obtidos na simulação utilizando Gás Natural, utilizando-se a mesma geometria para chama difusa.

Com estas análises é possível verificar as consequências da troca de combustível sem a alteração da geometria da câmara.

8.2 DETERMINAÇÃO DA MASSA DE COMBUSTÍVEL

Nesta etapa foram calculadas as massas de combustível para três que foram utilizados nas simulações considerando uma geração de 600 kW (potência máxima da microturbina) para as composições utilizadas do gás BFG.

A quantidade de Gás Natural utilizada na simulação de Rodrigues (2009) serviu de referência para base de cálculo.

Foram realizadas 6 simulações conforme descritas a seguir:

Simulação 1

Utilizada a composição 1 de BFG, a vazão mássica de combustível calculada foi 0,3856 kg/s e a vazão de ar total disponível do compressor 4,288 kg/s.

Simulação 2

Utilizada a composição 1 de BFG a vazão mássica de combustível calculada foi 0,3856 kg/s e realizado ajuste da massa de ar total para esta massa de combustível, a vazão de ar calculada foi 1,0 kg/s, mantendo a proporcionalidade de ar estequiométrico.

Simulação 3

Utilizada a composição 2 de BFG, a vazão mássica de combustível calculada foi 0,4618 kg/s e realizado ajuste da massa de ar total para esta massa de combustível, a vazão mássica de ar calculada foi 0,84 kg/s, mantendo a proporcionalidade de ar estequiométrico.

Simulação 4

Utilizada a composição 3 de BFG, a vazão mássica de combustível calculada foi 0,3547 kg/s e realizado ajuste da massa de ar total para esta massa de combustível, a vazão mássica de ar calculada foi 1,05 kg/s mantendo a proporcionalidade de ar estequiométrico.

Modificação na fração mássica de combustível

Conforme analisado, as temperaturas médias calculadas na saída da câmara de combustão nas simulações 1,2,3 e 4 foram entorno de 1250 K ou 977 °C, valor muito superior ao calculado na análise de ciclo (850 °C) para manter o desempenho. Para resolver este

problema, foi então reduzida a quantidade de combustível fornecida ao processo de combustão.

Com o objetivo de solucionar este problema, foram então realizadas mais duas simulações: Uma simulação utilizando 10% da massa de combustível fornecida ao processo de combustão na simulação 2, considerando a composição 1 de BFG e mantendo a proporcionalidade da vazão de ar estequiométrico.

A outra simulação utilizou a mesma vazão mássica de Gás Natural usada na dissertação da autora RODRIGUES (2009) para o BFG igual a 0,08 kg/s para tentar obter um melhor comportamento das características da chama.

Simulação 5

Utilizado a composição 1 de BFG, a vazão mássica de combustível utilizado foi 10% da massa calculada na simulação 2, ou seja, 0,03856 kg/s e realizado ajuste da massa de ar total para esta massa de combustível, a vazão mássica de ar calculada foi 0,10 kg/s, mantendo a proporcionalidade de ar estequiométrico.

Simulação 6

Utilizou-se a composição 1 de BFG e a vazão mássica de BFG utilizada foi a mesma utilizada na simulação com gás natural realizada por Rodrigues, (2009), foi de 0,080 kg/s e a vazão mássica de ar total disponível do compressor 4,288 kg/s.

A Tabela 10 apresenta os valores de massa e o PCI do combustível; e da massa de ar utilizado nas simulações:

Tabela 10 – Dados de entrada das simulação.

Simulações	Vazão de Combustível (kg/s)	PCI (kJ/Nm³)	Vazão de Ar (kg/s)
Simulação 1	0,3856	3505	4,288
Simulação 2	0,3856	3505	1,000
Simulação 3	0,4618	2926	0,840
Simulação 4	0,3547	3809	1,050
Simulação 5	0,0385	3505	0,100
Simulação 6	0,080	3505	4,288

8.3 ANÁLISES DE RESULTADOS

8.3.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 1

Na Figura 43 apresenta os vetores e os valores da velocidade. Verifica-se uma velocidade menor próxima do bico injetor, logo não se observa uma área bem definida de recirculação entre a região do bico injetor e os orifícios de diluição. Isto faz que não se tenha uma chama ancorada, a combustão ocorrerá na região de diluição.

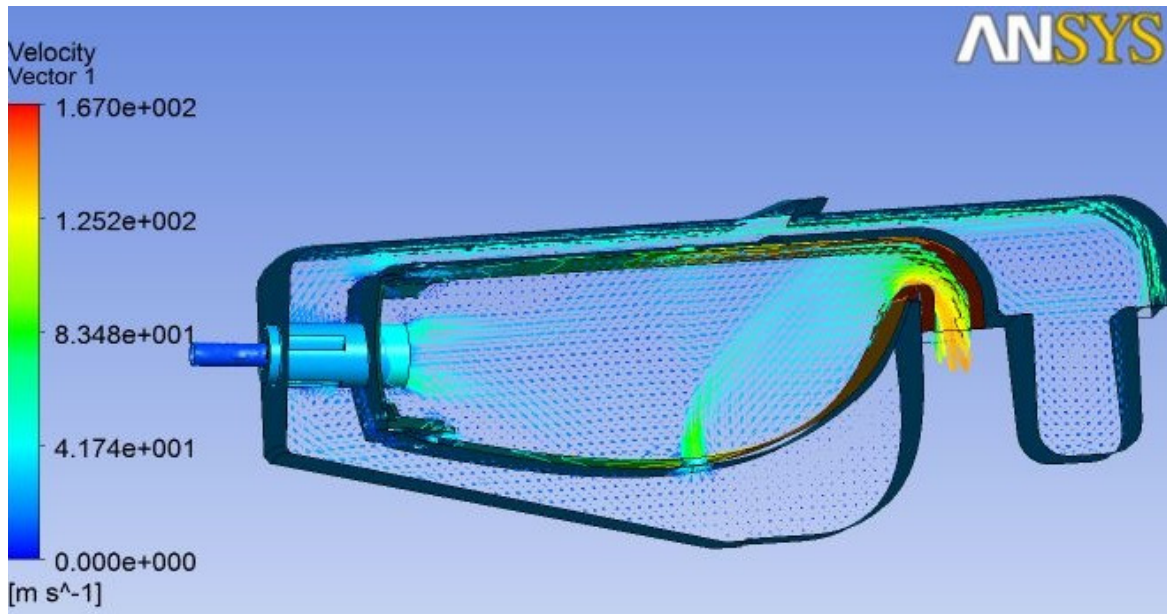
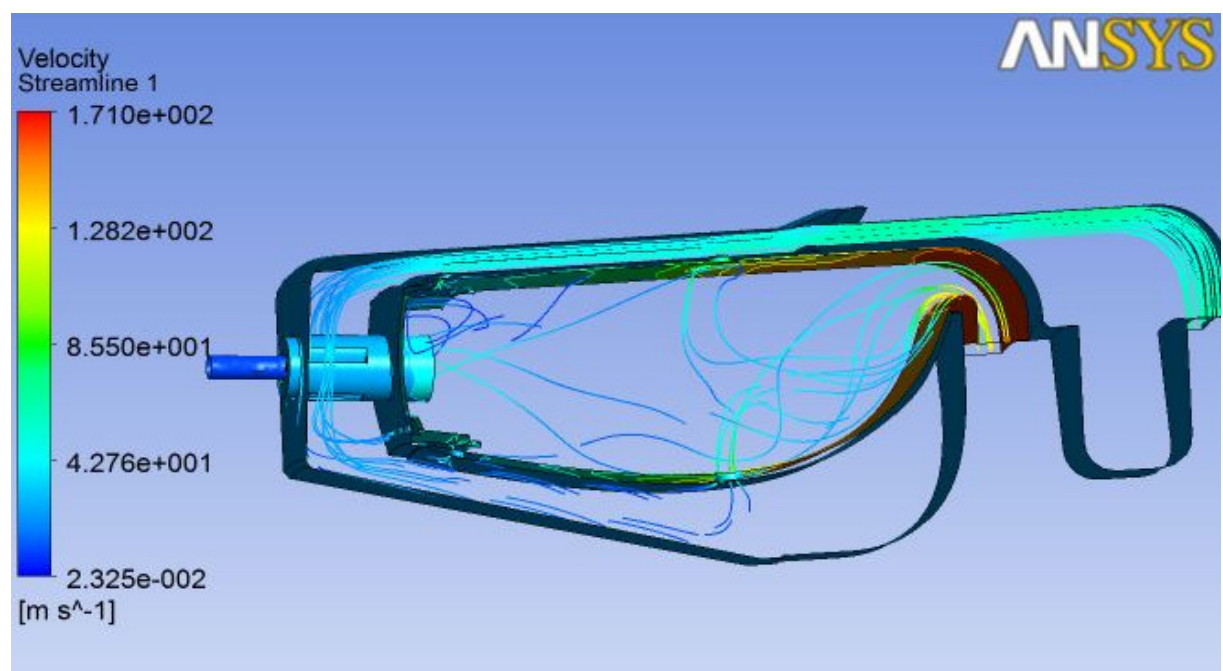
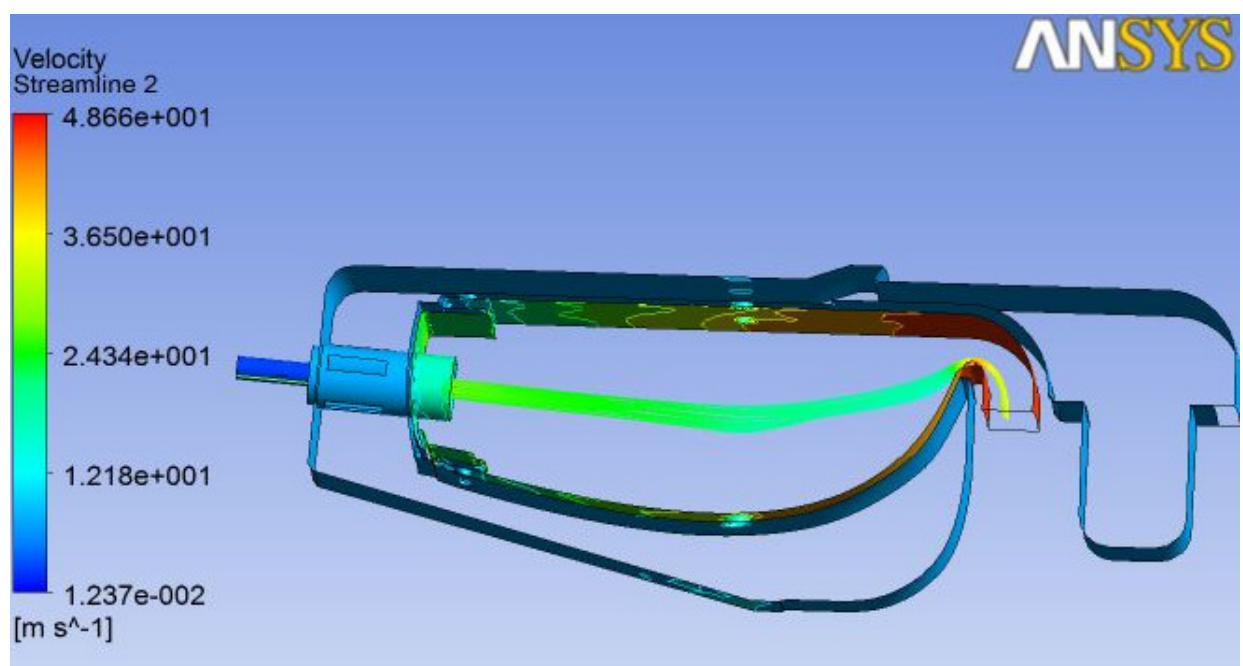


Figura 43 - Vetores de velocidade

Na figura 44, foi realizada a análise das linhas de correntes de ar e de combustível, pode-se verificar o percurso de ar e principalmente do combustível, em toda área da câmara de combustão. A chama não ficará ancorada na região primária, pois se observa o fluxo de combustível se prolongar até a saída do tubo, região onde ocorrerá a chama. Isto indica que a maior parte do combustível não será queimada.



Linhas de correntes de ar



Linhas de correntes de combustível

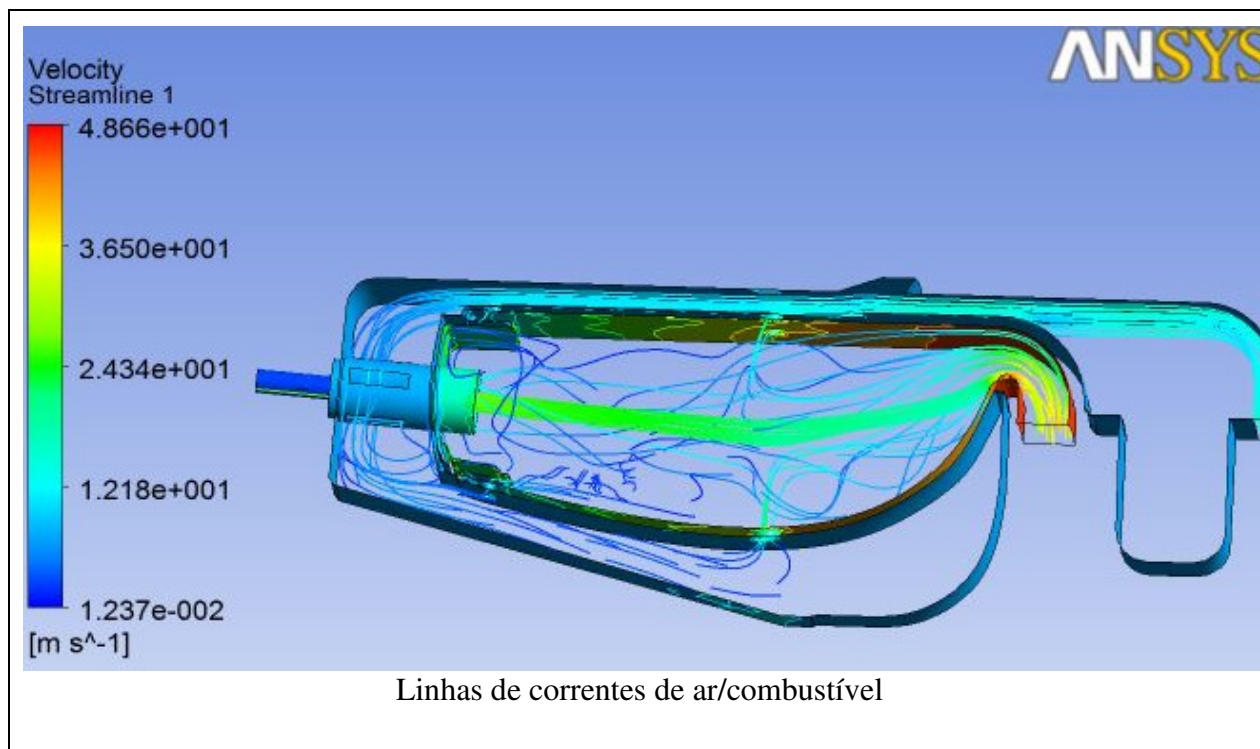


Figura 44 - Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.

A vazão mássica de BFG utilizada foi é muito maior que a vazão utilizada com o gás natural, devido a diferença do poder calorífico. As linhas de corrente apresentam uma velocidade maior que quando comparado com o gás natural. A velocidade média de fluxo BFG é de 42,7 m/s e observam-se as maiores velocidades na saída do tubo entorno de 171 m/s, o que justifica a extensão do comprimento da chama.

De acordo com RODRIGUES (2009), através do acompanhamento do fluido desde a entrada de ar oriundo do compressor até a saída do tubo, pode se verificar a capacidade de resfriamento das partes metálicas devido a formação uma camada protetora, de um filme de ar, impedindo que os gases da combustão se choquem com as paredes.

A análise foi realizada considerando apenas o escoamento dos fluídos dentro da câmara sem considerar a combustão. Agora a análise será realizada incluindo a combustão, o escoamento dos gases no interior da câmara é alterado, pois as altas temperaturas alteram a massa específica dos gases.

De acordo RODRIGUES (2009), a análise de vários planos de perfis de temperatura dentro do domínio estudado é de extrema importância para um completo entendimento do que acontece durante o fenômeno da combustão e a influência em todas as regiões da câmara. Por este motivo, foram traçados vários planos, sobre os quais foram gerados os perfis de temperatura. Esses planos são descritos da seguinte forma: O plano longitudinal 1 é o plano

central, o plano longitudinal 2 está à esquerda do plano central e o plano longitudinal 3 está a direita do plano central. Conforme ilustrado na Figura 45.

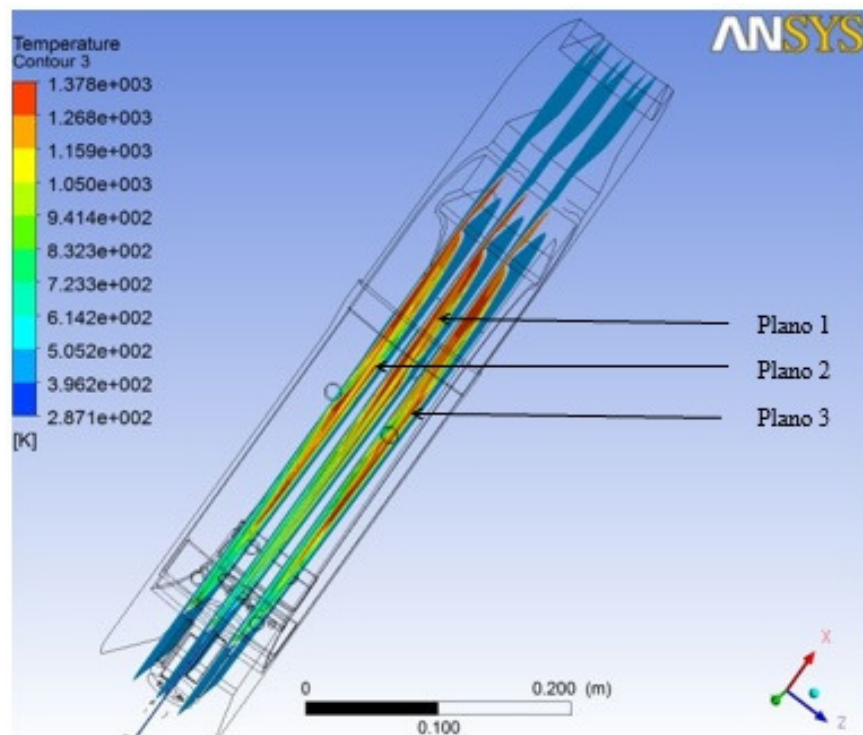
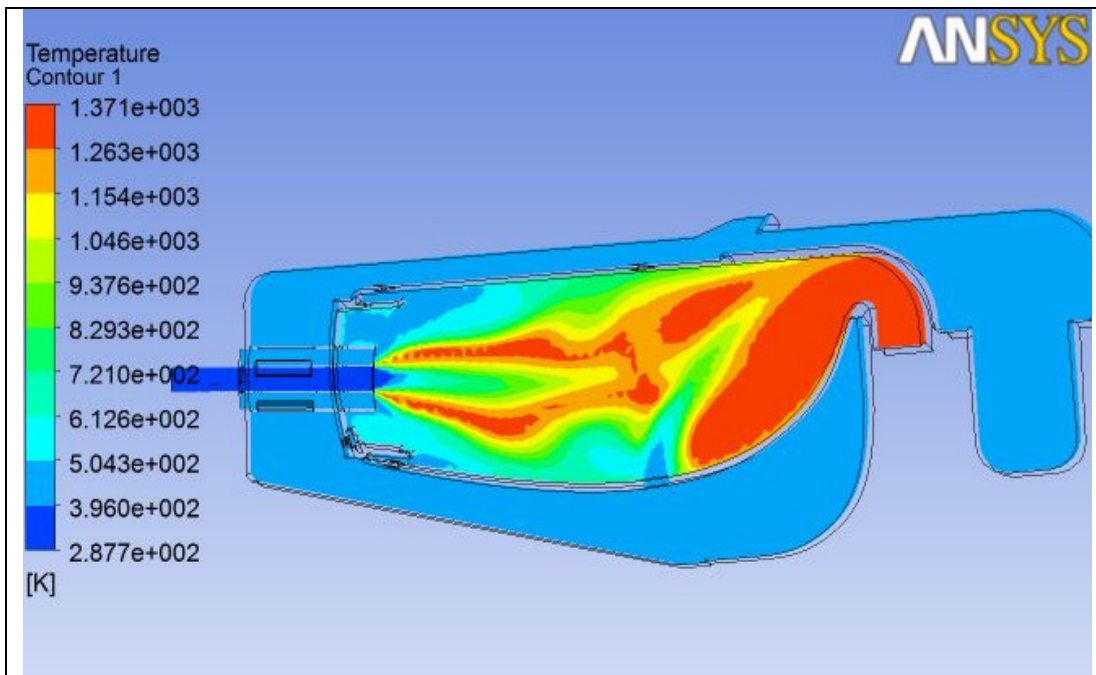


Figura 45 - Identificação dos planos longitudinais 1,2 e 3

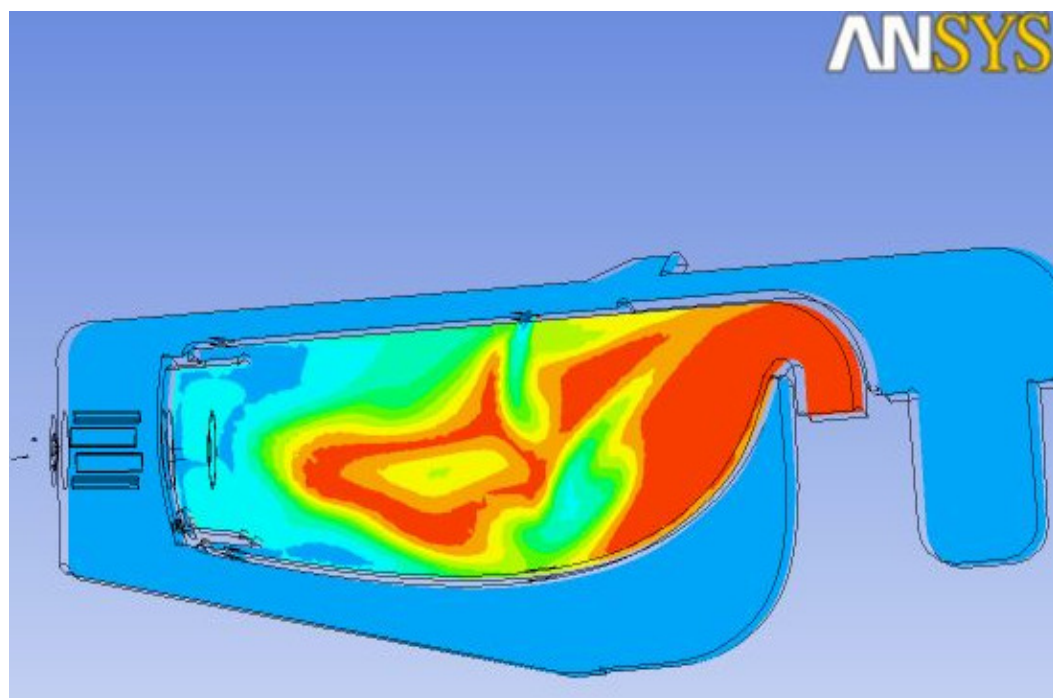
A temperatura está diretamente ligada à eficiência da turbina a gás, assim como, à emissões de poluentes.

