



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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Projeto Preliminar e Simulação Computacional
de Câmara de Combustão de Turbina a Gás
Considerando a Queima de Biocombustíveis**

Autor: **Fagner Luís Goulart Dias**

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

Co-orientadora: **Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Itajubá, Agosto de 2011

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

Fagner Luís Goulart Dias

**Projeto Preliminar e Simulação Computacional
de Câmara de Combustão de Turbina a Gás
Considerando a Queima de Biocombustíveis**

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 Antonio Rosa do Nascimento**

Co-orientadora: **Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Agosto de 2011

Itajubá - MG

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

Fagner Luis Goulart Dias

Projeto Preliminar e Simulação Computacional
de Câmara de Combustão de Turbina a Gás
Considerando a Queima de Biocombustíveis

Dissertação aprovada por banca examinadora em 08 de agosto de 2011, conferindo ao autor o título de *Mestre em Engenharia Mecânica*.

Banca examinadora:

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Prof. Dr. Christian Jeremi Rodriguez Coronado

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

Profª. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues (Co-orientadora)

Agosto de 2011

Itajubá - MG

Dedicatória

Gostaria de dedicar este trabalho
a todos que sempre me apóiam e torcem por mim,
principalmente aos meus pais, irmãos, amigos e minha querida esposa Mellina.

Agradecimentos

À minha querida esposa Mellina,
que ao longo de todos esses anos, sempre esteve ao meu lado me apoiando e nunca me deixando desistir diante das dificuldades.

Aos meus pais Luiz Roberto Dias e Célia Maria Goulart,
que me deram a possibilidade de estudar e poder conquistar tantas vitórias.

Ao meu orientador Prof. Marco Antonio
pelo suporte técnico indispensável durante todo este trabalho.

À minha co-orientadora e amiga Profa. Lucilene
pelo companheirismo e pelos valiosos conselhos.

Ao amigo Thiago Oliveira
pela colaboração imprescindível nos desenhos, nas simulações e nas diversas discussões.

À Universidade Federal de Itajubá
por toda estrutura disponibilizada e pela oportunidade de trabalhar com ótimos profissionais.

Aos órgãos de fomento CAPES, FAPEMIG e CNPq
pelo apoio financeiro essencial fornecido no decorrer deste trabalho.

*Ser feliz é reconhecer que vale a pena viver
apesar de todos os desafios, incompreensões e períodos de crise.*

*Ser feliz é deixar de ser vítima dos problema
e se tornar um autor da própria história.*

*É atravessar desertos fora de si,
mas ser capaz de encontrar um oásis no recôndito da sua alma.*

É agradecer a Deus a cada manhã pelo milagre da vida.

Ser feliz é não ter medo dos próprios sentimentos.

É saber falar de si mesmo.

É ter coragem para ouvir um “não”.

É ter segurança para receber uma crítica, mesmo que injusta.

Pedras no caminho? Guardo todas, um dia vou construir um castelo...

Trecho de “Palco da Vida”, Fernando Pessoa.

Resumo

DIAS, F. L. G. (2011), *Projeto Preliminar e Simulação Computacional de Câmara de Combustão de Turbina a Gás Considerando a Queima de Biocombustíveis*, Itajubá, 118p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia para o projeto preliminar de câmara de combustão de turbinas a gás, considerando a composição do combustível, automatizada através de uma planilha Excel®. Além disso, diante dos apelos atuais para uso dos biocombustíveis, foi mostrada a potencialidade do uso destes combustíveis em câmaras de combustão de turbinas a gás, enfatizando os principais impactos existentes.

Como dados de entrada na planilha Excel®, foi empregada uma câmara de combustão de turbina a gás de ciclo simples para 600kW de potência, obtidos com auxílio do programa GateCycle®. Em seguida, com a geometria preliminar obtida, foi estabelecida uma ligação com o programa SolidWorks™, automatizando o processo de criação do modelo.

A partir do modelo sólido, foram empregadas as técnicas da Dinâmica dos Fluidos Computacional, a fim de comparar os resultados obtidos pela metodologia. Nas simulações, foi utilizado o programa ANSYS CFX®, com o modelo de turbulência, *SST*, de combustão, *Eddy Dissipation* e de radiação, *PI*. Em seguida, foram feitos diversos ajustes na geometria para o gás natural, de modo a melhorar o perfil do escoamento no interior da câmara.