Por meio da Figura 46, são ilustrados os três planos longitudinais 1,2 e 3 de distribuição de temperatura no interior da câmara de combustão. Nestes planos de temperatura, ilustrados na Figura 46, observar-se que quando o BFG é utilizado como combustível, a chama não está ancorada na região primária. O comprimento da chama está ocupando praticamente toda área da câmara e se estende em direção à entrada da turbina, quando comparada a chama do Gás Natural. Este comportamento era esperado devido ao aumento da vazão mássica de combustível para manter a mesma geração de energia.

A temperatura máxima no interior do tubo de chama é de 1371 K, com uma temperatura média 460K.



Plano Longitudinal 1



Plano Longitudinal 2

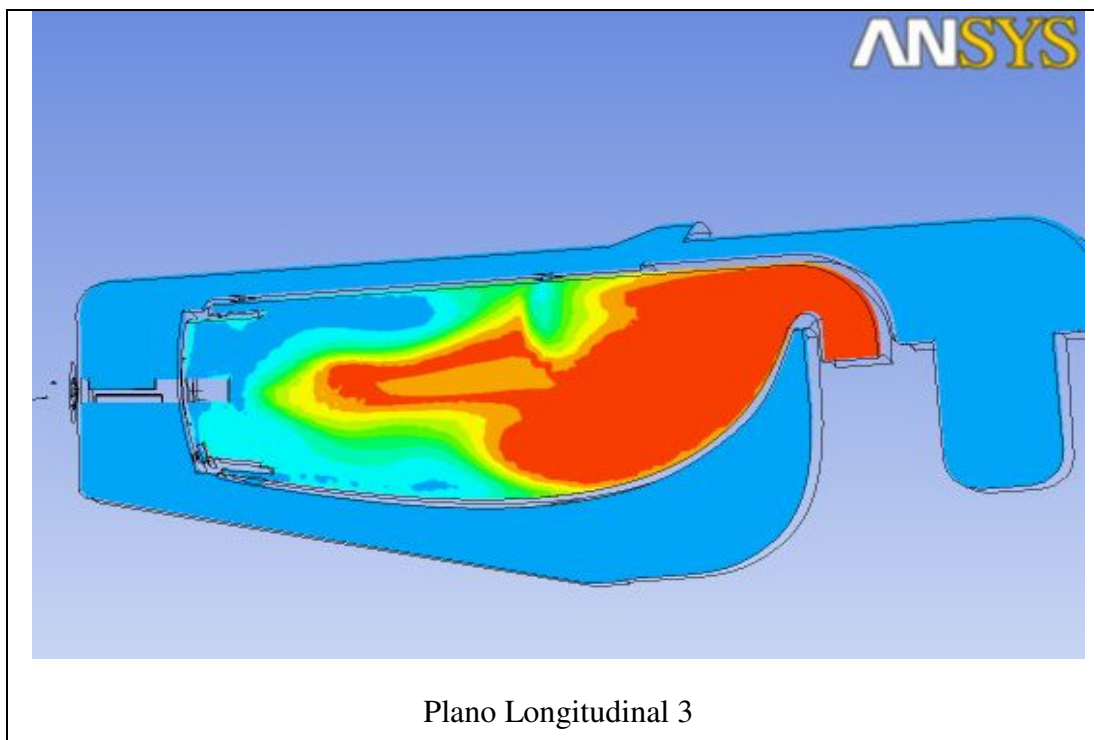


Figura 46 - Perfis de distribuição de temperatura longitudinais do interior da câmara de combustão

Este prolongamento do comprimento da chama associado à alta temperatura registrada na saída da câmara de combustão pode causar danos a camada de revestimento do primeiro conjunto de palhetas da entrada da turbina. Na Figura 47, observa-se que a temperatura média no plano na saída da câmara de combustão é de 1346 K ou 1073°C, valor muito superior ao calculado na análise de ciclo (850 °C). Como já era esperada, a massa de combustível injetada para manter a mesma geração de energia ocupa toda área da câmara de combustão. Ajustes desta massa de combustível seriam necessários para adequar a chama de modo a melhorar o perfil do escoamento no interior da câmara para esta nova condição de operação.

O perfil da temperatura dos gases na saída da câmara deve ser tal que não prejudique a turbina, provocando o superaquecimento e uma posterior falha por fadiga térmica. É possível evitar tais problemas com a correta distribuição de ar com os gases da combustão na zona de diluição e aumentando a turbulência do escoamento.

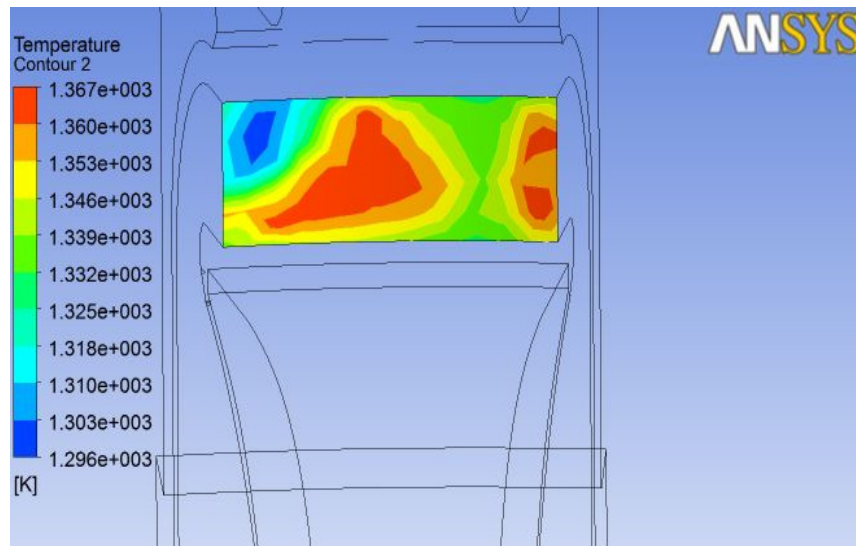


Figura 47 - Distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão

Como a chama não está ancorada, não há uma diluição eficiente e recombinação dos gases produtos da combustão, o que favorece o aumento das emissões de CO e a emissão de combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida.

A Figura 48 apresenta a distribuição de temperatura nas paredes de todo o domínio estudado, em destaque o tubo de chama. As paredes do tubo de chama estão sujeitas a temperaturas mais elevadas, principalmente na região superior e inferior próximo a saída da câmara, onde há uma região de temperatura igual a 1347 K. Observa-se uma variação de temperatura ($\Delta T = 1059$ K). Esta variação de temperatura no material do tubo de chama pode causar de fadigas térmicas.

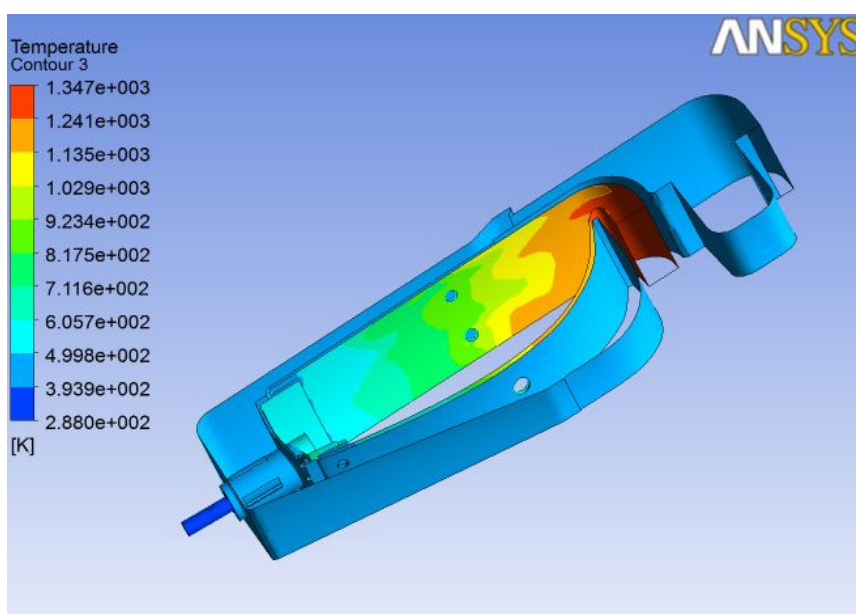


Figura 48 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.

8.3.2 RESULTADOS SIMULAÇÃO 2

Na Figura 49 são apresentados os vetores e os valores da velocidade. Semelhante a simulação 1, observa-se uma velocidade menor próxima do bico injetor, logo não se observa uma área bem definida de recirculação entre a região do bico injetor e os orifícios de diluição. Da mesma forma, a chama não ficará ancorada, a combustão ocorrerá na região de diluição. Os gases de combustão não serão diluídos uniformemente com o ar de resfriamento, portanto haverá alta temperatura no interior do tubo de chama e neste caso, também nas paredes do tubo de chama e na saída da câmara.

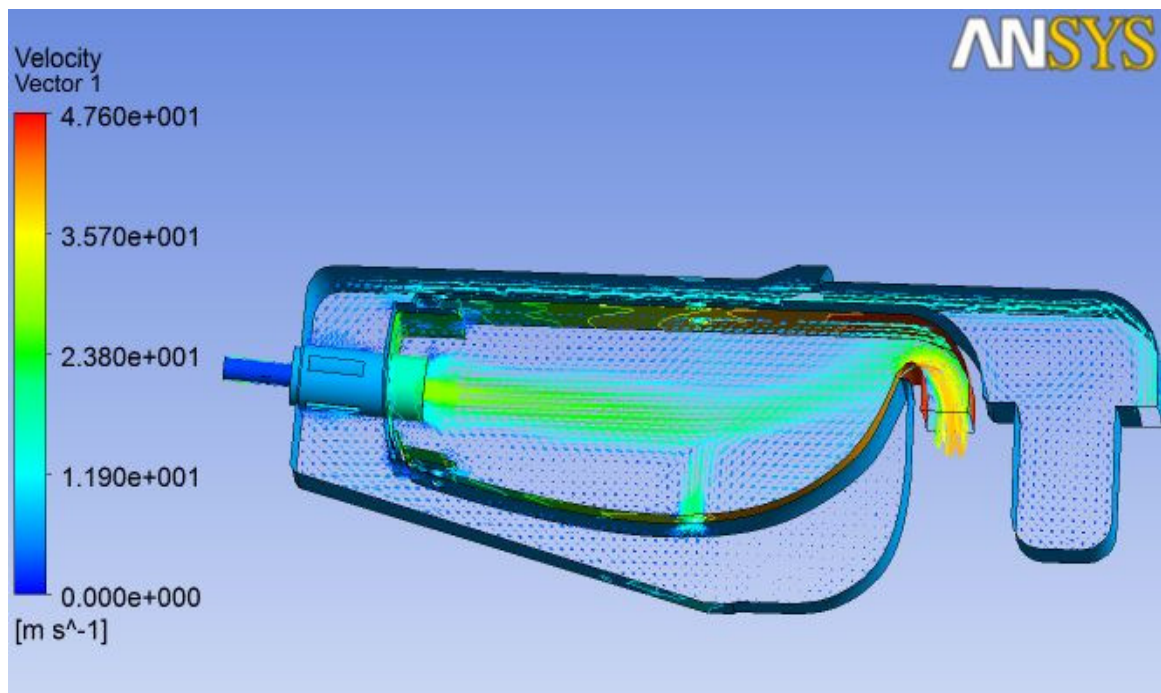
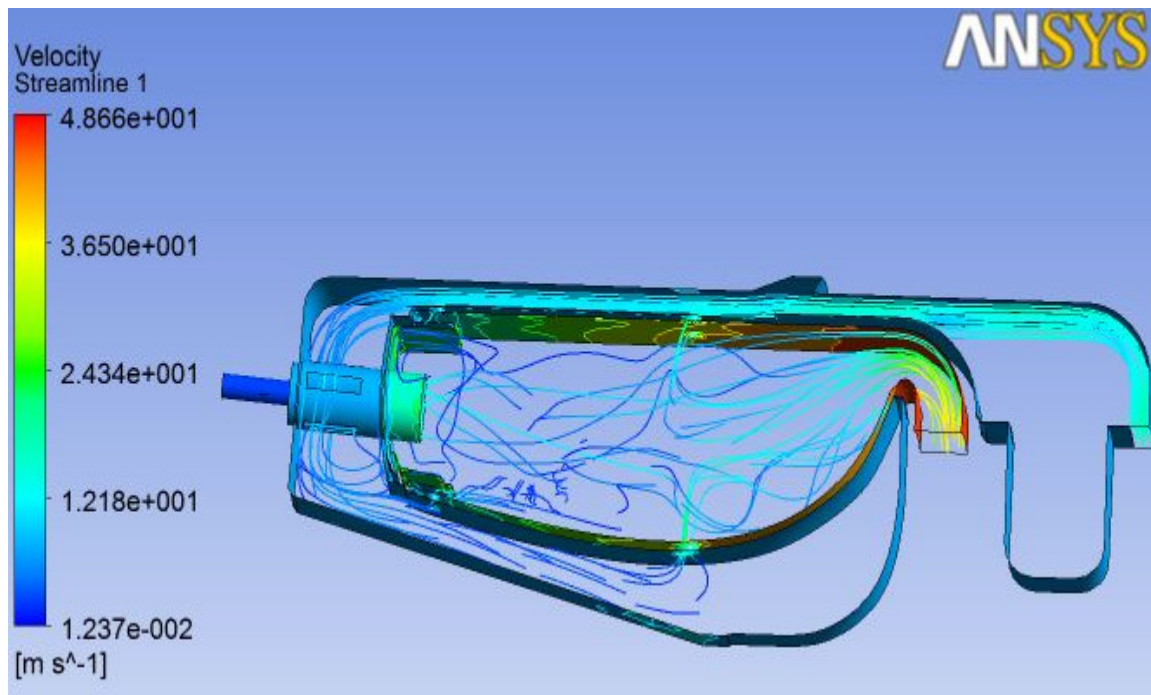


Figura 49 - Vetores de velocidade

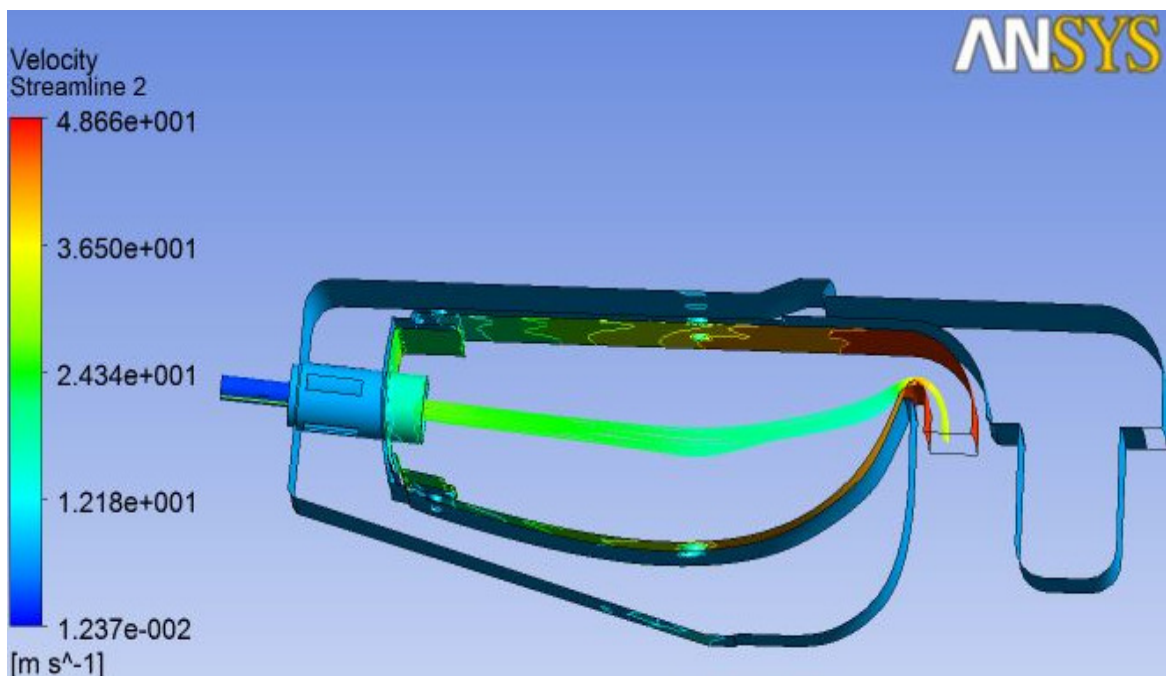
Na Figura 50, foi realizada a análise das linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível. Como observado na simulação 1, o fluxo de combustível se estende até a saída do tubo, logo a chama não ficará ancorada na região primária. Da mesma forma, apenas uma parte do combustível será queimada na zona primária e a outra parte do combustível não será queimada. Também se pode supor uma maior emissão de poluentes.

As linhas de corrente apresentam menores velocidades que quando comparado com a simulação 1. Na simulação 2, houve redução do fluxo de ar de entrada vindo do compressor, sendo que a quantidade de ar foi proporcional a quantidade de combustível injetado, ou seja, foi feita novamente a estequiometria da equação de combustão.

Também se pode verificar que o fluxo de combustível se prolonga até a entrada da turbina, logo a chama não ficará ancorada na região primária. Pela mesma razão, a maior parte do combustível não será queimada e pode-se supor uma emissão de CO e poluentes.



Linhas de correntes de ar



Linhas de correntes de combustível

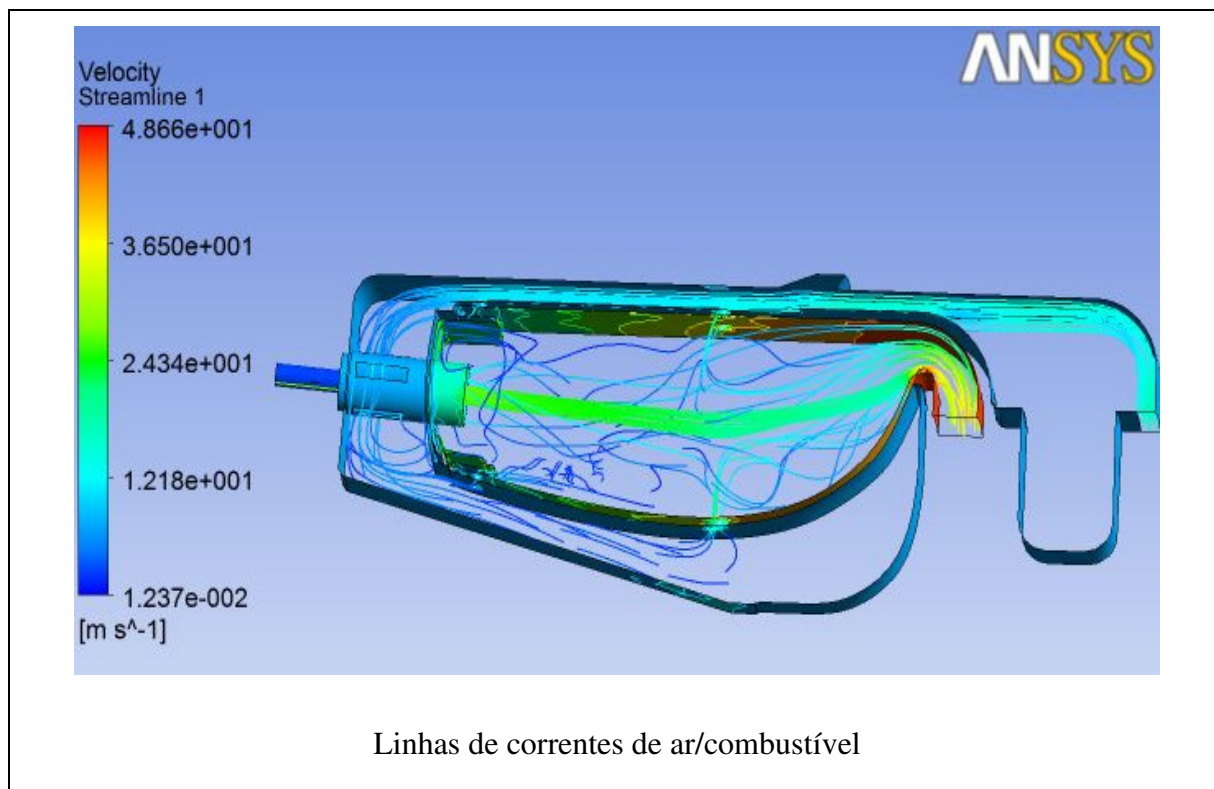
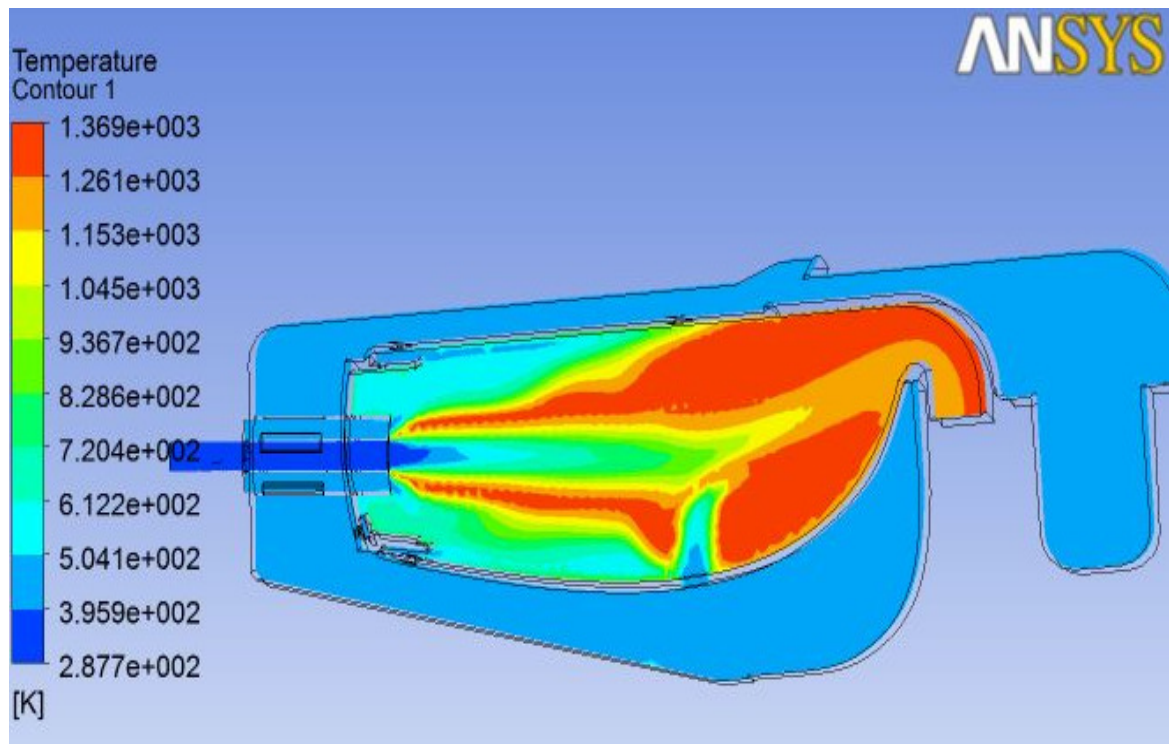


Figura 50 - Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.

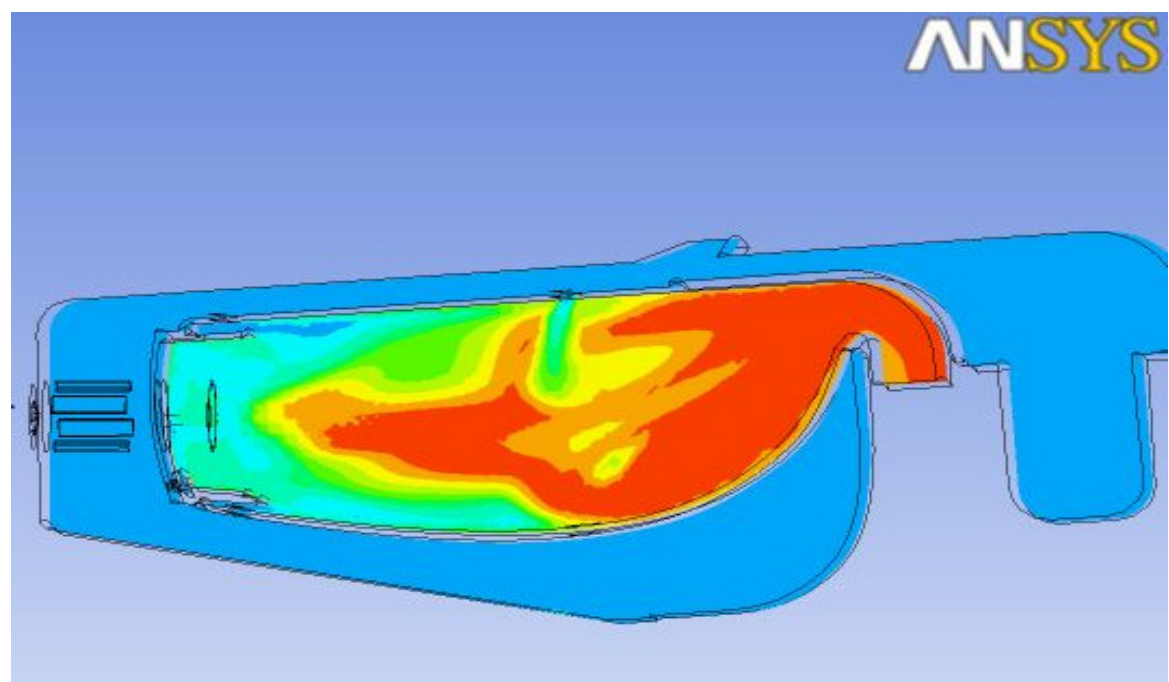
Na Figura 51 são ilustrados os três planos longitudinais de distribuição de temperatura no interior da câmara de combustão. Conforme a simulação 1, as temperaturas no interior da câmara são praticamente idênticas, a temperatura máxima no interior do tubo de combustão é de 1369 K.

Também se observar que a chama de BFG não está ancorada na região primária e se estende em direção à entrada da turbina, ocupando praticamente toda área da câmara. Como comentado anteriormente, este comportamento era esperado devido a maior quantidade de combustível utilizado, fazendo com que a velocidade de injeção seja maior.

Conforme analisado na simulação 1, a temperatura máxima na saída da câmara de combustão é de 1346 K ou 1073 °C, conforme ilustrado na Figura 52 e a temperatura média na saída da câmara é 1256 K ou 983°C, uma temperatura superior ao valor calculado na análise de ciclo (850 °C), termodinamicamente esta temperatura fornece maior eficiência ao ciclo, mas entretanto observa-se que há picos de chama atingindo a entrada da turbina, o que pode causar sérios danos ao primeiro conjunto de palhetas. Como mencionado, a massa de combustível injetada para manter a mesma geração de energia ocupa toda área da câmara de combustão. Ajustes desta massa de combustível são necessários para adequar a chama de modo que fique contida na região primária sem causar danos a turbina.



Plano Longitudinal 1



Plano Longitudinal 2

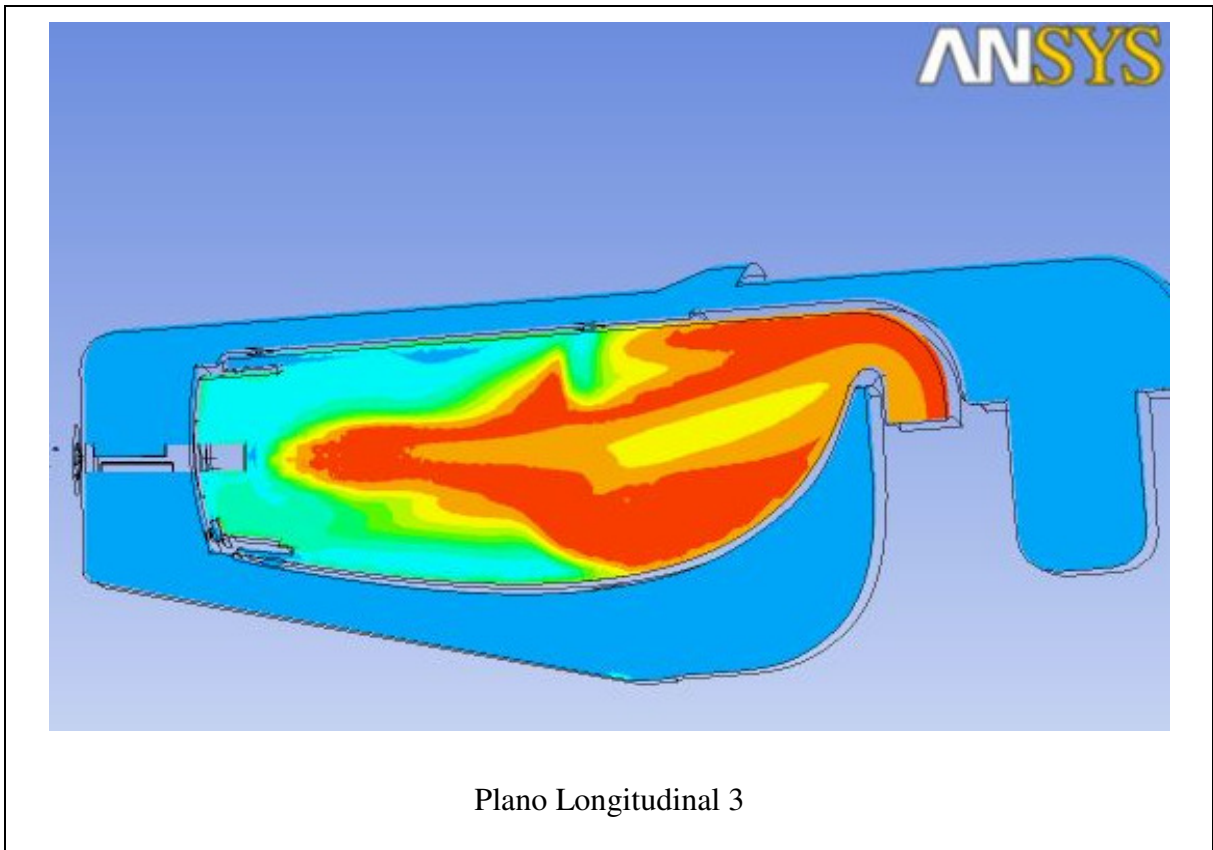


Figura 51- Perfis de Distribuição de Temperatura do interior da câmara de combustão ao longo dos planos Longitudinais 1, 2 e 3.

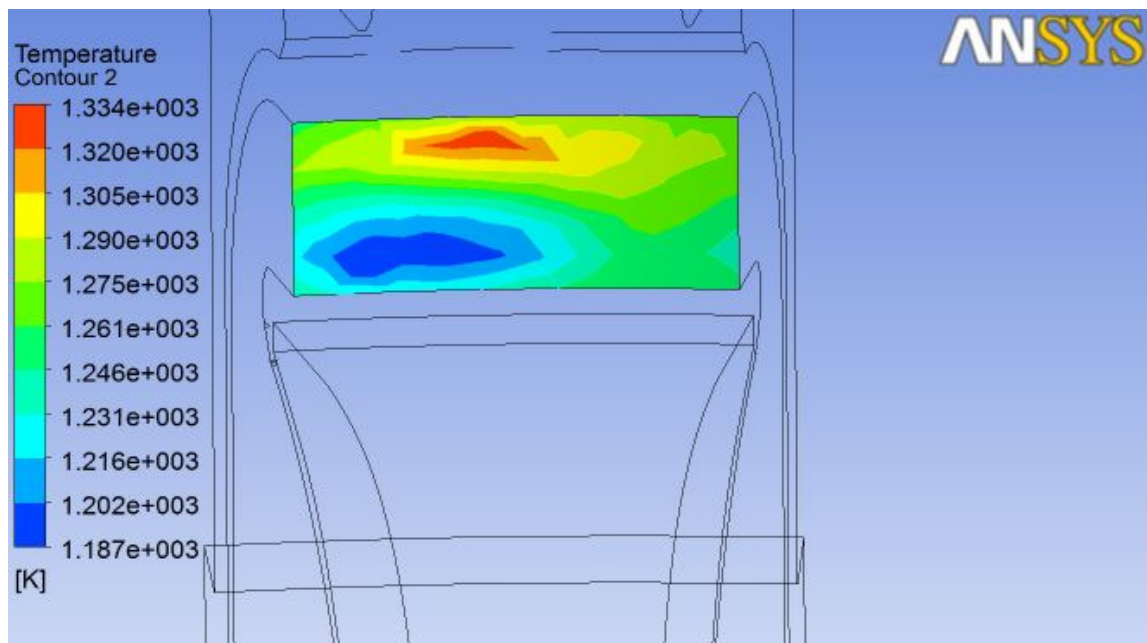


Figura 52 - Distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão.

Como a chama não está ancorada, não há uma diluição eficiente e recombinação dos gases produtos da combustão, o que favorece o aumento das emissões de CO e a emissão de combustível não queimado.

A Figura 53 apresenta o perfil de temperatura nas paredes do tubo de chama. As paredes do tubo de chama estão sujeitas a temperaturas mais elevadas, como na simulação 1, na região superior e inferior próximo a saída da câmara, a temperatura máxima registrada é 1278 K. Também se observa uma variação de temperatura ($\Delta T = 990$ K) no material do tubo de chama que pode causar fadigas térmicas.

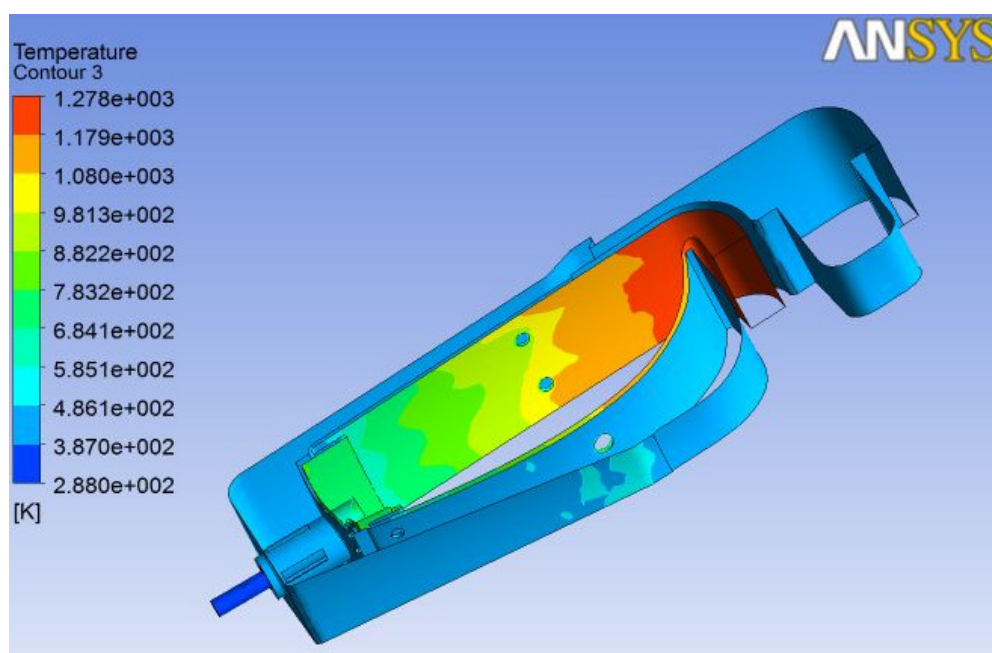


Figura 53 - Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.

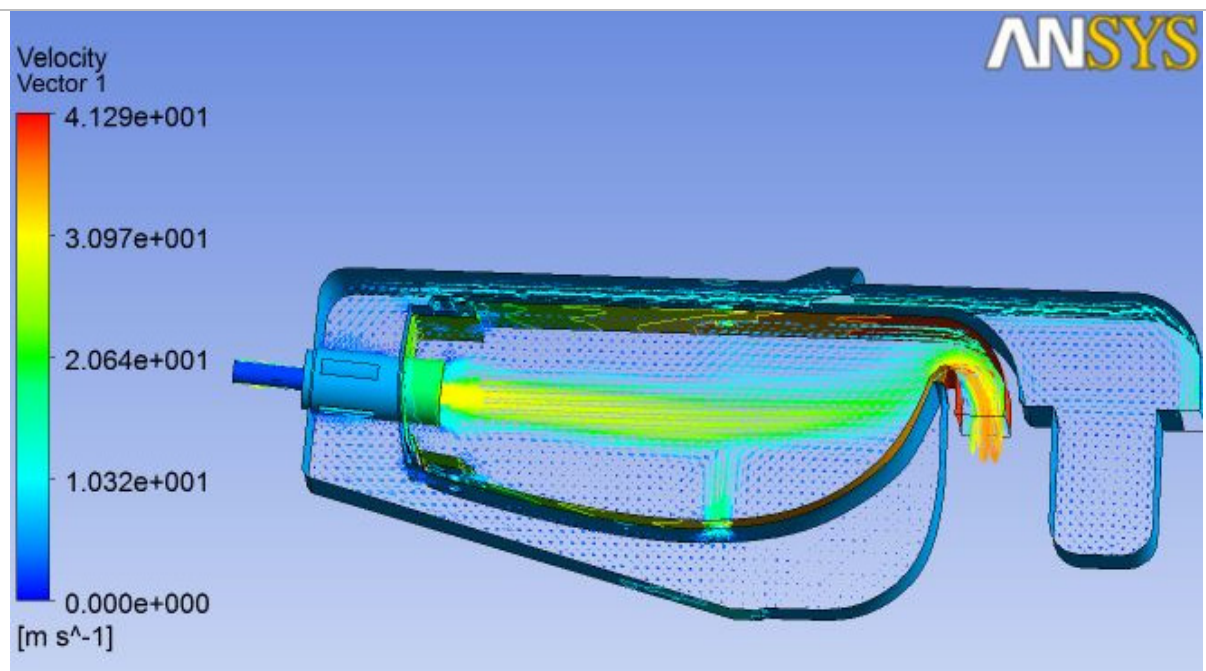
8.3.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES 3 E 4

Como as simulações foram realizadas com BFG que diferenciam no valor de PCI consequentemente devido a sua composição. Por este motivo as simulações 3 e 4 apresentam apenas uma pequena diferença na vazão mássica de BFG e de ar utilizado, mantendo sempre a proporcionalidade da estequiometria da combustão, quando comparada a simulação 2. As características da chama e os resultados dos perfis de temperatura do interior do tubo, nas paredes e na saída da câmara de combustão são muito semelhantes.

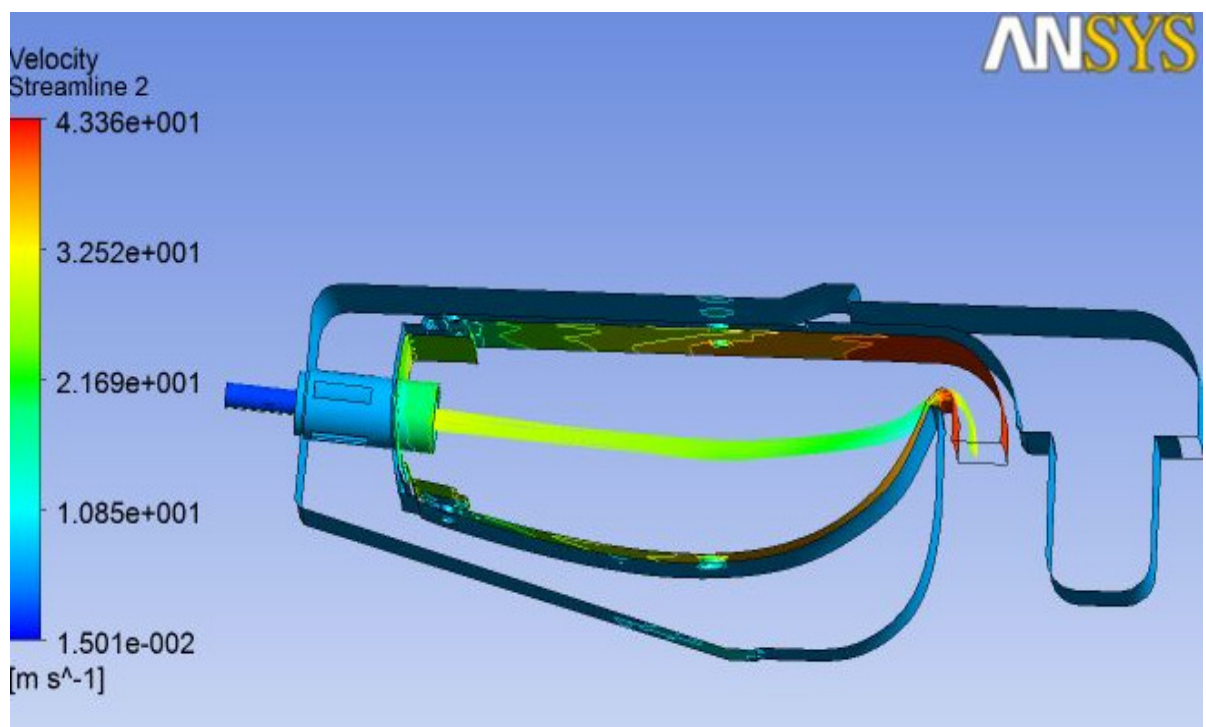
Por este motivo as análises e os comentários realizados na simulação 2 podem ser completamente aplicados para as simulações 3 e 4.

Na Figura 54 são mostradas as imagens referentes às simulações 3.