Com base nos resultados, a metodologia empregada apresentou bons resultados para o projeto preliminar. Contudo, foram identificadas velocidades elevadas na região de queima, que contribuíram para alongar o perfil da chama até a saída da câmara, dificultando o processo de combustão. Além disso, foram observados que parâmetros como a área de referência, bem como a configuração a ser empregada no swirler, devem ser investigados com maiores detalhes. Por último, foram testados combustíveis de baixo poder calorífico a fim de evidenciar a necessidade de se ajustar a geometria da câmara a nova condição de operação.

Palavras-chave: Câmara de combustão; análise numérica em CFD; combustão; microturbina.

Abstract

DIAS, F. L. G. (2011), Preliminary Design and Computational Simulation of Combustion Chamber of Gas Turbine Considering the Biofuels Combustion, Itajubá, 118p. Msc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work presents a methodology for the preliminary design of a combustion gas turbine, taking into account the fuel composition that was automated by an Excel® spreadsheet. Moreover, due to current calls for the use of biofuels, has shown the potential use of these fuels in the combustion chambers of gas turbines, highlighting the major existing impacts.

The input data used in the Excel® spreadsheet is a gas turbine simple cycle with 600kW, obtained by the GateCycle® program. Then, with the preliminary geometry was established a link with the program SolidWorks™, in order to automate the process of creating the model.

In the model obtained, the CFD techniques were employed, in order to compare with the methodology results. For the simulations, it used the ANSYS CFX® program, with the turbulence model, SST, the combustion model, Eddy Dissipation and the radiation model, P1. Then, several adjustments have been made in the geometry for natural gas in order to improve the flow within the chamber.

Based on the results obtained, the methodology showed good approach for a preliminary design. However, it was identified high velocities in the burning zone, which helped to extend the profile of flame to the exit of the chamber, making the combustion process. In addition, it was observed that parameters such as the reference area and the swirl settings, should be investigated with more details.

Finally, it was tested the low calorific values fuels, in order to demonstrate the necessary adjustments on the geometry of the combustion chamber for the new operating mode.

Keywords: Combustion; numerical analysis using CFD; combustion chamber; microturbine.

Sumário

DEDICATÓRIA	III
AGRADECIMENTOS	V
RESUMO.....	VII
ABSTRACT	VIII
SUMÁRIO.....	IX
LISTA DE FIGURAS.....	XII
LISTA DE TABELAS.....	XVI
SIMBOLOGIA LETRAS LATINAS.....	XVII
SIMBOLOGIA LETRAS GREGAS.....	XIX
SUBSCRITOS.....	XX
SIGLAS	XXII
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Introdução	1
1.2. Justificativas.....	2
1.3. Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo geral	4
1.3.2 Objetivos específicos	4
1.4. Organização do Trabalho	4
CAPITULO 2 - ESTADO DA ARTE	6
2.1. A Energia dos Combustíveis.....	6
2.2. Biocombustíveis em Turbinas a Gás.....	7
CAPITULO 3 - TURBINAS A GÁS	12
3.1. Desenvolvimento de Turbinas a Gás.....	12

3.1.1	Principais tipos	14
3.1.2	Turbinas a gás aeroderivativas	15
3.1.3	Turbinas a gás industriais	15
3.2	Princípio de Funcionamento.....	16
3.2.1	Ciclo Brayton.....	17
3.2.2	Componentes principais da turbina a gás	19
3.3	Câmara de Combustão.....	21
3.3.1	Finalidades das câmaras de combustão	21
3.3.2	Tipos de câmaras de combustão	22
3.4	O Processo de Combustão.....	29
3.4.1	Características e classificação das chamas	30
3.5	Parâmetros Térmicos	33
3.5.1	Estequiometria	33
3.5.2	Temperatura de chama adiabática	34
CAPITULO 4 - METODOLOGIA DE PROJETO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO .		35
4.1.	Introdução	35
4.2.	Dimensões Preliminares do Combustor	36
4.2.1	Escolha da área de referência	38
4.2.2	Determinação das seções	42
4.3.	Projeto do Difusor	46
4.3.1	Cálculo das propriedades do difusor	49
4.3.2	Tipos de difusores.....	53
4.3.3	Cálculo dos parâmetros geométricos do difusor.....	54
4.4.	Projeto do Bico Injetor	57
4.5.	Projeto do <i>Swirler</i>	57
4.5.1	Diâmetro externo do <i>swirler</i>	61
4.5.2	Número do <i>swirl</i> alternativo	61
4.6.	Projeto da Zona de Recirculação	62
4.6.1	Comprimento da zona de recirculação	62
4.6.2	Ângulo de inclinação e comprimento do domo.....	62
4.7.	Projeto da Zona Primária.....	63
4.7.1	Distribuição das vazões mássicas de ar na zona primária	63
4.7.2	Projeto dos furos de entrada de ar	64