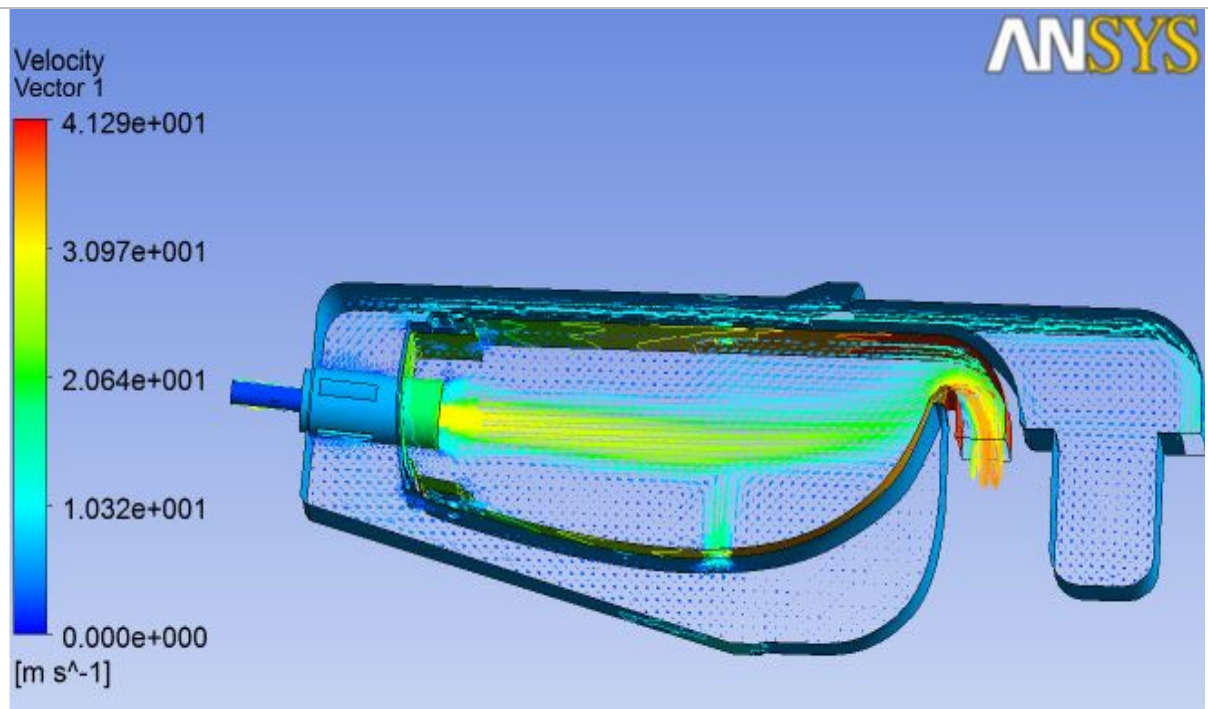
Simulação 3



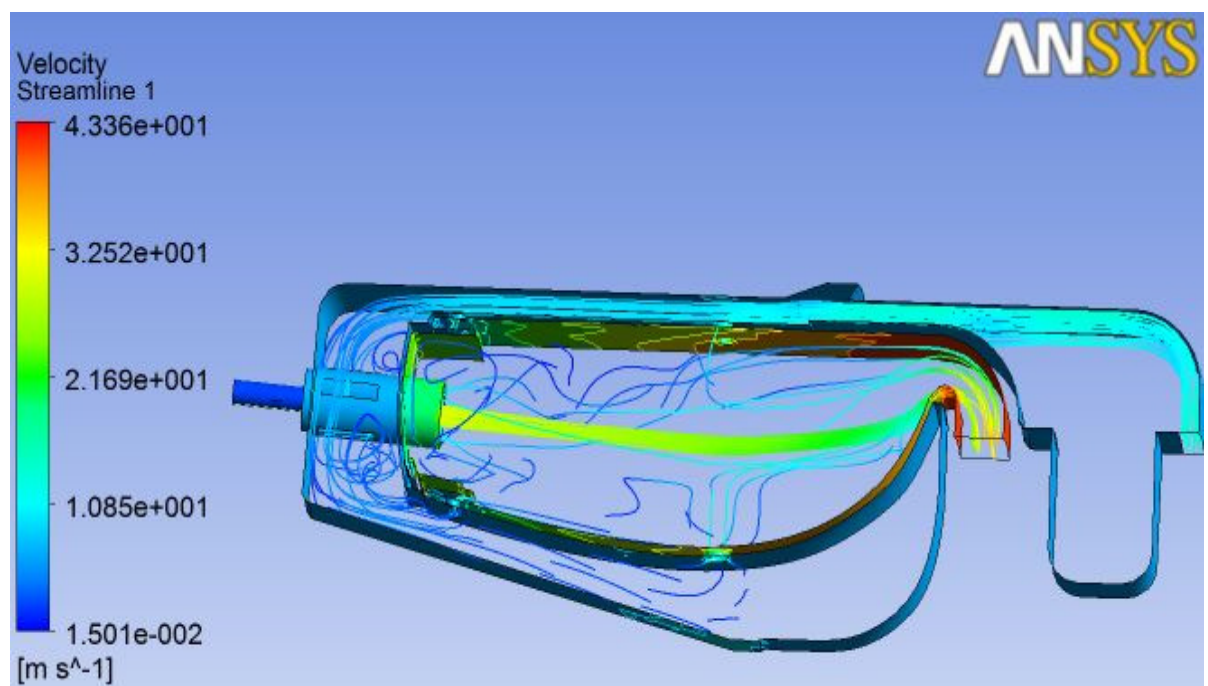
Vetor Velocidade



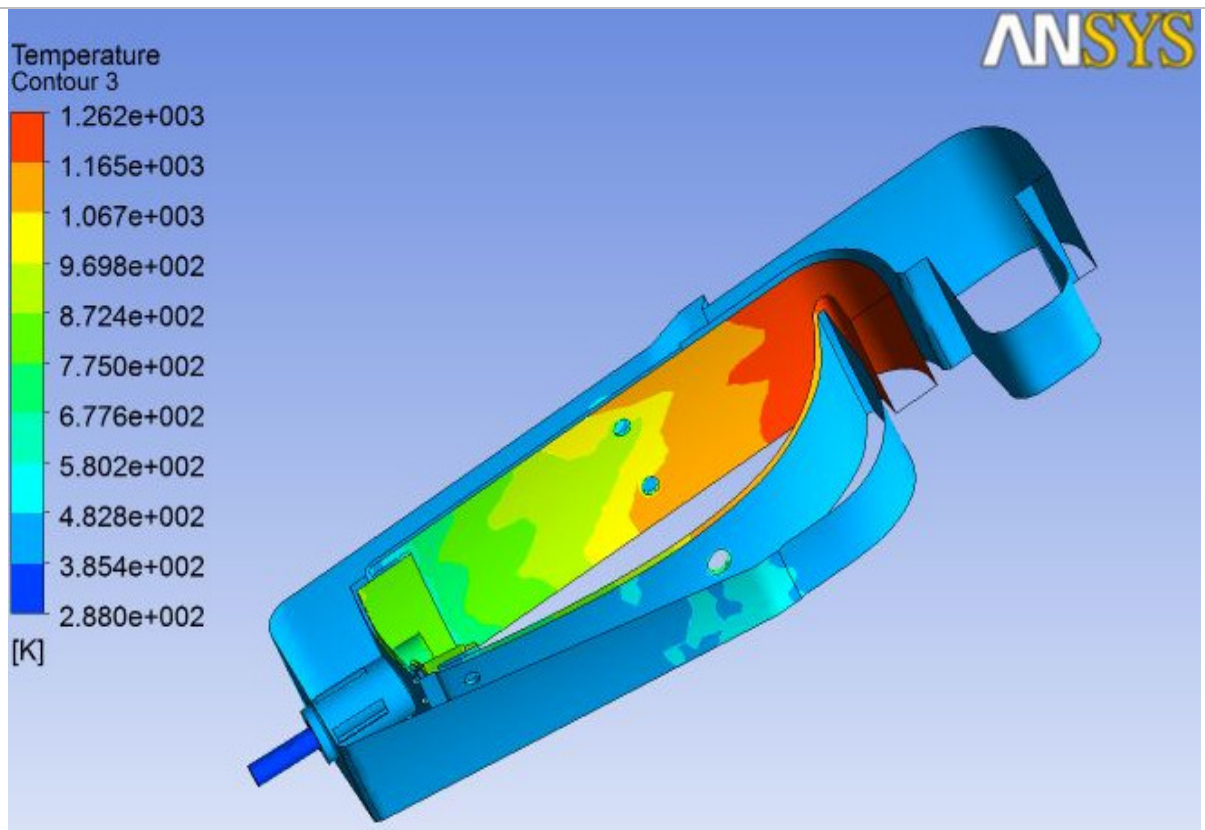
Linhas de correntes de combustível



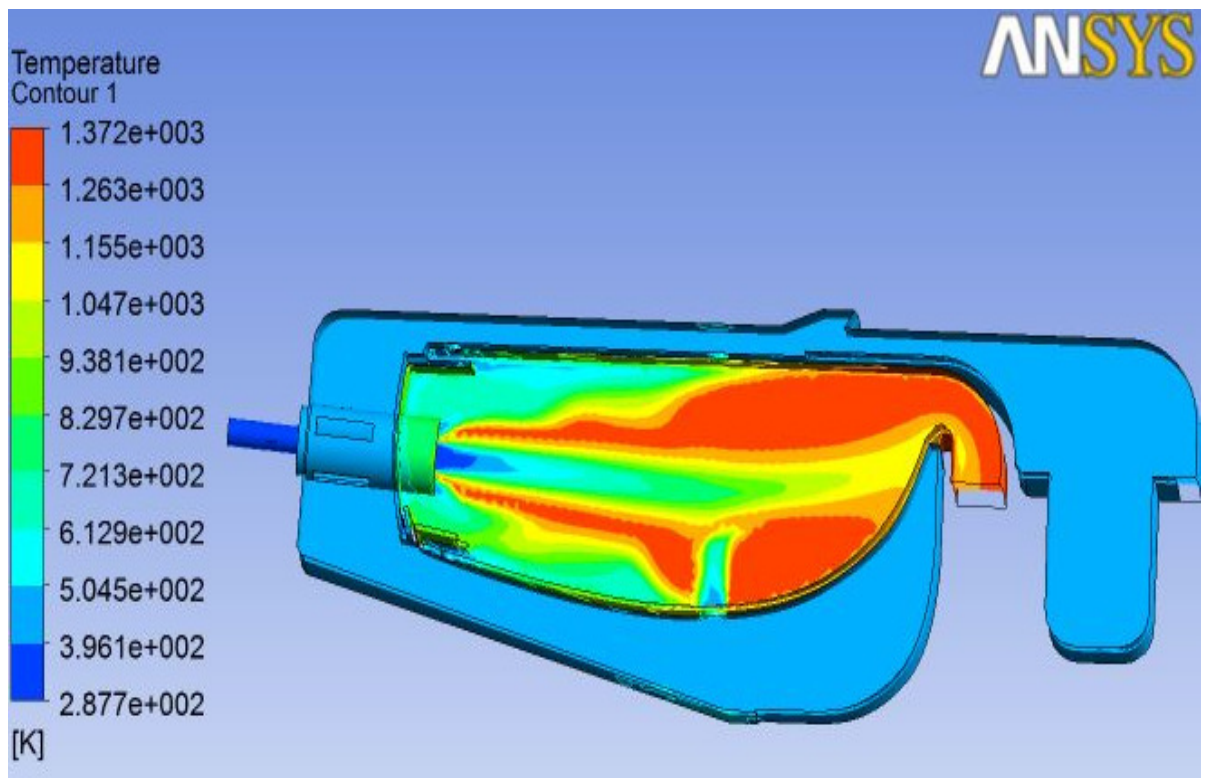
Linhas de correntes de ar



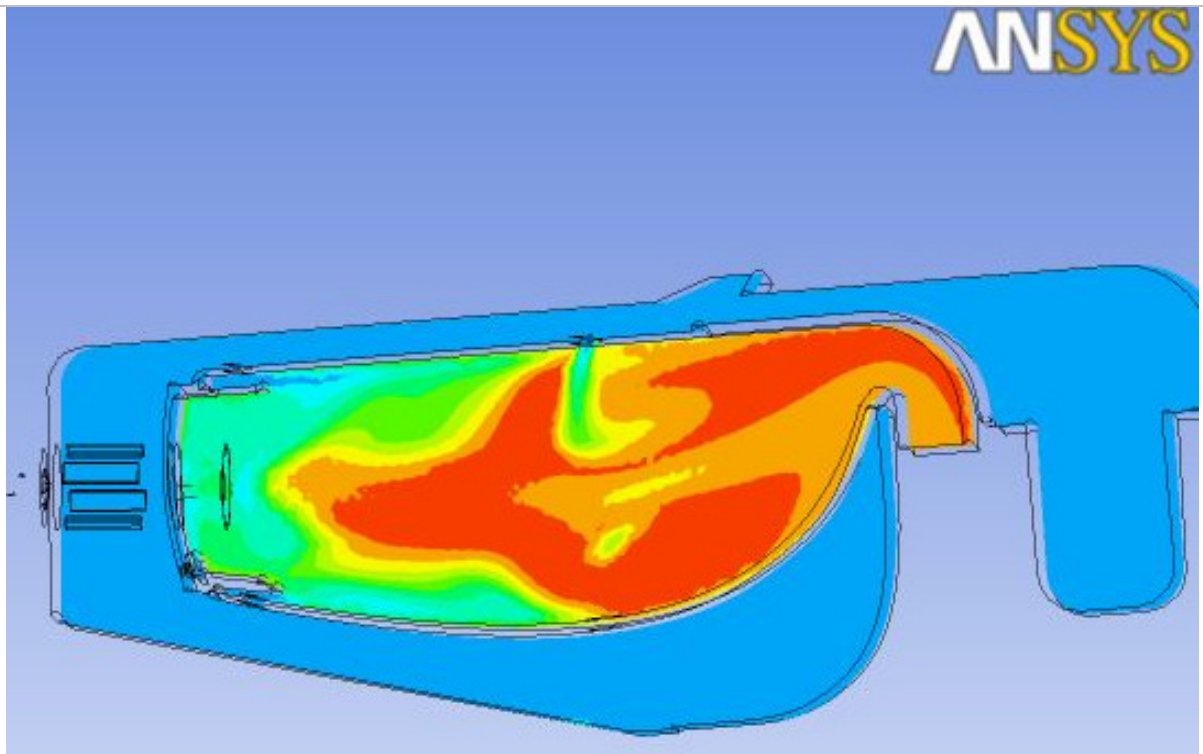
Linhas de correntes de ar/combustível



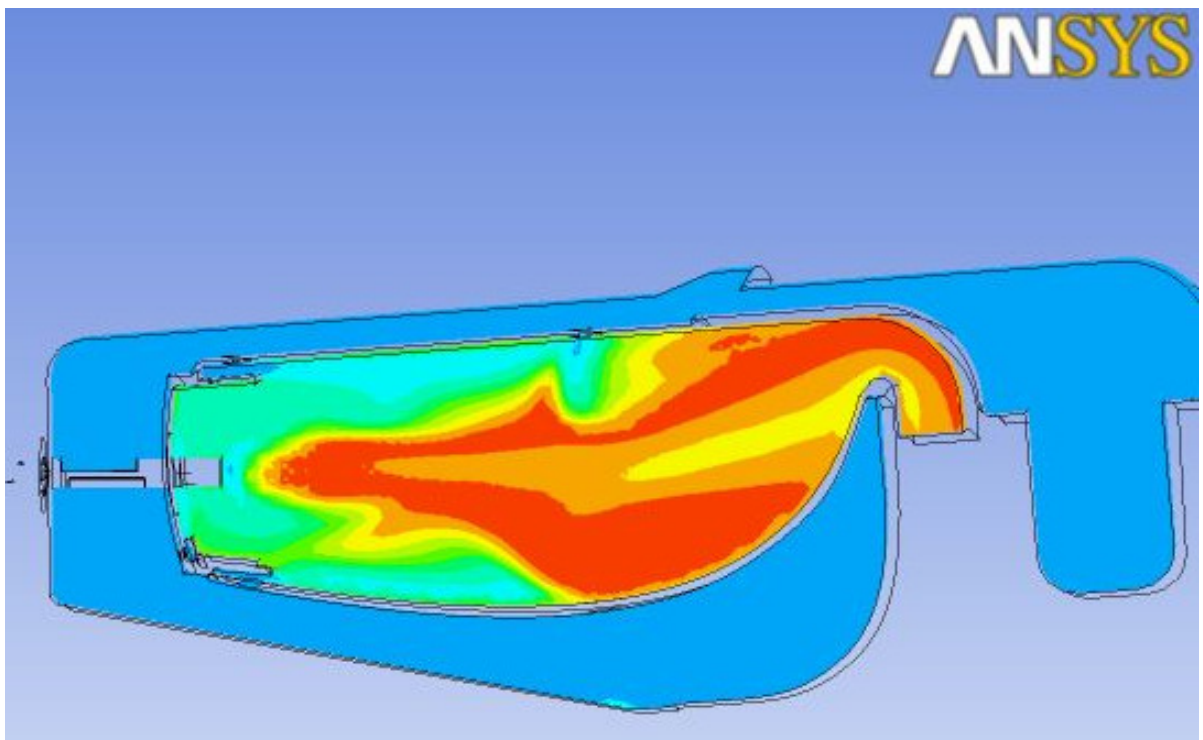
Perfil de Temperatura das paredes da câmara



Plano Longitudinal 1



Plano Longitudinal 2



Plano Longitudinal 3

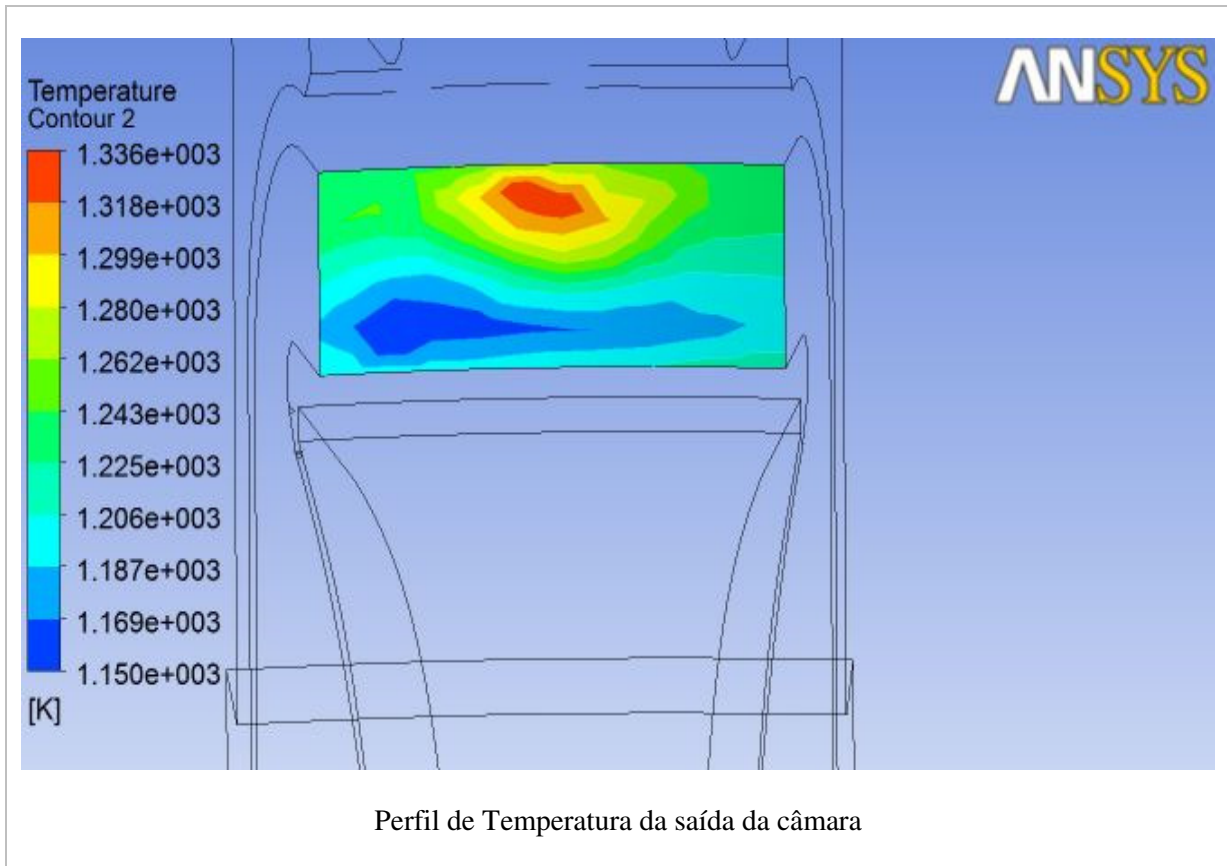
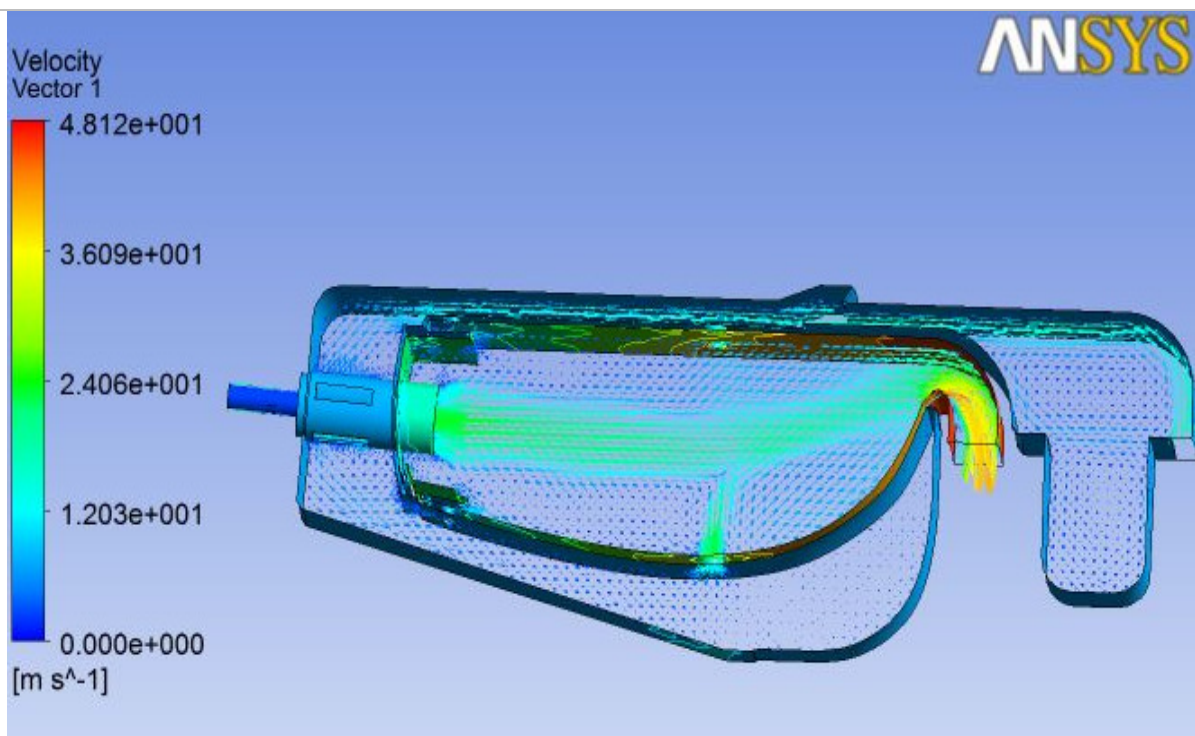


Figura 54 - Resultados referentes à simulação 3.

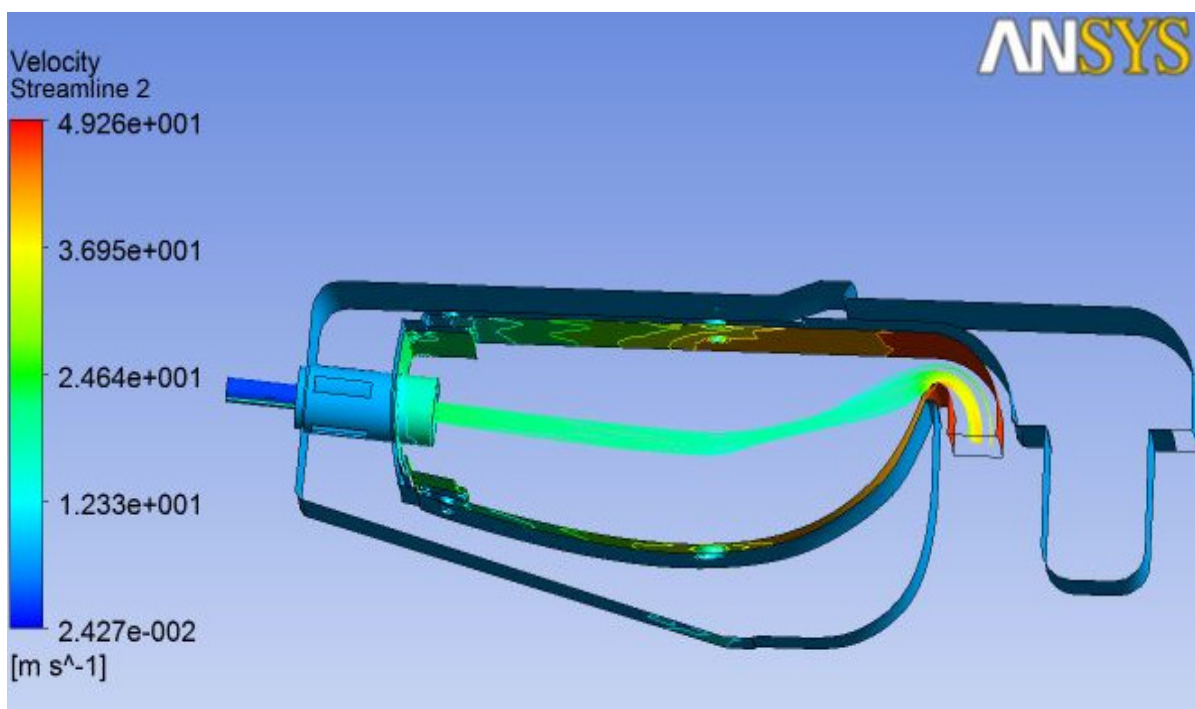
Resumidamente pode-se destacar através das imagens da simulação 3: a temperatura no interior do tubo em torno de 1370 K, a chama não está ancorada, indo até a final do tubo de chama; temperatura média alta na saída da câmara de combustão (1221 K) com pico de chama na entrada da turbina.

Na Figura 55 são mostradas as imagens referentes às simulações 4.