4.7.3	Comprimento da zona primária	66
4.8.	Projeto da Zona Secundária	66
4.8.1	Razão de equivalência na zona secundária.....	66
4.8.2	Comprimento da zona secundária.....	67
4.9.	Projeto da Zona de Diluição	67
4.9.1	Comprimento da zona de diluição	67
4.10.	Distribuição de Temperatura na Câmara	68
4.10.1	Cálculo da temperatura de chama.....	68
CAPITULO 5 - PLANILHA EXCEL® DESENVOLVIDA.....		71
5.1.	Organização da Planilha Excel®.....	71
5.2.	Obtenção da Geometria no SolidWorks™.....	81
CAPITULO 6 - DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....		82
6.1.	Introdução à Simulação Numérica	82
6.2.	Dinâmica dos Fluidos Computacional	83
6.2.1	Modelos de turbulência	83
6.2.2	Modelos de combustão	85
6.2.3	Tipos de malha	86
6.3.	Dinâmica dos Fluidos Computacional no CFX.....	87
CAPITULO 7 - SIMULAÇÕES E ANÁLISE DOS RESULTADOS		88
7.1.	Simulações Realizadas.....	88
7.1.1	Simulação 1: Projeto Base.....	88
7.1.2	Simulação 2: Redução no comprimento do difusor	95
7.1.3	Simulação 3: Acréscimo do <i>swirler</i> radial	96
7.1.4	Simulação 4: Colocação do <i>snout</i> , aumento do injetor e <i>swirler</i> radial	98
7.2.	Mudança no projeto original.....	103
7.2.1	Simulação 5: Aumento da área de referência calculada pela planilha.	103
7.3.	Substituição do combustível de projeto.....	106
7.3.1	Simulação 6: Queima de um biogás ETE-SABESP.....	106
7.3.2	Simulação 7: Queima de um gás de gaseificação da biomassa.	109
CAPITULO 8 - CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS		111
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		114

Lista de Figuras

Figura 3.1 Primeira patente de turbina a gás desenvolvida por John Barber em 1791	13
Figura 3.2 Primeira unidade geradora de eletricidade empregando turbina a gás fabricada pela Brown Boveri Company.....	14
Figura 3.3 Turbina a gás de um eixo	17
Figura 3.4. Diagramas do ciclo Brayton ideal.....	18
Figura 3.5 Diagrama T-s para o ciclo Brayton real	18
Figura 3.6 Exemplos de compressores aplicados em turbinas a gás. (a) Turbina LTS 101, com compressor radial ou centrífugo. (b) Turbina CF6N com compressor axial.....	19
Figura 3.7. Combustor anular do tipo fluxo direto.....	23
Figura 3.8 Configuração com fluxo reverso e abertura na seção primária.....	23
Figura 3.9 Principais configurações de câmaras de combustão	24
Figura 3.10 Exemplos de câmara de combustão multi-tubular do tipo fluxo direto a) Detalhe de uma câmara de combustão b) Turboreator J47-C27 que equipa os aviões F-86 "Sabre" c) Rolls Royce Jet Engine.....	25
Figura 3.11 Câmara de combustão tubo-anular em detalhe a) Kimerius Aircraft b) Rolls Royce Limited.	26
Figura 3.12 Exemplos de câmaras de combustão anulares a) Turboreator Snecma ATAR 101 G2 b) Turbina Aeronáutica EJ200 da EUROJET Turbo GmbH.....	27
Figura 3.13 Câmaras de combustão do tipo tubular a) Principais componentes de uma câmara de combustão tubular (Rolls Royce Limited). b) Esquema simplificado de uma câmara tubular.....	28
Figura 3.14 Dados de históricos e projeções de consumo.....	30

Figura 3.15 Modos de combustão em um motor de ignição por centelha a) Chama visível b) Chama não-visível	31
Figura 3.16 Configuração de um queimador pré-misturado.....	31
Figura 3.17 Configuração de um queimador não pré-misturado.....	32
Figura 3.18 Configuração de um queimador parcialmente pré-misturado.....	32
Figura 4.1 Efeito do número de Mach de referência nos parâmetros do escoamento.....	37
Figura 4.2 Correlação entre o parâmetro θ e eficiência da combustão	41
Figura 4.3 Detalhe da fenda de resfriamento adotada.	46
Figura 4.4 Esquema de um difusor	48
Figura 4.5 Diagrama de projeto de difusores cônicos.	50
Figura 4.6 Regiões de não ocorrência do primeiro <i>stall</i>	53
Figura 4.7 Esquema simplificado dos principais tipos de difusores.....	53
Figura 4.8 Tipos de difusores anulares (a) Equi-anular (b) Anular de núcleo reto (c) Anular duplo divergente	54
Figura 4.9 Difusor cônico com baixo fator de bloqueio e Mach.....	55
Figura 4.10 Padrão de escoamento na zona primária	58
Figura 4.11 Métodos de criação de zonas de recirculação e vórtices	58
Figura 4.12 Detalhe dos tipos de <i>swirlers</i>	59
Figura 4.13 Detalhe da geometria do <i>swirler</i> e o comportamento das linhas de corrente para o tipo axial	59
Figura 4.14 Detalhe da região de recirculação dentro da zona primária	62
Figura 4.15 Esquema representativo dos balanços de massa em cada zona.....	64
Figura 4.16 Exemplo da distribuição de temperaturas ao longo câmara de combustão.....	70
Figura 5.1 Organização da metodologia na planilha Excel®.....	72
Figura 5.2 Tela inicial da planilha Excel® desenvolvida.....	72
Figura 5.3 Tela mostrando os dados de entrada necessários à planilha Excel®.	74
Figura 5.4 Aba destinada aos parâmetros de referência e características do escoamento.....	75
Figura 5.5 Aba para cálculo das diversas seções da câmara.	75
Figura 5.6 Aba dedicada ao projeto do difusor	76
Figura 5.7 Aba dedicada ao projeto do <i>swirler</i>	77
Figura 5.8 Esquema da distribuição de massas de ar empregado nos cálculos de estequiometria e temperatura de chama adiabática.	78
Figura 5.9 Aba responsável pela determinação da temperatura adiabática de chama.....	78