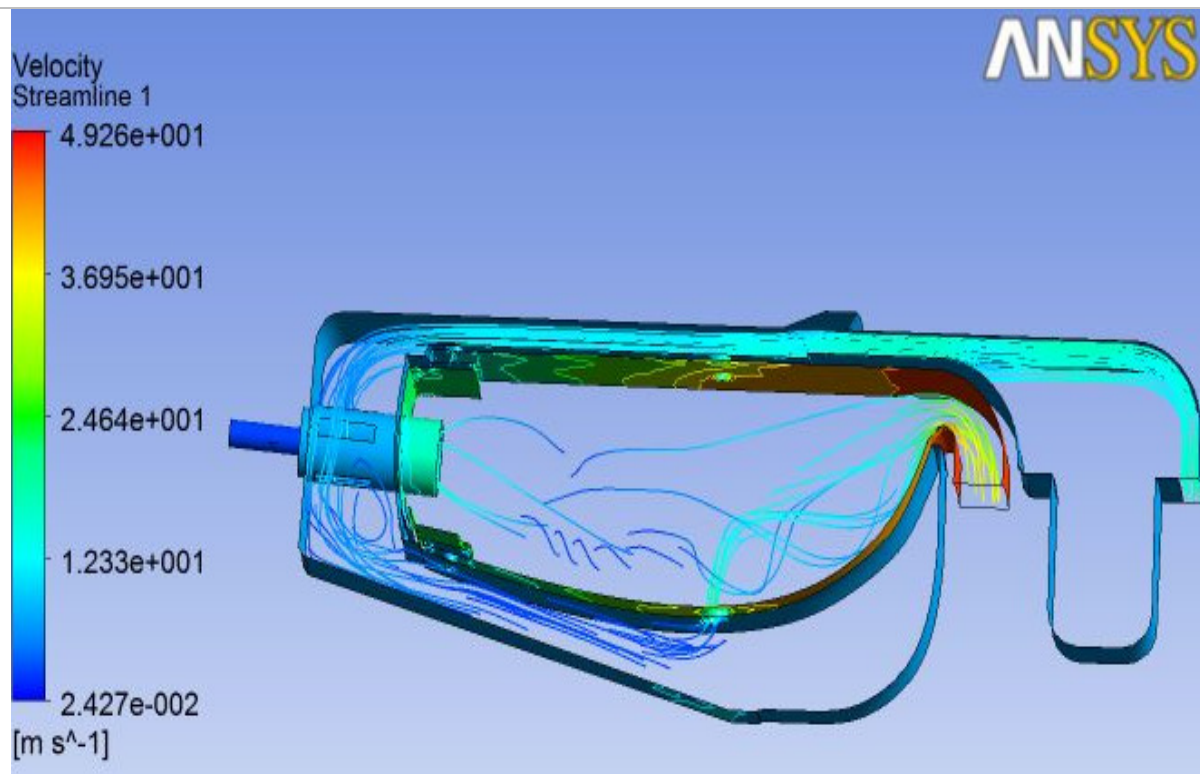
Simulação 4



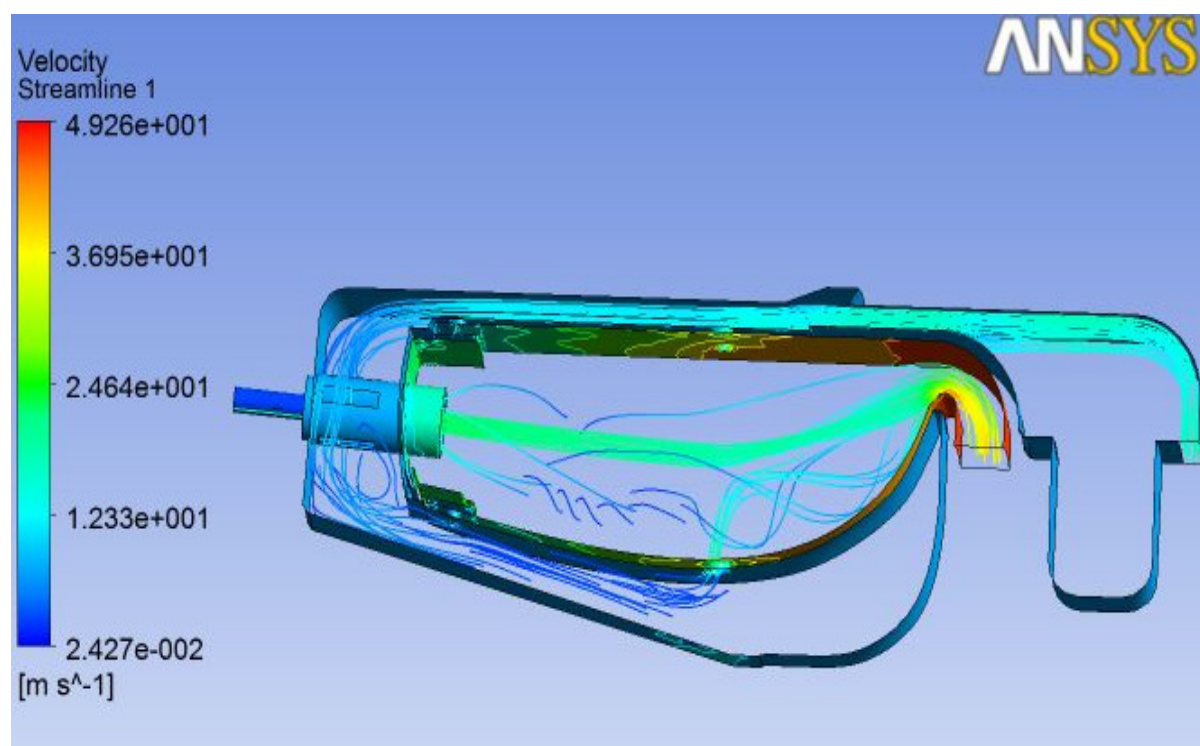
Vetor Velocidade



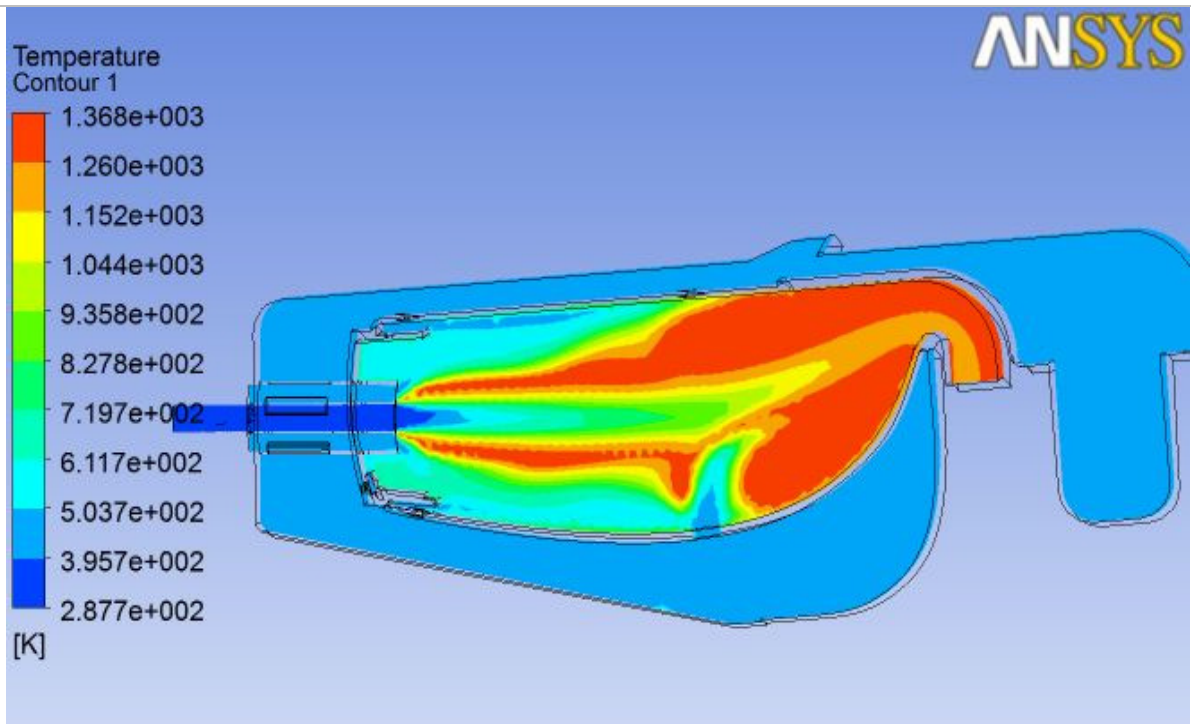
Linhas de correntes de combustível



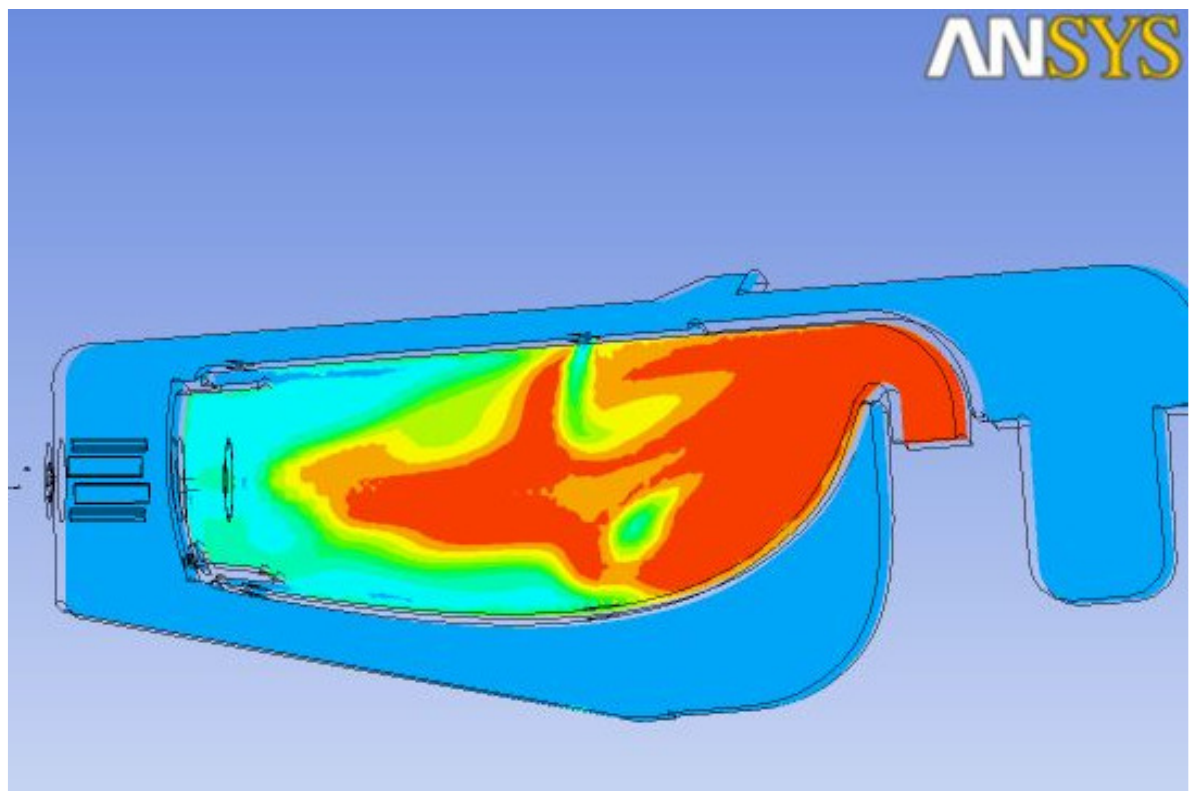
Linhas de correntes de ar



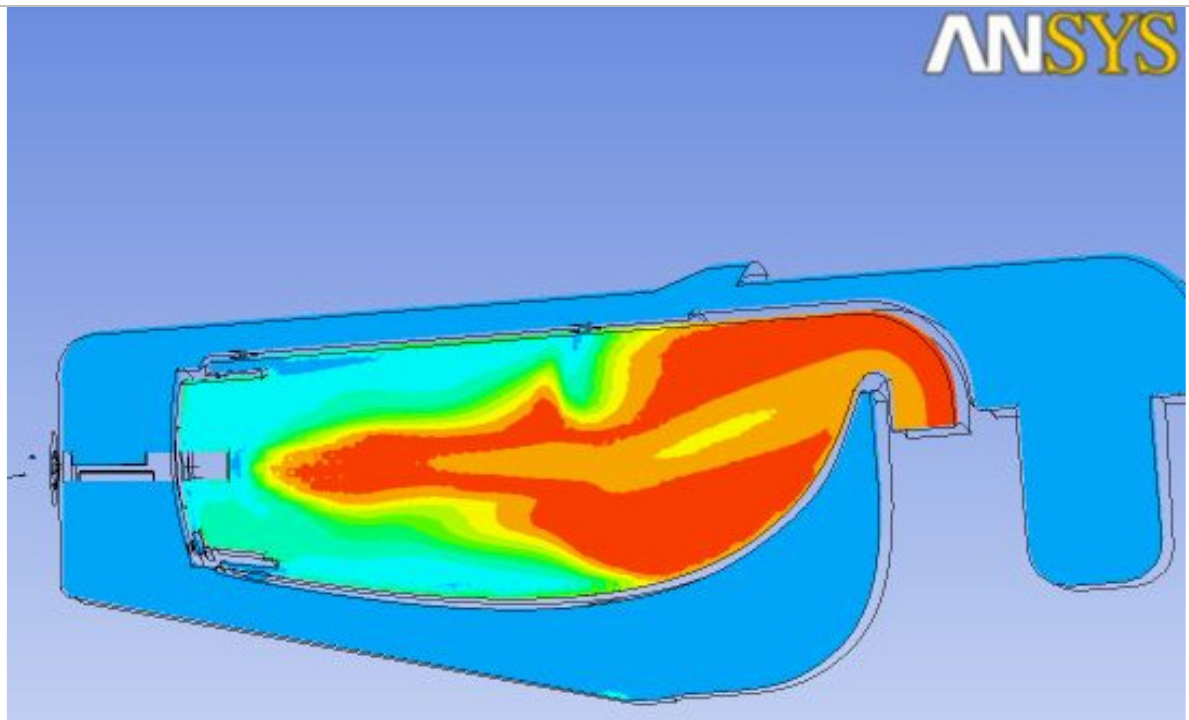
Linhas de correntes de ar/combustível



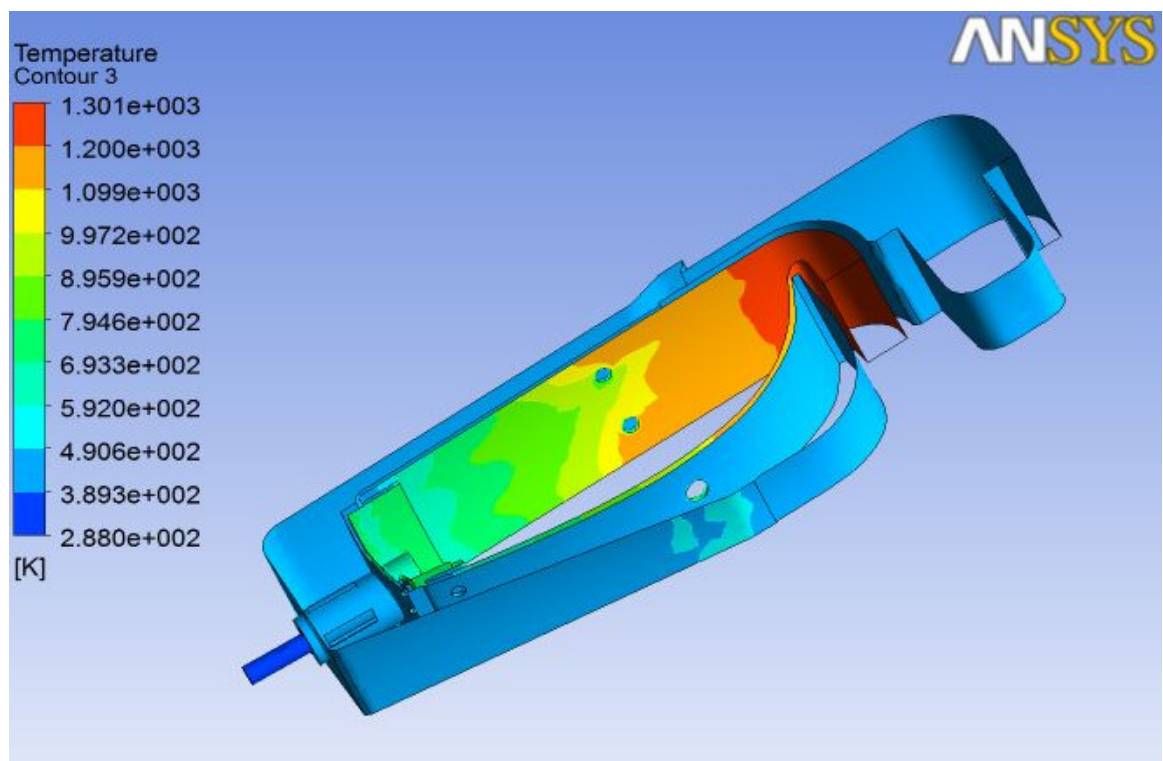
Plano Longitudinal 1



Plano Longitudinal 2



Plano Longitudinal 3



Perfil de Temperatura das paredes da câmara

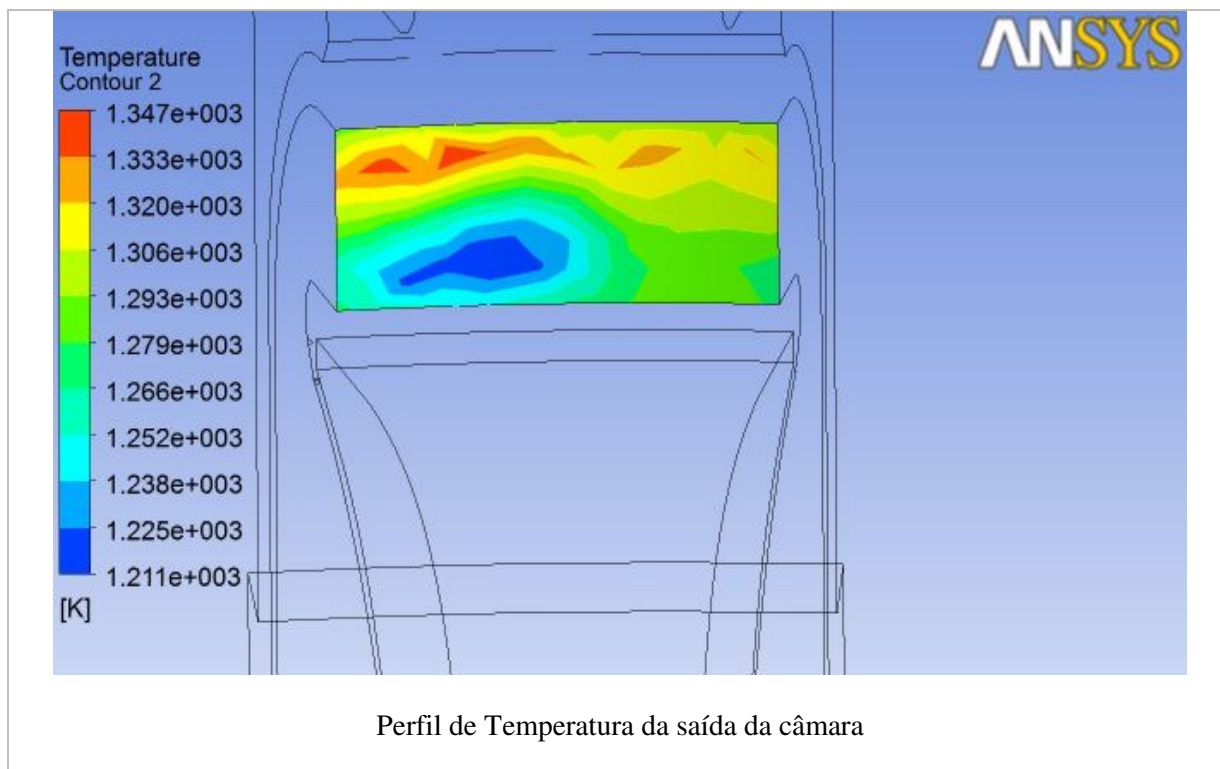


Figura 55- Resultados referentes à simulação 4.

8.3.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 4

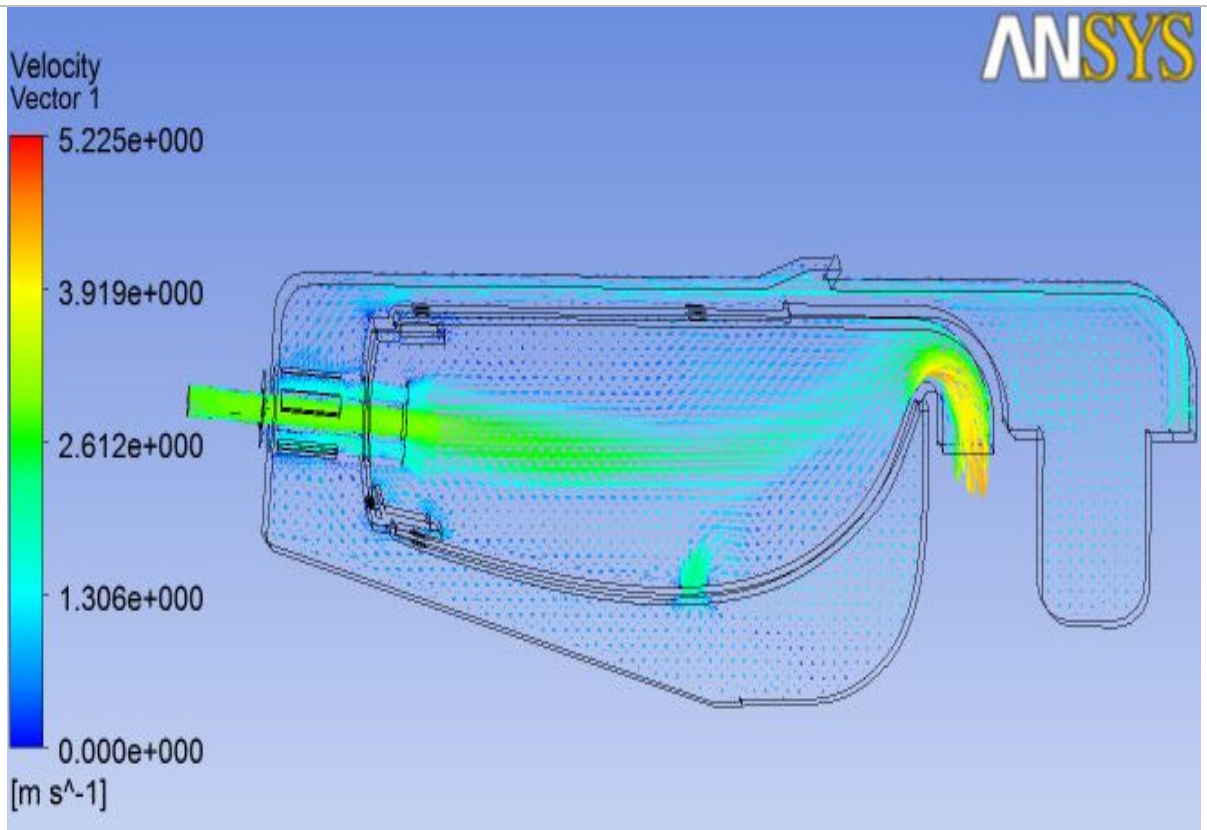
Por meio das imagens da simulação 4, pode-se destacar: a mesma temperatura aproximadamente no interior do tubo em torno de 1370 K, a chama não está ancorada, indo até a final do tubo de chama; temperatura média alta na saída da câmara de combustão (1285 K) com pico de chama na entrada da turbina.