Figura 5.10	Aba dedicada ao projeto da zona primária.....	79
Figura 5.11	Aba contendo a distribuição de temperaturas no combustor.....	80
Figura 5.12	Modelo sólido da câmara de combustão desenvolvida e do tubo de chama.....	81
Figura 5.13	Detalhe da planilha de projeto ligada ao SolidWorks™.....	81
Figura 6.1	Distribuição da velocidade para os modelos k-ε, RNG k-ε e SST.....	84
Figura 6.2	Desvio da magnitude da velocidade ao longo dos pontos de referência em relação ao experimental para a câmara Floxcom®, considerando diferentes modelos de turbulência.	85
Figura 6.3	Verificação da distribuição da temperatura na saída da câmara para a validação do modelo de combustão.....	86
Figura 6.4	Estrutura de funcionamento de ANSYS CFX®.....	87
Figura 7.1	Detalhes da geometria simulada.....	90
Figura 7.2	Detalhes da malha gerada para a simulação 1.....	91
Figura 7.3	Vetores velocidade no plano YZ longitudinal.....	93
Figura 7.4	Detalhe das linhas de corrente na zona primária para a Simulação 1.....	93
Figura 7.5	Detalhe do fluxo de ar do <i>swirler</i> e encontrando com o combustível.....	94
Figura 7.6	Contorno temperatura ao longo dos planos longitudinais YZ.....	95
Figura 7.7	Distribuição da temperatura na saída da câmara de combustão.....	95
Figura 7.8	Vetores velocidade no plano longitudinal YZ para a simulação 2.....	96
Figura 7.9	Distribuição dos vetores velocidade ao longo da câmara para a simulação 3.....	97
Figura 7.10	Linhas de corrente do fluxo de combustível para a simulação 3.....	97
Figura 7.11	Distribuição de temperaturas na câmara de combustão para a simulação 3.....	98
Figura 7.12	Distribuição dos vetores velocidade para a simulação 4.....	98
Figura 7.13	Intensidade dos vetores velocidade local em função do <i>snout</i> . (a) sem (b) com.	99
Figura 7.14	Detalhe do fluxo na saída do novo <i>swirler</i> , axial mais radial.....	99
Figura 7.15	Distribuição de temperaturas para a simulação 4.....	100
Figura 7.16	Comparação da distribuição de temperaturas no plano de saída.....	100
Figura 7.17	Comparação da distribuição de NO no plano de saída (a) Simulação 3 (b) Simulação 4.....	101
Figura 7.18	Comparação da distribuição de velocidades no plano longitudinal YZ. (a) Simulação 4 (b) Simulação 5.....	104
Figura 7.19	Distribuição de temperaturas no plano longitudinal YZ para a Simulação 5.....	104
Figura 7.20	Comparação da distribuição da fração mássica de CH ₄ entre as simulações. (a) Simulação 4 (b) Simulação 5.....	105

Figura 7.21 Comparação da distribuição de temperaturas no plano de saída (a) Simulação 4 (b) Simulação 5.....	105
Figura 7.22 Comparação entre a distribuição de temperaturas no plano YZ a) GN Gaspetro® b) Biogás.....	107
Figura 7.23 Comparação de temperaturas no plano de saída a) GN Gaspetro® b) Biogás ...	107
Figura 7.24 Geometria de uma câmara de combustão projetada para o biogás.	108
Figura 7.25 Detalhe das principais modificações observadas após a troca do combustível. .	108
Figura 7.26 Comparação do perfil de velocidade no plano longitudinal YZ a) GN Gaspetro® b) Gás de Gaseificação da Biomassa.....	110
Figura 7.27 Comparação da distribuição de temperaturas no plano longitudinal YZ a) GN Gaspetro® b) Gás de Gaseificação da Biomassa.	110

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Turbina a gás aeroderivativas	15
Tabela 3.2 Turbinas a gás industriais <i>heavy duty</i>	16
Tabela 3.3 A importância da combustão na indústria	29
Tabela 4.1 Valores típicos aplicados em câmaras de combustão	40
Tabela 4.2 Distribuição das vazões mássicas na zona primária	64
Tabela 4.3 Dados para o cálculo do comprimento da zona de diluição	67
Tabela 5.1 Dados de entrada da planilha.....	73
Tabela 7.1 Dados de entrada da Simulação 1.....	89
Tabela 7.2 Composição do combustível empregado na Simulação 1.	89
Tabela 7.3 Condições de contorno empregada na simulação 1.....	92
Tabela 7.4 Comparação dos valores obtidos pela planilha e simulações	102
Tabela 7.5 Dados de projeto da <i>Solar Turbines</i>	103
Tabela 7.6 Composição média do biogás ETE-SABESP.....	106
Tabela 7.7 Composição média do gás de gaseificação da biomassa.....	109

Simbologia

Letras Latinas

A	Área [m ²];
AR	Razão de áreas [-];
b	Fator de correção da temperatura [-];
c	Velocidade do som [m/s];
C_D	Coeficiente de descarga [-];
C_p	Coeficiente de recuperação da pressão estática [-];
C_p^*	Coeficiente para máxima recuperação da pressão estática [-];
D	Diâmetro [m];
g	Aceleração da gravidade [m/s];
G_m	Momento angular do fluxo axial;
G_t	Empuxo axial;
h	Entalpia específica;
K	Coeficiente relacionado ao formato das pás [-]; Fator de perda de pressão nos orifícios [-];
K_p	Coeficiente de recuperação da pressão estática modificado, considerando o coeficiente de energia cinética [-];
$K_{p,ideal}$	Coeficiente de recuperação da pressão estática ideal [-];
L	Comprimento [m];
L/W_1	Comprimento adimensional para o difusor bidimensional [-];
L/R_1	Comprimento adimensional para o difusor cônico [-];
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s];

M	Massa molar [kg/kmol];
Ma	Número de <i>Mach</i> [-];
p	Pressão estática [bar];
P	Pressão total [bar];
$\Delta p/p$	Perda de pressão [-];
ΔP	Variação de pressão [bar];
$\Delta p/q$	Fator de perda de pressão [-];
\dot{Q}	Trabalho sob a forma de calor [J];
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s];
q	Pressão dinâmica [bar];
R	Constante do gás [kJ/kmol.K];
Re	Número de <i>Reynolds</i> [-];
s	Altura da fenda de resfriamento [m];
S_N	Número do <i>Swirl</i> [-];
T	Temperatura [K];
U	Velocidade [m/s];
z	Posição para cálculo da energia potencial [m];
\dot{W}	Trabalho sob a forma de potência de eixo [J];

Simbologia

Letras Gregas

α	Coeficiente de energia cinética, representando perturbações no escoamento [-];
η	Eficiência do difusor [-];
ψ	Ângulo de divergência ou inclinação do difusor [rad];
η_k	Eficiência do difusor modificado [-];
λ_k	Coeficiente de perda de pressão modificado [-];
β	Ângulo de giro do escoamento ou <i>turning angle</i> (ângulo que o escoamento é defletido ao passar por uma palheta) [rad];
δ	Fator de perda da quantidade de movimento, que varia conforme a característica geométrica do orifício [-];
ν	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
μ	Razão de passagem [-];
ρ	Massa específica [kg/m ³];
ϕ	Razão de equivalência [-] / ângulo de incidência do jato de diluição [rad];
k	Relação de calores específicos [-] / eficiência da combustão [-];
θ	Ângulo [rad];

Subscritos

0	Propriedade de estagnação / indicativo de seção / relativo à <i>outter</i>
3	Relativo à entrada da câmara de combustão
4	Relativo à saída da câmara de combustão
3 → 4	Desde a entrada até a saída da câmara de combustão
<i>i</i>	Condição inicial; relativo à <i>inner</i>
<i>ad</i>	Condição adiabática
<i>an</i>	Região anular
<i>comb</i>	Combustível
<i>cúpula</i>	Região que abriga a chama, definida pelo domo
<i>diff</i>	Difusor
<i>esteq</i>	Condição estequiométrica
<i>otm</i>	Valor ótimo
<i>f</i>	Relativo a condição final
<i>fenda_resf</i>	Fenda de resfriamento ao longo do tubo de chama
<i>ft</i>	Relativo ao tubo de chama
<i>h</i>	Relativo ao orifício
<i>in</i>	Localizado na entrada
<i>j</i>	Relativo ao jato de diluição.
<i>lam</i>	Condição laminar
<i>max</i>	Máximo
<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>s</i>	Região do <i>snout</i>
<i>sw</i>	Relativo aos cálculos do <i>swirler</i>
<i>resf_domo</i>	Resfriamento do domo / ancoragem da chama
<i>resfparede</i>	Resfriamento da parede
<i>t</i>	Relativo a total
<i>turb</i>	Condição turbulenta
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>ZP</i>	Zona primária
<i>ZR</i>	Zona de recirculação
<i>ZS</i>	Zona secundária
<i>ZD</i>	Zona diluição
<i>out</i>	Localizado na saída

Siglas

ANP	Agência Nacional do Petróleo
CFD	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
CC	Câmara de Combustão
DLN	Dry Low NO _x
DTM	<i>Discrete Transfer Model</i>
EDM	<i>Eddy Dissipation Model</i>
FRCM	<i>Finite Rate Chemistry Model</i>
FM	<i>Flamelet Model</i>
FRCM	<i>Finity Rate Chemistry Model</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
IPEA	Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada
LFM	Laminar Flamelet Model
LIF	Limite Inferior de Inflamabilidade
LSF	Limite Superior de Inflamabilidade
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
PDF	Probability Density Factor
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i>
SST	<i>Shear Stress Model</i>
SI	Sistema Internacional de unidades
TTQ	<i>Temperature Traverse Quality</i>

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1. Introdução

A energia, nas suas mais diversas formas, é indispensável à sobrevivência da espécie humana. Em termos de suprimento energético, a eletricidade se tornou uma das formas mais versáteis e convenientes de energia, passando a ser um recurso estratégico para o desenvolvimento socioeconômico de muitos países (ANEEL, 2002).