8.3.4 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 5

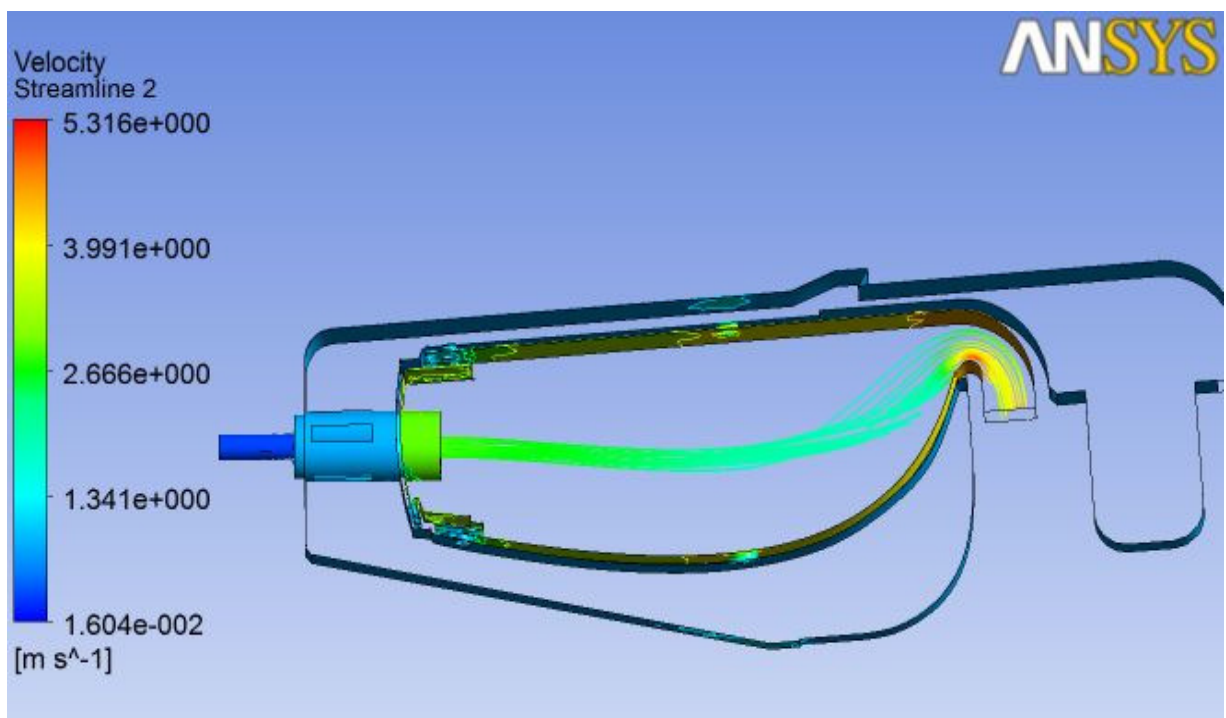
Embora tenha sido realizada simulação com apenas 10% da massa de BFG utilizada na simulação 2, manteve-se a proporcionalidade da estequiometria da combustão. Havia uma expectativa que com esta redução da massa de combustível ocorresse uma melhora nos perfis de temperatura da chama.

Também não houve resultado satisfatório quanto ao comportamento da chama nesta simulação, como pode ser observado na figura 56. A chama não está ancorada.

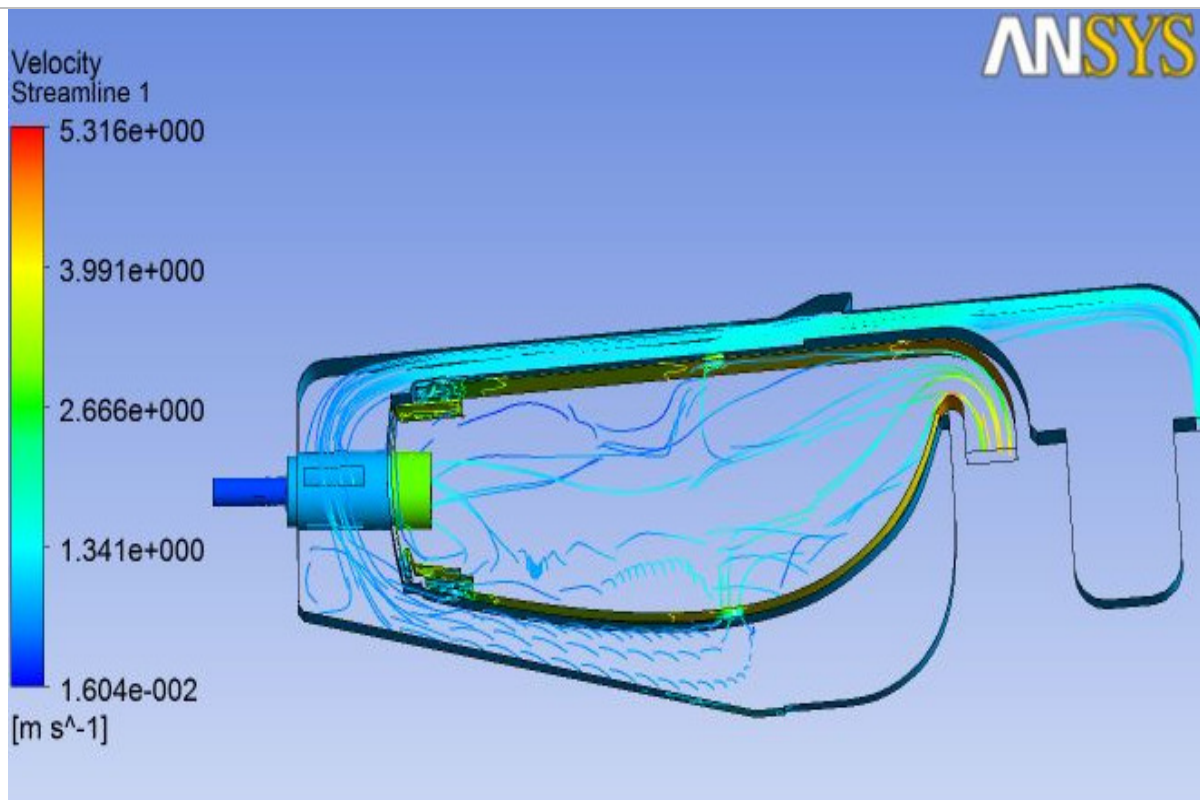
Verificam-se as mesmas características observadas nas simulações 3 e 4, consequentemente podem-se considerar os mesmos comentários.



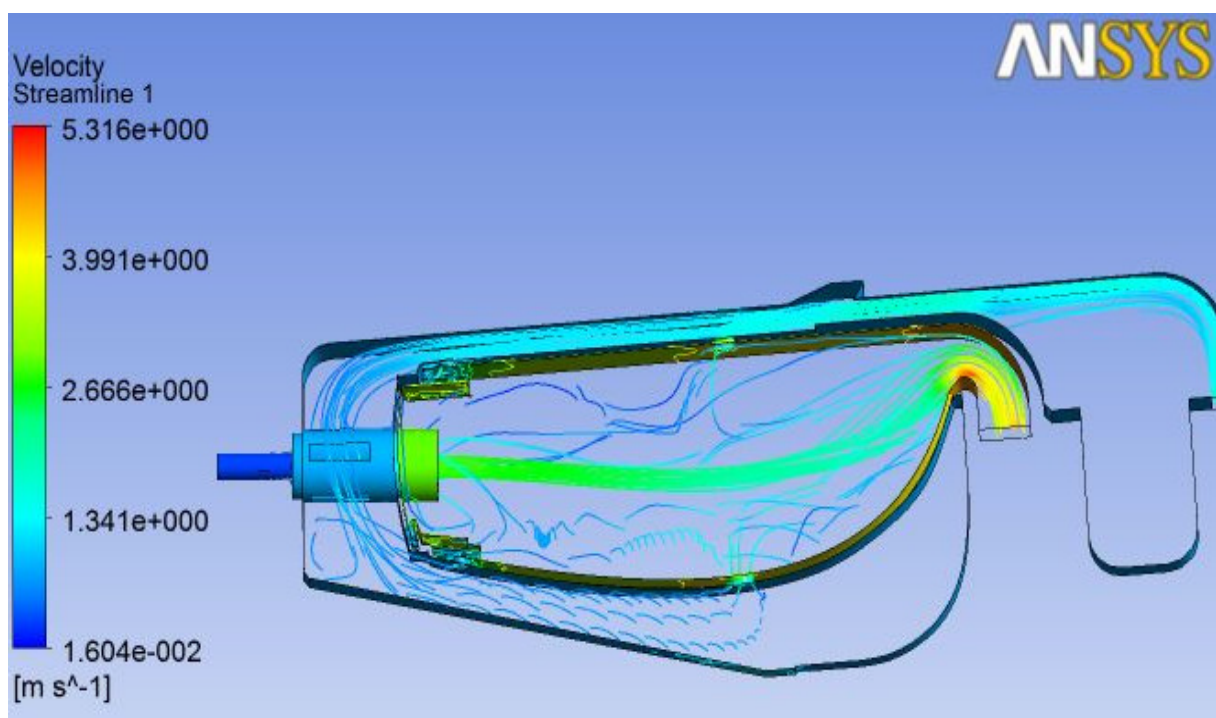
Vetor Velocidade



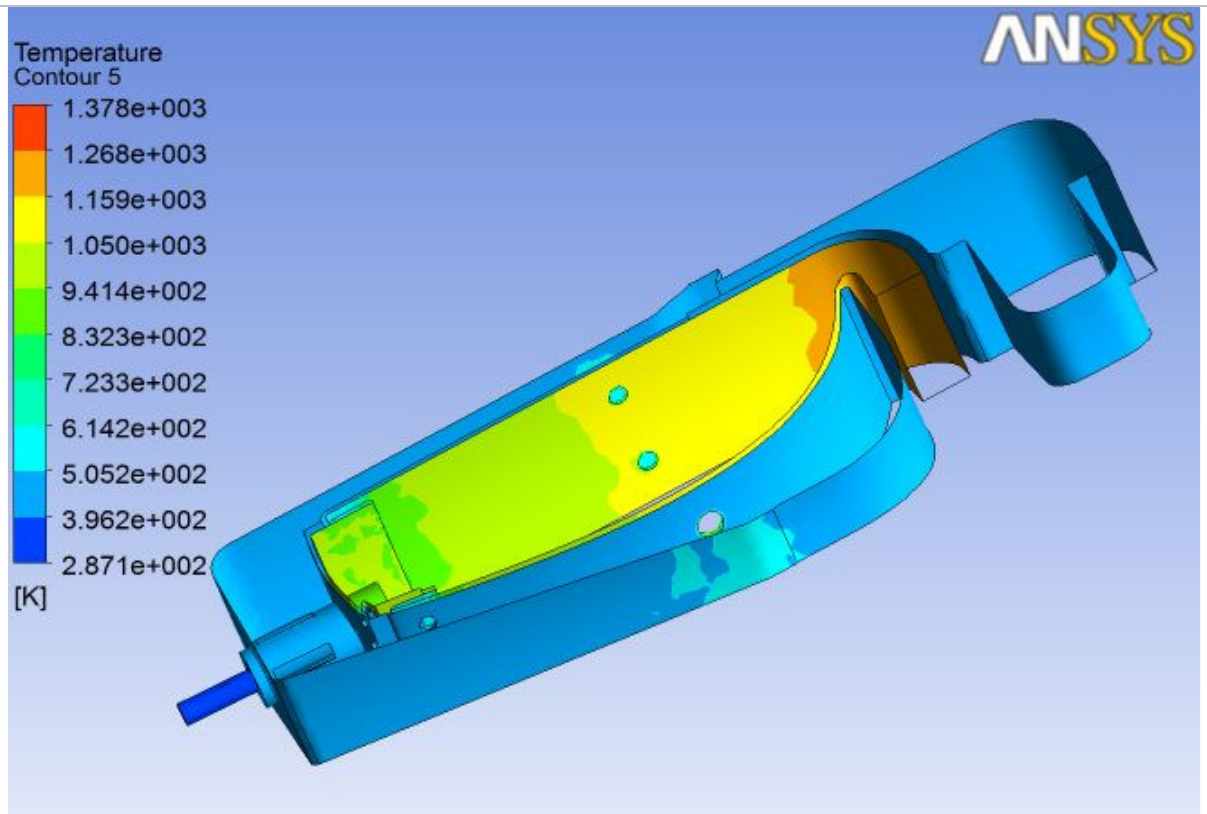
Linhas de correntes de combustível



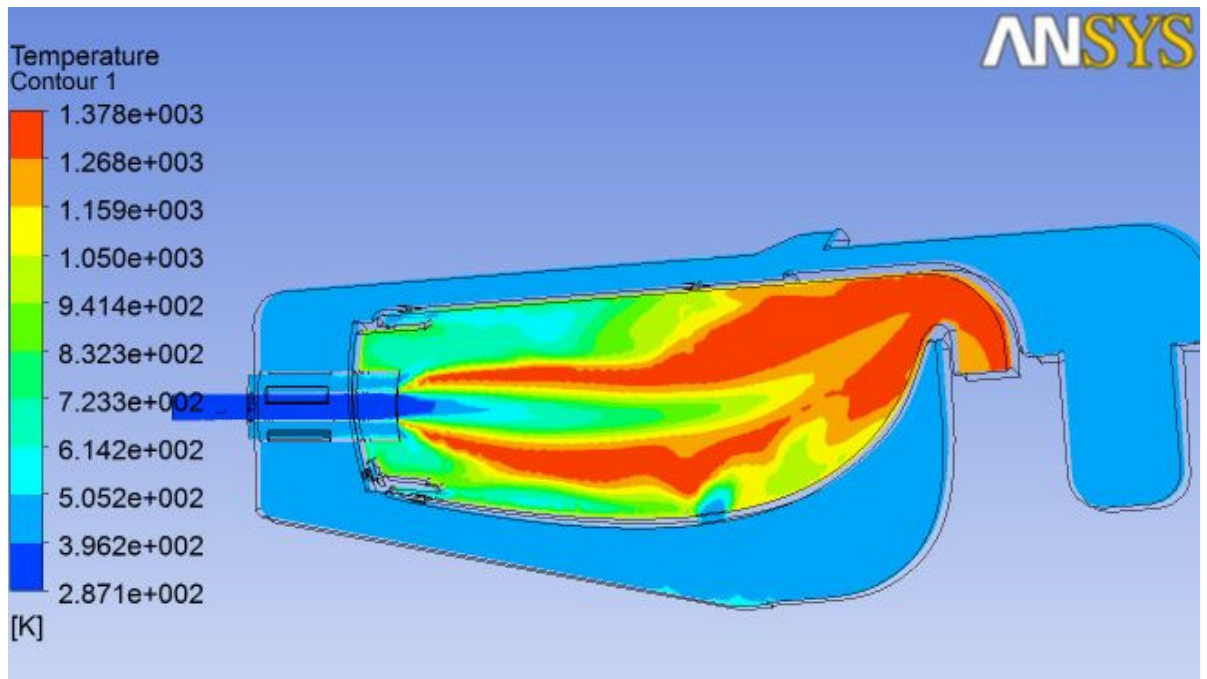
Linhas de correntes de ar



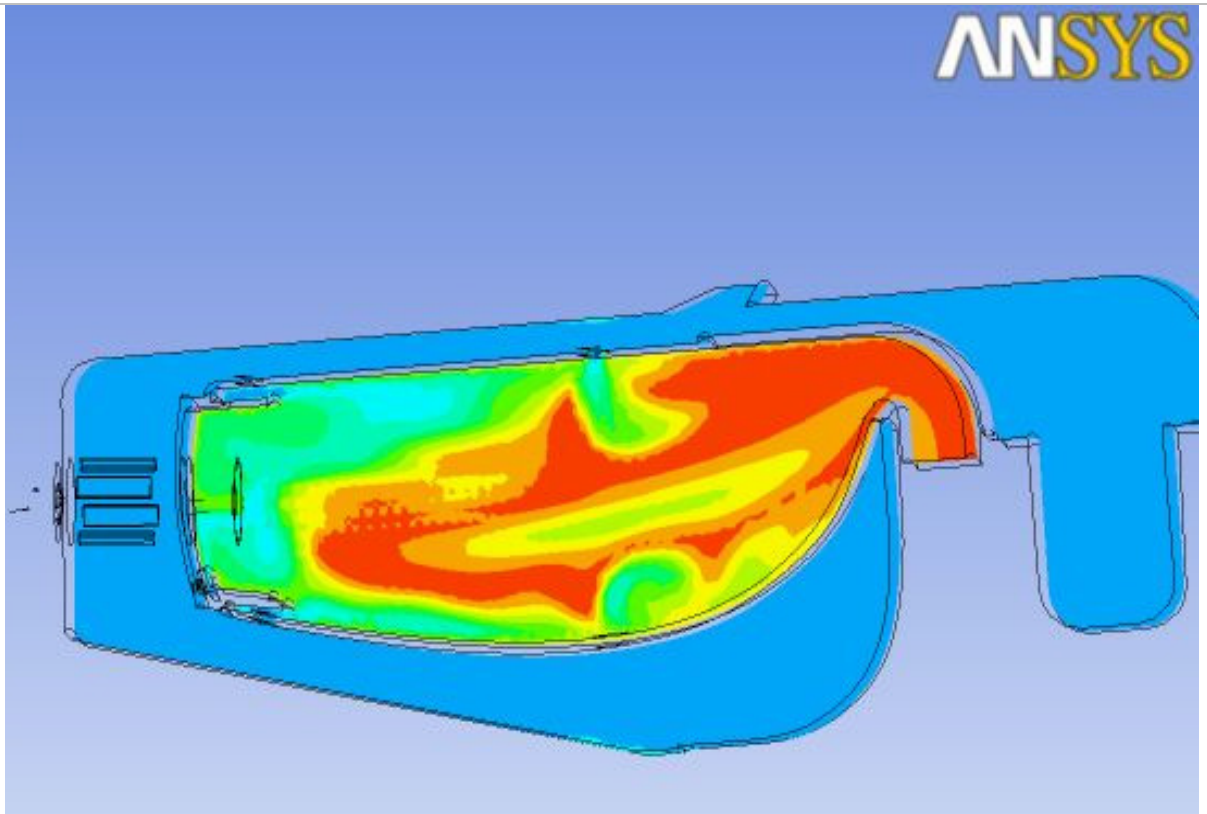
Linhas de correntes de ar/combustível



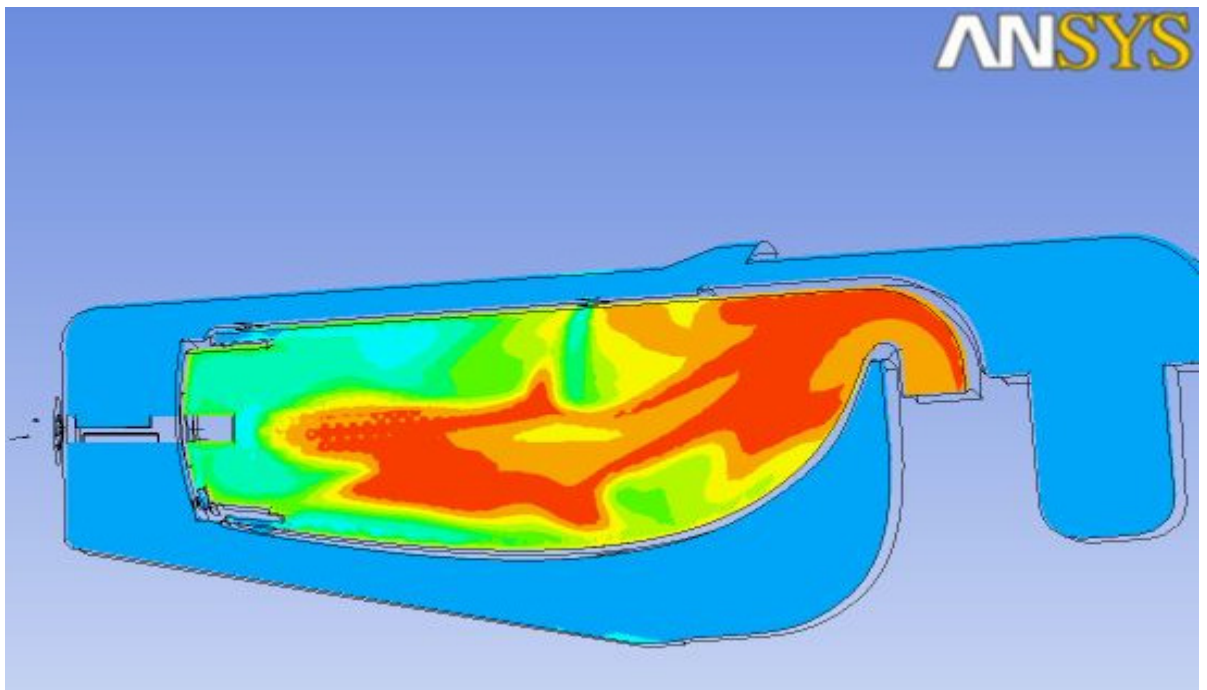
Perfil de Temperatura das paredes da câmara



Plano Longitudinal 1



Plano Longitudinal 2



Plano Longitudinal 3

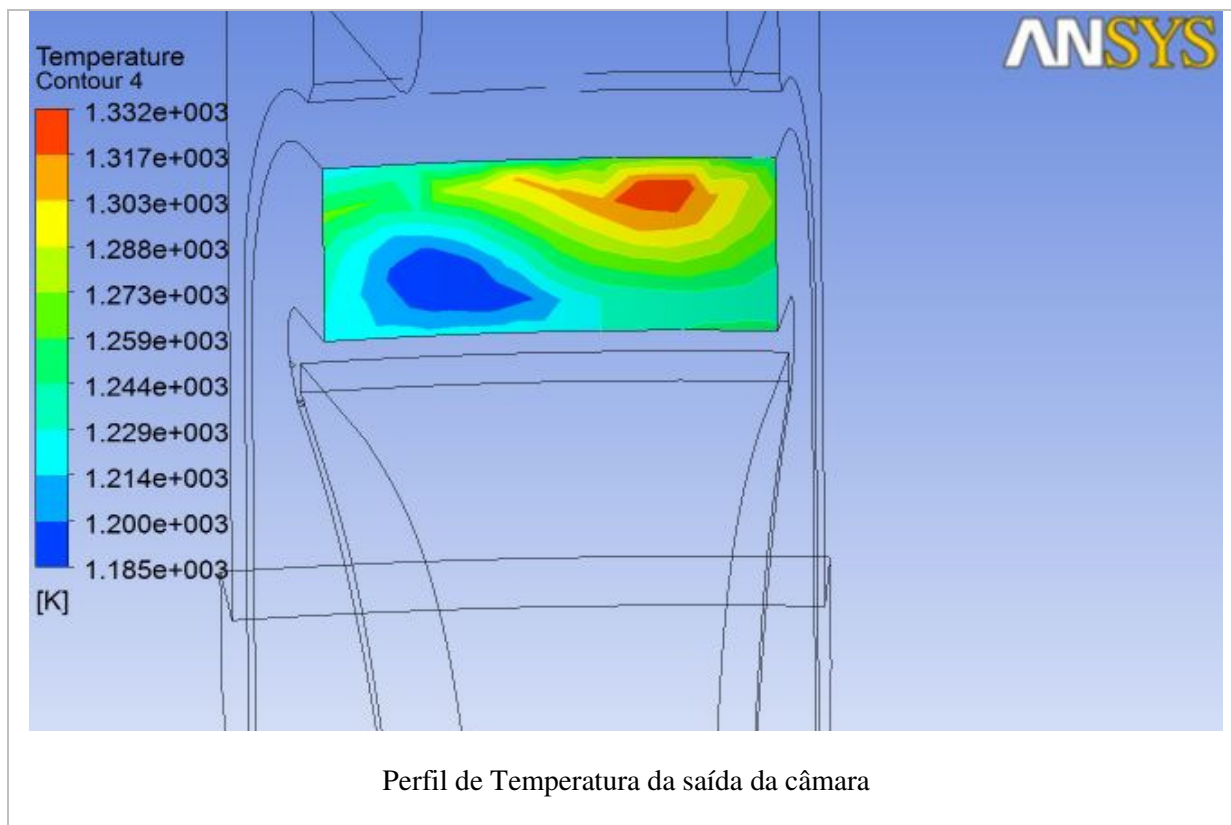


Figura 56 – Resumo dos resultados da simulação 5.

A presença de picos de temperatura na saída da câmara e altas temperaturas na entrada da turbina podem ser causar severos danos aos primeiros conjuntos de palhetas, como palhetas quebradas e perda do revestimento cerâmico de proteção térmica (Figura 57).

Existe uma turbina a gás de 90 MW de potência, que utiliza o BFG como combustível. Evidencia destes danos podem ser observados nas fotos das palhetas desta turbina a gás, durante uma parada para manutenção do fabricante após 18000 horas de operação. Estes danos observados são indícios de uma chama não ancorada, tendo ocorrido o contato direto da chama com as palhetas da turbina.

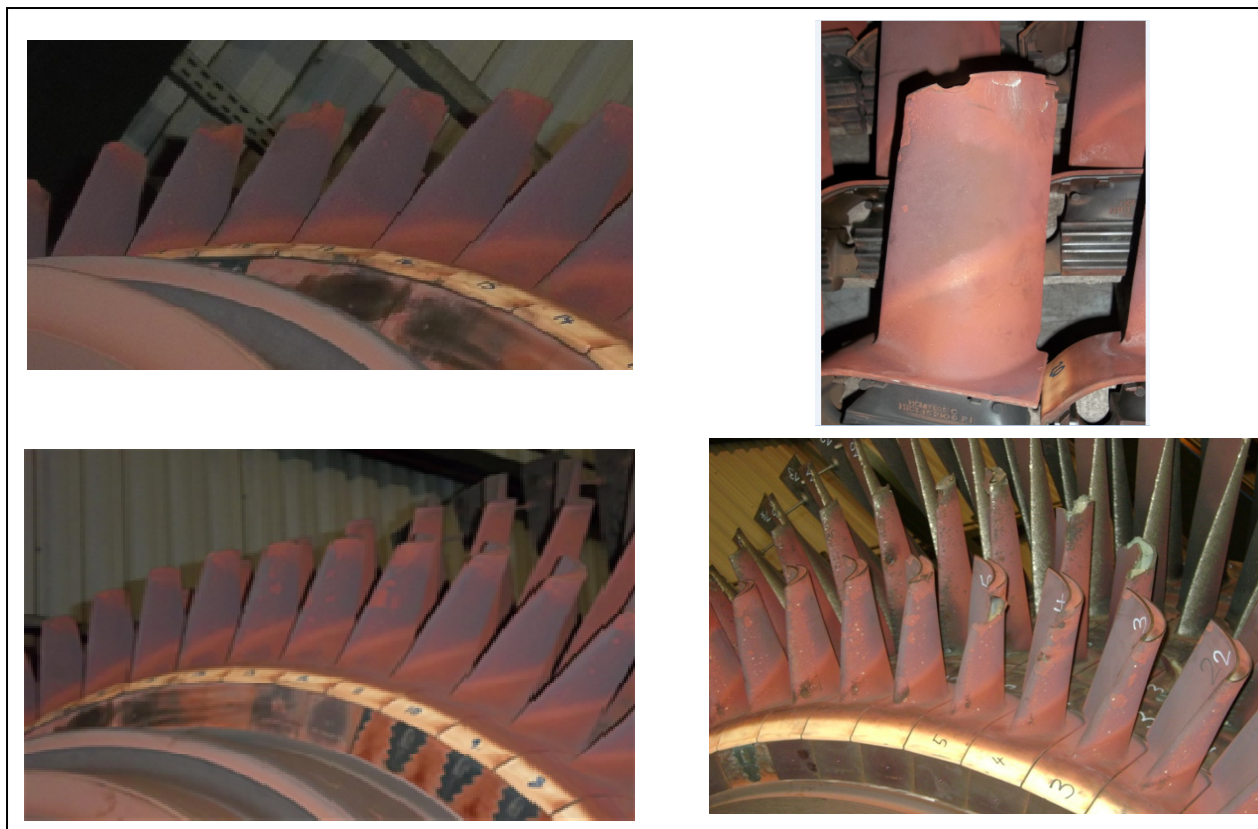


Figura 57 – Imagens reais das palhetas da turbina GT11N2- Alston.da Usina Termelétrica do Atlântico - TKCSA

8.3.5 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 6

Nesta simulação com mencionado anteriormente, foi utilizada a composição 1 de BFG e a massa de BFG, foi a mesma quantidade que foi utilizada na simulação do gás natural realizada pela autora RODRIGUES (2009), ou seja, 0,08 kg e a vazão máxima disponível do compressor de ar 4,288 kg/s. Havia uma expectativa que com este ajuste da massa de combustível ocorresse uma melhora nos perfis de temperatura da chama.

Na Figura 58 apresenta os vetores velocidade, observa-se uma menor velocidade próxima do bico injetor, logo se pode supor uma área de recirculação entre a região do bico injetor e os orifícios de diluição. Isto faz que se tenha uma chama ancorada na zona primária. Os gases de combustão serão diluídos com o ar de resfriamento.

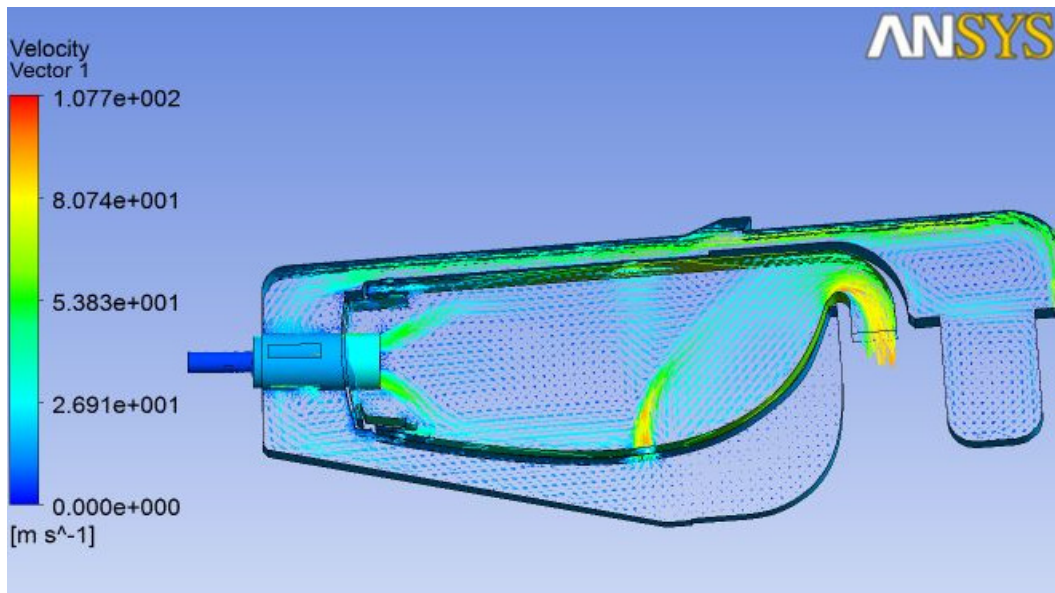
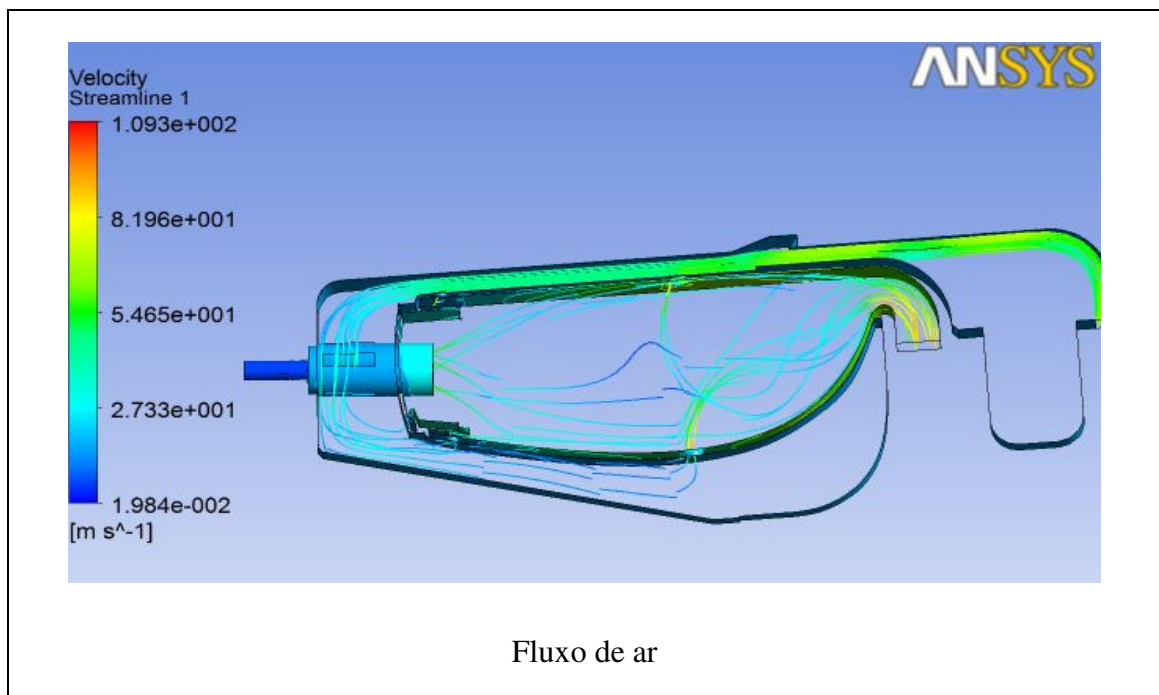


Figura 58 - Vetor velocidade

Pode-se observar que as linhas de correntes de fluxo de ar formam uma camada protetora, uma espécie de um filme de ar que resfria as partes metálicas impedindo que os gases da combustão causem danos as paredes do tubo de chama.

Na figura 59, não se observa um fluxo de combustível se estendendo por toda área da câmara até a entrada da turbina. A chama ficará ancorada na região primária, onde deve ocorrer a combustão.



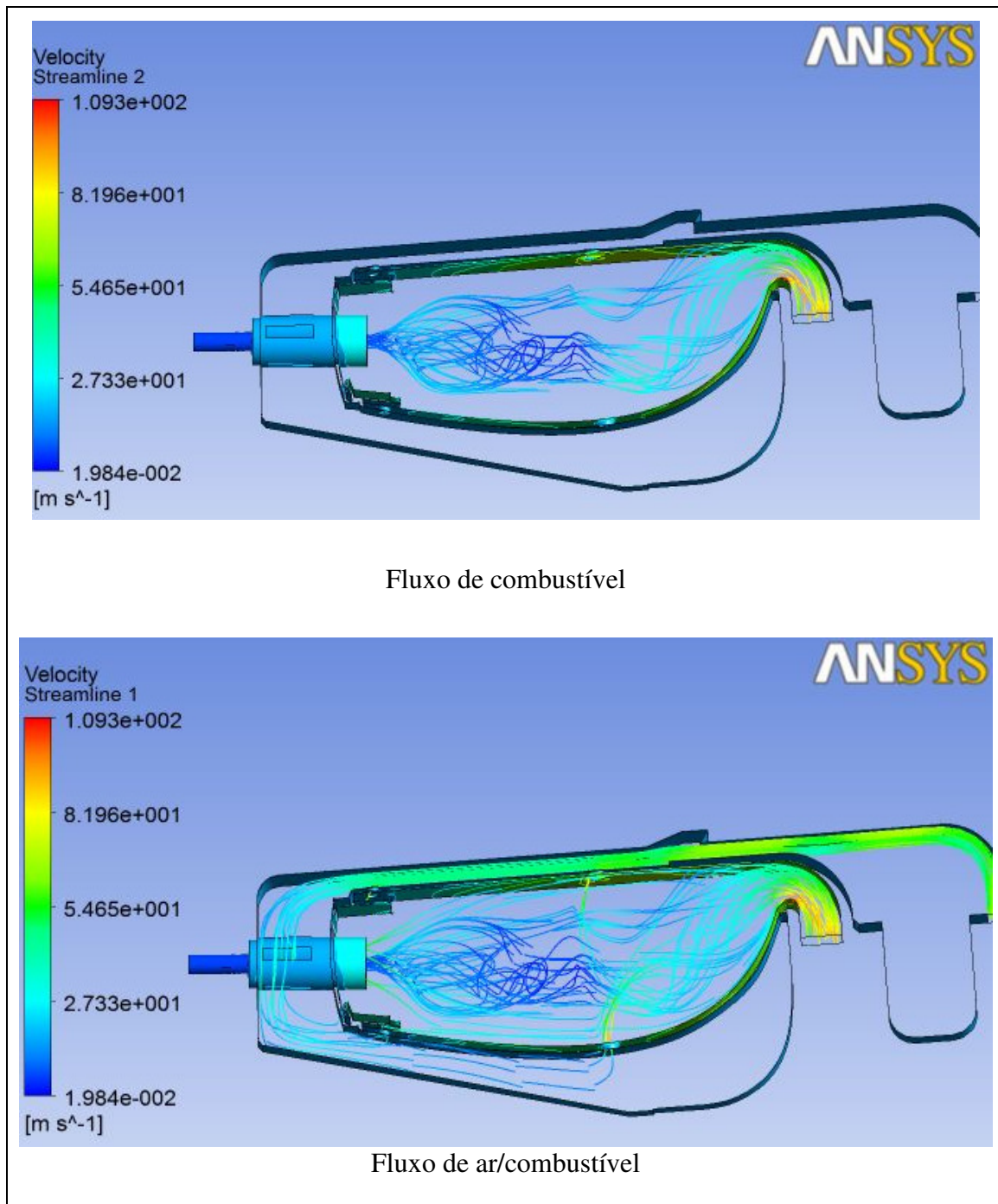
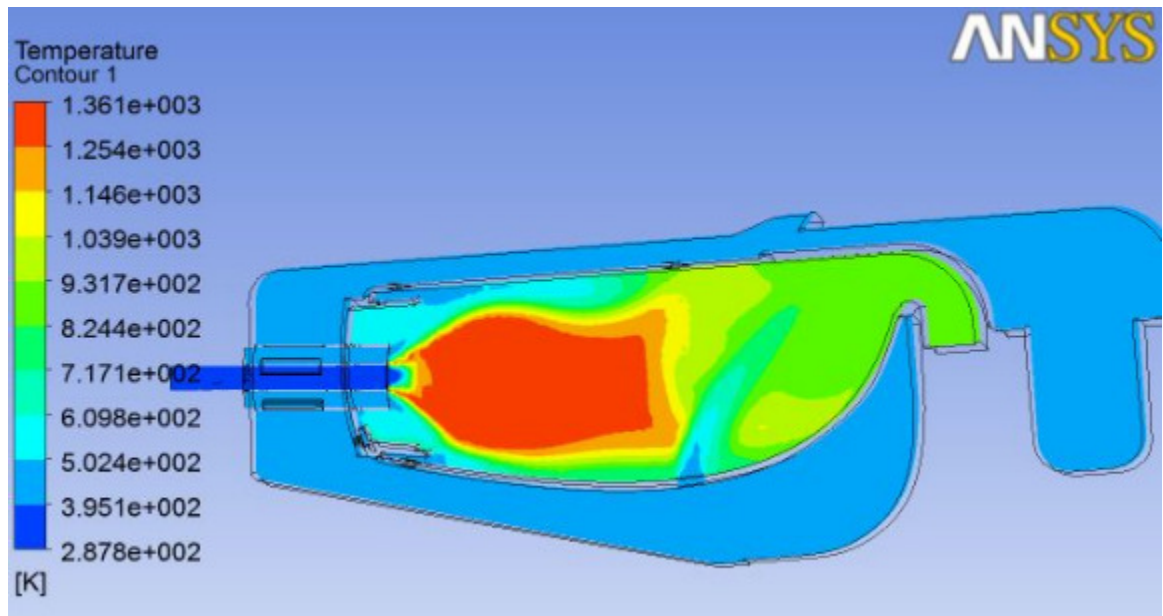


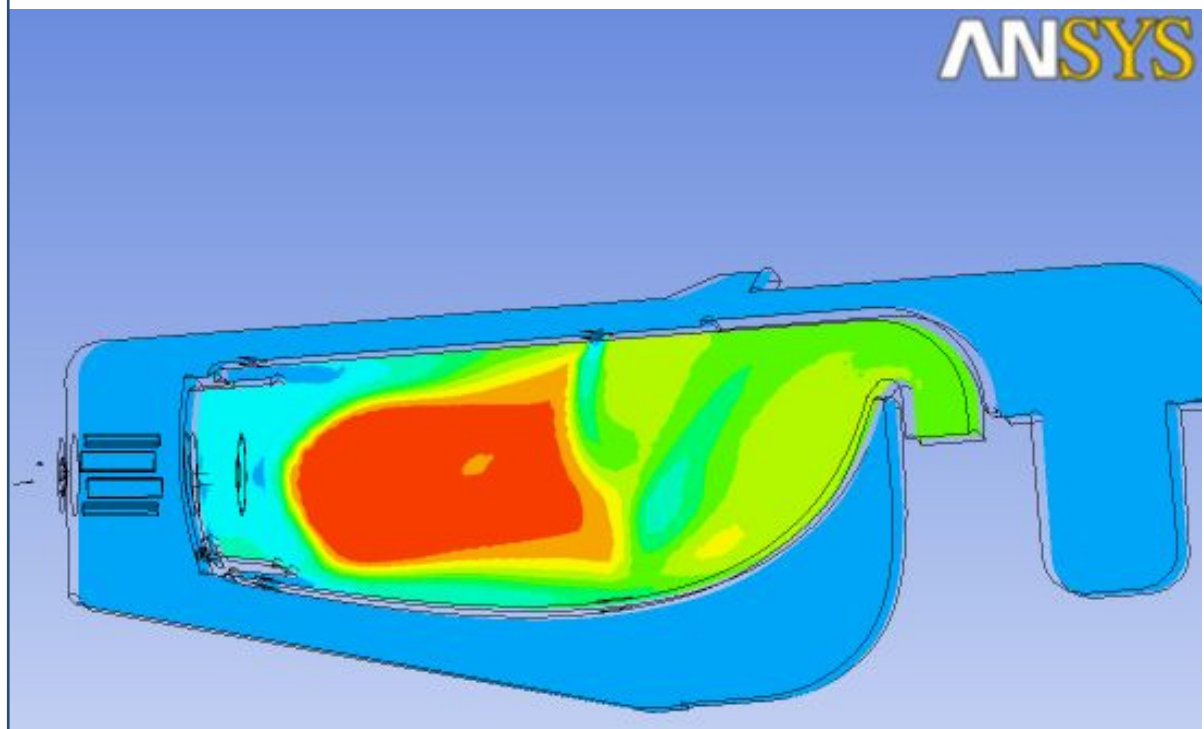
Figura 59 -Linhas de correntes de fluxo de ar e de combustível.

Na Figura 60, são ilustrados os três planos longitudinais 1,2 e 3 de distribuição de temperatura no interior da câmara de combustão. Observar-se que a chama está ancorada na região primária, a chama não está se prolongando até a região de diluição da câmara de combustão, como nas simulações anteriores, por apresentar menor quantidade de combustível e a quantidade máxima de ar disponível do compressor.

Este comportamento da chama é o adequado, sem a presença de chama na entrada da turbina.



Plano longitudinal 1



Plano longitudinal 2

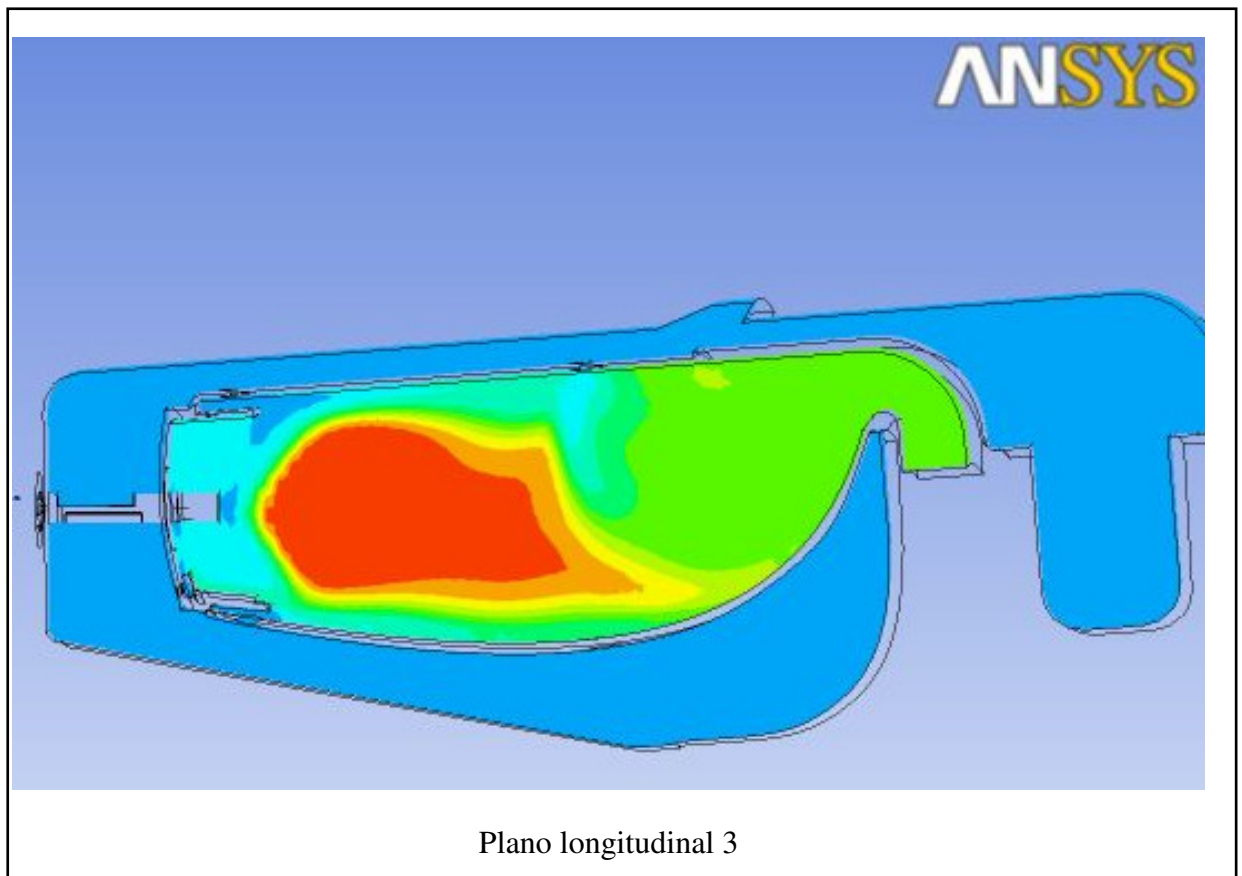


Figura 60 – Planos longitudinais de distribuição de temperatura da simulação 6.

A Figura 61 apresenta o perfil de temperatura nas paredes do tubo de chama. As paredes do tubo de chama não estão sujeitas a altas temperaturas como nas simulações anteriores, principalmente na região superior e inferior próximo a saída da câmara.

A temperatura máxima no interior do tubo de combustão é de 1361 K.

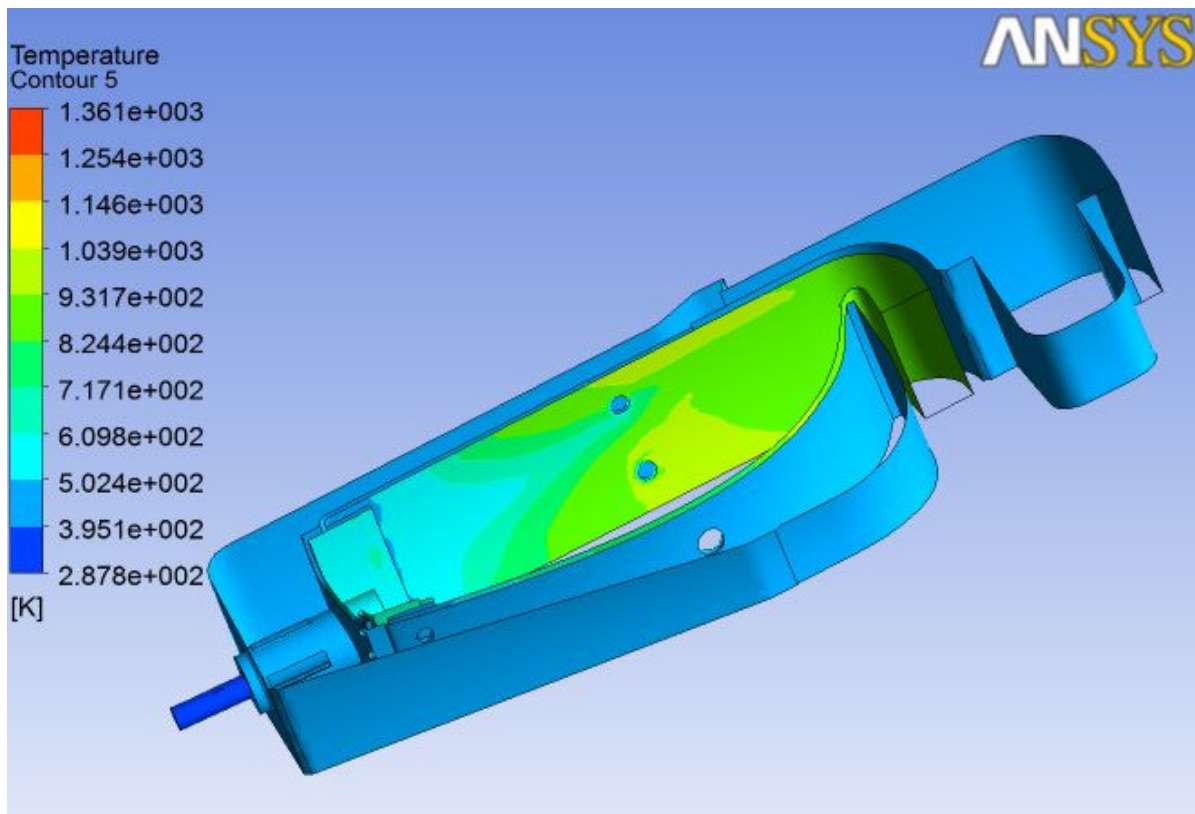


Figura 61 - Perfil de temperatura da câmara de combustão.

Na figura 62 apresenta a temperatura média na saída da câmara de combustão igual a 901 K ou 628°C, uma temperatura inferior que a temperatura calculada para o ciclo (850°C). Esta baixa temperatura na entrada da turbina causará perda da geração de energia.

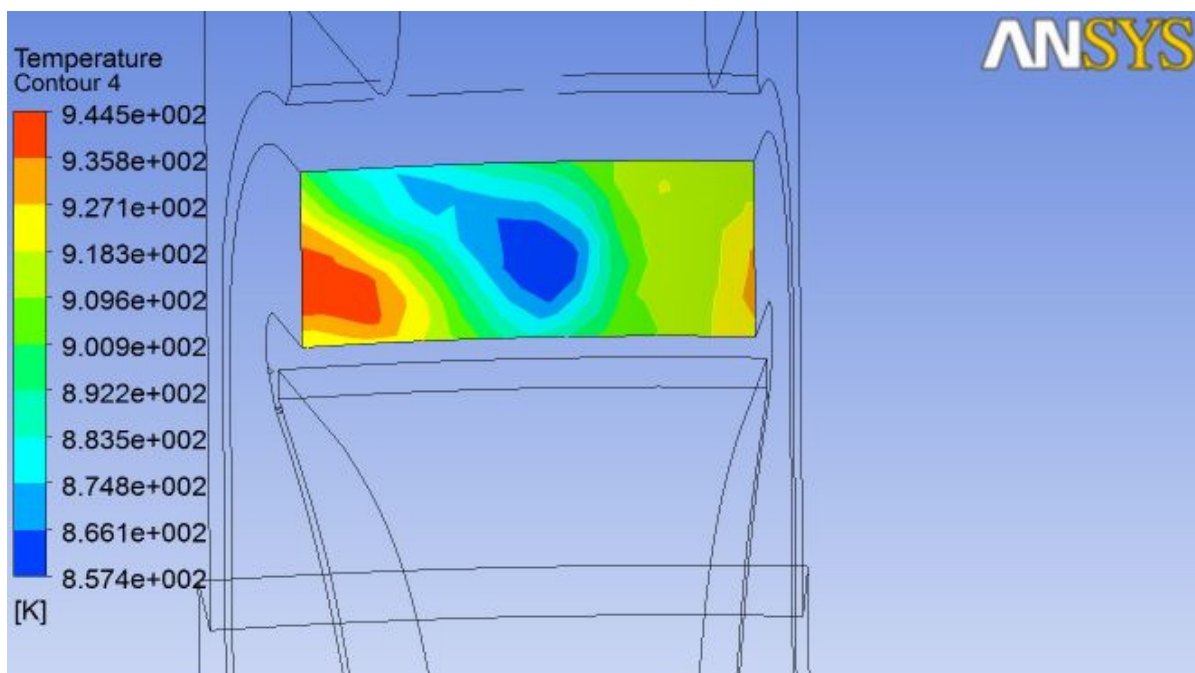


Figura 62-Temperatura na saída da câmara

O ajuste realizado na massa de combustível (BFG) utilizado associado com a mesma quantidade de ar disponível do compressor obteve-se uma chama mais uniforme, o resultado alcançado foi satisfatório.

Para auxiliar na análise de todas as simulações foram criadas as Tabelas 11, 12 e 13, onde são apresentados os principais parâmetros:

Tabela 11 - Resumo das simulações 1 e 2 realizadas.

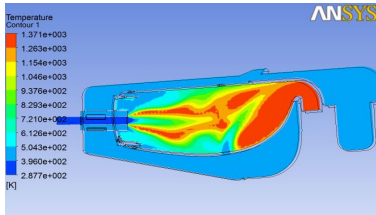
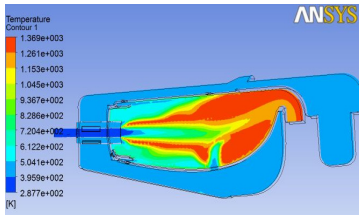
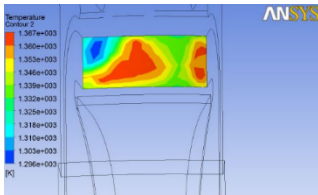
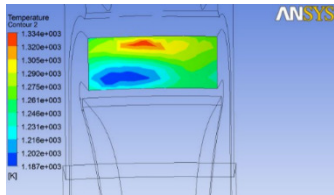
	Simulação 1	Simulação 2
Vazão mássica de ar [kg/s]	4,288	1,0
Vazão mássica de combustível [kg/s]	0,3856	0,3856
Temperatura máxima no interior da câmara [K]	1371	1369
Temperatura média na saída da câmara [K]	1346	1256
Perfil de temperatura da câmara de combustão		
Perfil de temperatura da saída da câmara		

Tabela 12 - Resumo das simulações 3 e 4 realizadas

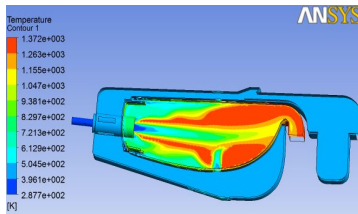
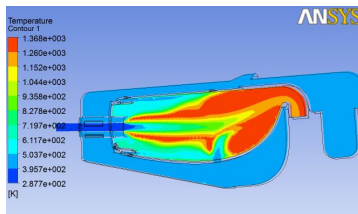
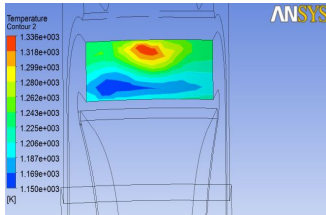
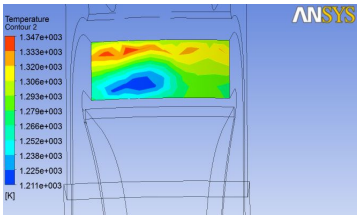
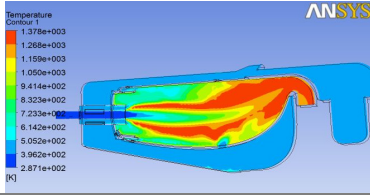
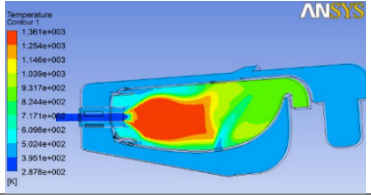
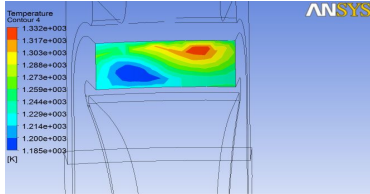
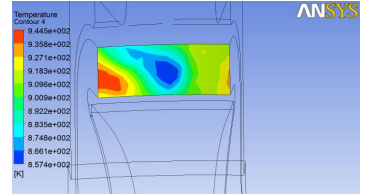
	Simulação 3	Simulação 4
Vazão mássica de ar [kg/s]	0,84	1,05
Vazão mássica de combustível [kg/s]	0,4618	0,3547
Temperatura máxima no interior da câmara [K]	1372	1368
Temperatura média na saída da câmara [K]	1221	1285
Perfil de temperatura da câmara de combustão		
Perfil de temperatura da saída da câmara		

Tabela 13 – Resumo das simulações 5 e 6 realizadas.

	Simulação 5	Simulação 6
Vazão mássica de ar [kg/s]	0,10	4,288
Vazão mássica de combustível [kg/s]	0,0385	0,08
Temperatura máxima da câmara [K]	1378	1361
Temperatura média na saída da câmara [K]	1253	901
Perfil de temperatura da câmara de combustão		
Perfil de temperatura da saída da câmara		

Comparando os resultados obtidos na simulação 1, com os resultados das simulações 2,3,4 e 5. Podemos observar uma mistura pobre na simulação 1, pois foi calculada a massa de combustível e utilizada da vazão de ar disponível do compressor. Todas as demais simulações apresentam o mesmo comportamento da chama, ou seja, chama não ancorada, com o comprimento indo até a entrada da turbina. As variações na composição de BFG não trouxeram influência significativa na massa de combustível utilizada e como a proporcionalidade da estequiometria da reação foi mantida, consequentemente as temperaturas internas da câmara de combustão e as temperaturas de saída do combustor são muito próximas.

Comparando os resultados obtidos da simulação 6, que utilizou 0,08 Kg/s de BFG e com a vazão mássica de ar total disponível do compressor de 4,288Kg/s, com os resultados das simulações anteriores. Observa-se que a chama finalmente está ancorada. Apesar da chama apresentar o comportamento adequado, ou seja, ancorada na zona primária, e a temperatura média na saída da câmara de combustão (901 K ou 628°C) temperatura menor que o valor calculado pelo *GateCycle* (850°C). Pode-se prever uma redução na potência da turbina pois apresenta menor energia.

Neste trabalho, não se tem disponível resultados experimentais da câmara de combustão projetada para comparação com os resultados obtidos através das simulações realizadas no CFX.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo principal, realizar a análise paramétrica de uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás, através de simulação numérica em CFD,

para o regime permanente e em condição nominal de operação, considerando a utilização de um gás de baixo poder calorífico, o BFG.

A análise foi realizada em uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás projetada para produzir 600 kW.

Nestas simulações o modelo de turbulência mais adequado para a câmara de combustão estudada foi o modelo *Shear Stress Tensor (SST)*, por apresentar aplicações semelhantes à estudada neste trabalho, além dos bons resultados encontrados na pesquisa do trabalho realizada por RODRIGUES (2009). O modelo de combustão *Eddy Dissipation*, foi o escolhido por apresentar um modelo abrangente e considerar um regime turbulento de queima e uma chama do tipo difusa. O modelo de radiação utilizado foi o P1, também recomendado por RODRIGUES (2009). A malha escolhida é não estruturada do tipo tetraédrica, pois é a mais adaptada às geometrias complexas.

A simulação com o CFX mostrou ser uma ferramenta bastante útil que permitiu visualização e os valores obtidos na simulação sem construção de protótipos.

Foram realizadas 6 simulações, alterando-se as vazões mássicas de combustível e de ar, mas mantendo a proporcionalidade com o ar estequiométrico buscando o melhor comportamento aerodinâmico no interior da câmara de combustão, visando um posicionamento adequado da chama na zona primária, ou seja, uma chama ancorada.

Inicialmente nas simulações 1 a 5 utilizou-se a massa de BFG necessária para manter a geração de projeto da microturbina 600 kW. O resultado do comportamento da chama não foi adequado.

Pode ser observado que não ocorreu uma boa mistura entre o combustível e o ar na região primária, pela disposição das linhas de corrente. O escoamento de ar não recirculou para o interior da zona primária misturando de forma efetiva com o combustível.

As análises dos perfis de temperatura nas paredes do tubo da câmara de combustão nas simulações 1 a 5 apresentaram uma variação média de temperatura (ΔT) de 1091K no material do tubo de chama que podem causar fadigas térmicas no material, comprometendo a vida útil do equipamento.

As análises dos perfis de temperatura na saída da câmara de combustão nas simulações 1 a 5 apresentaram alguns pontos com alta temperatura, picos de chama, na entrada da turbina

com temperatura médias acima de 1200 K, valor muito superior a temperatura calculada como adequada no software *GateCycle* (850°C), que poderão afetar a integridade do material das palhetas da turbina. A análise dos resultados destes perfis de temperatura não foi satisfatória.

Nas simulações 1 a 5 a temperatura da chama apresentou valores elevados no interior da câmara, evidenciando a dificuldade de mistura do escoamento de ar com o combustível na região primária. Além disso, esta dificuldade de mistura reflete em uma chama mais longa, com altas temperaturas próximas a parede e a saída da câmara.

As simulações 1 e 5 indicam que a chama apresenta um comprimento muito maior que a chama do que Gás Natural. Nota-se que a câmara de combustão projetada para Gás Natural não é apropriada para a substituição pelo BFG, devido a grande diferença de poder calorífico entre os dois combustíveis. Para garantir a uniformidade da temperatura na saída do combustor, o comprimento do combustor deve ser aumentado.

Então foram realizadas alterações na massa de combustível injetado para acomodá-lo dentro do volume da câmara de combustão e minimizar os possíveis danos a turbina. O resultado foi alcançado quando a massa de BFG utilizada foi a mesma massa de Gás Natural utilizada na simulação de referência.

Na simulação 6, que utilizou 0,08 kg/s de BFG e com a vazão mássica de ar total disponível do compressor de 4,288 kg/s. A chama ficou ancorada na zona primária, isto foi alcançado devido a utilização de uma quantidade menor de BFG, quantidade está “compatível” ao volume da câmara de combustão. Apesar da chama apresentar o comportamento adequado, ou seja, ancorada na zona primária, e a temperatura média na saída da câmara de combustão (901 K ou 628°C) temperatura menor que o valor calculado pelo *GateCycle* (850°C). Pode-se prever uma redução na potência da turbina pois apresenta menor energia.

Há um caso real que podem ser utilizados para evidenciar a necessidade de modificação do comprimento do combustor quando há substituição do Gás Natural pelo BFG na turbina a Gás, mantendo-se a mesma capacidade de potência. Há uma turbina da GT11N2 da Alstom instalada na Usina Termelétrica TermoRio na cidade de Duque de Caxias que opera com Gás Natural com uma potência de geração de 115MW. Em contrapartida, a empresa Alstom instalou na Usina Termelétrica do Atlântico, o mesmo modelo de turbina a gás que utiliza o BFG como combustível. O combustor da turbina da TKCSA apresenta uma modificação no comprimento do combustor (maior) para comportar todo volume de

combustível a mais adicionado devido ao menor valor de poder calorífico para manter a mesma energia.

Diante da necessidade e do interesse atual diversos estudos tem sido realizadas para viabilizar a aplicação de combustíveis de baixo poder calorífico em projetos de câmaras de combustão de turbinas a gás para geração de energia.

Finalmente através deste trabalho pode ser identificado os efeitos causados pela mudança de combustível em uma turbina a gás sem modificação no projeto da câmara de combustão e realizar as alterações no regime operacional para adequação do equipamento.

CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

A partir das análises dos resultados obtidos nas câmaras de combustão simuladas, este trabalho apresenta as seguintes contribuições:

Análise do impacto térmico e aerodinâmico quando realizada a troca de gases combustíveis intercambiáveis; substituição do gás natural pelo BFG, um gás de baixo poder calorífico.

PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com a experiência adquirida na execução deste trabalho, é possível estabelecer algumas perspectivas para trabalhos futuros:

- Propõe-se o desenvolvimento para construção de uma câmara de combustão de turbinas a gás com alterações no projeto para utilização de BFG.
- Realizar simulações na câmara de combustão utilizando outros gases residuais do processo siderúrgico, com o Gás da Aciaria.
- Realizar a análise da combustão do BFG em cargas parciais de operação da turbina.
- Realizar a análise da combustão do BFG com complementação parcial de gás natural, com aumento do poder calorífico do BFG, observando o suposto impacto no desempenho aerodinâmico e térmico da câmara de combustão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANP - Agência Nacional do Petróleo. 2010.

BAUKAL, C. E. Jr. (2003), “Industrial Burners Handbook”, CRC Press LLC.

BONZANI, F., POLLAROLO, G. **Ansaldo energia gas turbine operating experience with low BTU fuels**, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria.2004.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Professional Publishing, 2012.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Professional Publishing, 2002.

CAMERETTI M. C., TUCCILO R., **Comparing Different Solutions for the Micro Gas Turbine Combustor**, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, GT2004-53286, Vienna, Austria.2004

CARVALHO,A.M;DASILVA,C.H.F;LORA,E.E.S;NASCIMENTO,M.A.R;VENTURINI,O” **Microturbinas a Gás ,Motores Stirling e Celulas a combustível para Geração Distribuída**.Itajubá, Relatório Técnico P&D CEMIG/ANEEL 001 05, Junho 2000.

CARVALHO, A. M. **Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de Um Eixo**, Itajubá, Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.2006.

COHEN H.; ROGERS G.F.C.;SARAVANAMUTTO H., **Gas Turbine Theory**, 3ª Edition, Longman Scientific e Technical, New York, USA.1987.

DARBYSHIRE O. R., EVANS A., WILSON C. W., BECK S. B. M., **CFD-Based Analysis of Burner Fuel Air Mixing Over Range of Air Inlet and Fuel Pre-heat Temperatures for Siemens V94.3A Gas**, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-13, GT2006-90944, Barcelona, Spain.2006.

DATE A.W., **Introduction to Computational Fluid dynamics**, Cambridge University Press.2005.

DIAS,F.L.G. **Projeto Preliminar e Simulação Computacional de Câmara de Combustão de Turbina a Gás Considerando a Queima de Biocombustíveis**, Tese de Mestrado– Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2011.

E.E.B.GOMES,E. E .S. LORA,M.A.R.Nascimento, **Case studies of distributed generation with microturbines in Brazil** ,In:InternationalJoint Power Generation Conference,Atlanta,2003.

- GIAMPAOLO, A **Gas Turbine Handbook: Principles and practices**, 3rd edition, CRC Press.2006.
- GOLDEMBERG, J. R, **World Energy Assessment, Preface**. United Nations Development Programme, New York, USA.2000.
- GOSSELIN P., DECHAMPLAIN S. K., KRETSCHMER D., **Three Dimensional CFD Analysis of a Gas Turbine Combustion Chamber**”, 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference an Exhibit, pp11, Huntsville, Alabama.2000.
- GREEN,J;STRICKLAND,A;KIMSESIZ,E;TEMUÇIN,I.”Blast Furnace Gas – Fired Boiler for Ereğli Iron & Steel Works (Erdemir),Turkey – Amercan Power Conference, April 9-11,Chicago,Illions,USA,1996.
- HERGOTT, C., **Gas Turbine Fuel**. In: AGTR – 8805, Alsthom Gas Turbine, Large Turbine Generator Division, Belfort, França.1998.
- HORLOCK,J.H. **Aero-engine derivate gas turbine for power generation: thermodynamics and economic perspective**. Journal of Engineering for Gas Turbine and power.Jan.1997.
- HUNG, W. S. Y. **Gas Turbine Fuels**. Gas Turbine Technology Seminar, Solar Gas Turbines, San Diego (CA), USA.1989.
- LAI M. K., **CFD Analysis of liquid Spray Combustion in a Gas Turbine Combustor**, ASME, GT1997-309.1997.
- LEFEBVRE, A. H., **Gas Turbine Combustion**. Taylor e Francis, USA.1983.
- LEFEBVRE, A. H., **Gas Turbine Combustion 2nd edition**. Taylor e Francis, USA.1998.
- LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação Volume 1**, Editora Interciência,2004.
- KIM,J.H.et.al.**Model Development and Simulation of Transient Behavir of Heavy Duty Gas Turbines**,123, 589-594.2001.
- KIM,H.S.:ARGHODE,V.K. and GUPTA,A. K., **Combustion characteristics of a Lean Premixed LPG – Air Combustor**, International Journal of Hydrogen Energy,34,p.1045-1053,2009.

KOMORI,T;HARA,H;ARIMURA,H;KITAUCHI,Y.”Design for F Class Blast Furnace Gas Firing 300MW gas Turbine Combined Cycle Plant”. Proceedings of the International Gas Turbine Congress November 2 – 7,Tokyo – 2003.

KUO K.K. **Principles of Combustion**, John Wiley & Sons Edition, New York, EUA.1986.

MALISKA, C.R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional** Segunda edição, 2004

MENDES, L. J., **Projeto preliminar de uma câmara de combustão de microturbina a gás operando com gás natural e sua modificação para gás de baixo poder calorífico**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, MG, 131 p.2003.

MORAN,M.J.;SHAPIRO,H.N.,**Princípios de termodinâmica para Engenharia**. Rio de Janeiro,RJ:Editora LTC,4ª Ed.,2002.

NEILSON, C. E. **LM2500 Gas Turbine modifications for biomass fuel operation**. Biomass and Bioenergy vol. 15, nº 3, 269-273 pp.1998.

NETO L. J. (2003), **Projeto Preliminar de uma Câmara de Combustão de Micro Turbina a Gás Operando com Gás Natural e sua Modificação pra Gás de Baixo Poder Calorífico**, Dissertação de Mestrado, UNIFEI.2003.

PASSÃO, P.F.C. **Microturbines**, Trabalho de disciplina. Potugal, 2003.

PINHEIRO JR., J. L. **Estudo Numérico de uma Câmara de Combustão de Microturbina a Gás de Baixa Emissão de Poluentes**. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 104p.2010.

RODRIGUES, L. O, **Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a**

Gás Utilizando CFD, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 244 p.2009.

RODRIGUEZ, C.G.**One-dimensional, finite-rate model for gas-turbine combustors**, PhD thesis, Blacksburg, Virginia, USA, 97 p. 1997

SOARES, C. **Gas turbines: a handbook of air, land, and sea applications**; Butterworth-Heinemann, 2008.

TURN, S.R. **An Introduction to Combustion Concepts and Applications**; McGraw Hill Education, EUA, 1996.

VANWYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6ª.ed. Edgar Blucher, 2003.

VIANNA JÚNIOR, A. L., VIEIRA, L.S.R.; SOARES, G.F.W.; NASCIMENTO, M.V.G.; **Estudo Comparativo de Microssistemas de Geração Baseados em Combustíveis**, CEPEL – Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, 2001