Ao longo dos últimos anos, nota-se um aumento crescente da demanda de energia elétrica no Brasil e no mundo, embora fortemente abalada pela crise financeira mundial, principalmente pela forte retração do consumo industrial de eletricidade ao longo de todo o primeiro semestre de 2009. Porém, iniciativas do governo criaram condições excepcionais para que o Brasil venha enfrentando a crise em posição muito privilegiada relativamente às demais economias do mundo (EPE, 2009).

Desta forma, o cenário econômico mundial começa a dar sinais de retomada do crescimento a patamares anteriores à crise, liderada por países como o Brasil, refletindo na crescente busca por novas tecnologias e por fonte alternativas de energia.

Neste sentido, a competitividade do cenário mundial tem impulsionado inúmeros setores da indústria a buscar projetos modernos e mais eficientes, destacando-se a competição entre os principais fabricantes de turbinas a gás. Seus principais esforços estão concentrados no desenvolvimento de projetos de alta eficiência, com baixo custo de operação e

manutenção, além de reduzidos índices de emissão de poluentes. Dentre inúmeros pontos de interesse, os fabricantes buscam compressores mais eficientes, uma maior temperatura de operação do ciclo termodinâmico, novos materiais e modernas técnicas de resfriamento das paredes do tubo de chama e das pás da turbina, além do desenvolvimento de câmaras de combustão com flexibilidade de combustível.

Em virtude dos inúmeros combustíveis disponíveis atualmente, frente aqueles de origem fóssil, o desenvolvimento dos combustores chamados flexíveis tem ganhado destaque, seja pelo lado econômico, em virtude do preço reduzido ou mesmo pela disponibilidade de um dado combustível, seja pelo incentivo das políticas ambientais de uso dos combustíveis “verdes” para a redução da emissão de gases poluentes.

Neste sentido, projetos modernos de câmaras de combustão devem necessariamente incorporar a composição do combustível nos cálculos, se possível desde a fase preliminar, evitando mudanças complexas no projeto original. Além disso, o estudo do impacto da substituição do combustível de projeto também deve ser objeto das máquinas modernas.

Desta forma, ao longo deste trabalho, será apresentada uma metodologia de projeto preliminar de câmara de combustão de turbina a gás, considerando nos cálculos a composição do combustível a ser queimado, complementada com a aplicação de simulações numéricas envolvendo as ferramentas da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

1.2. Justificativas

O uso de turbinas a gás para geração de energia elétrica em comparação com outras tecnologias tem crescido nos últimos anos. Em artigo publicado pela empresa de consultoria *Forecast International* (2005), o mercado de turbinas a gás deverá gerar \$118,4bi em receitas entre os anos de 2005-2014, com a fabricação de 7550 máquinas. Ainda, de acordo com o analista responsável, David J. Franus, a produção de turbinas a gás terá seu pico entre os anos de 2010-2011.

São inúmeras configurações comercialmente disponíveis em turbinas a gás que variam, sobretudo, de acordo com as características típicas de cada máquina. 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 operam em uma larga faixa de combustíveis tem sido alvo de inúmeros estudos em diversos centros de pesquisa mundiais.

Neste contexto, têm-se estudado tecnologias ligadas ao desenvolvimento das câmaras de combustão, principalmente no uso dos biocombustíveis como uma das formas de redução da emissão de gases poluentes, além do preço atrativo em alguns casos.

Segundo dados da Agência Nacional do Petróleo (ANP, 2010) com relação à utilização dos biocombustíveis no Brasil no ano de 2008, a biomassa representou 31,60% da matriz energética brasileira, enquanto o petróleo e seus derivados corresponderam a apenas 36,70%. Em 2009, as fontes renováveis (produtos da cana-de-açúcar, hidreletricidade, biomassa) responderam por 47,3% de toda a energia da matriz energética brasileira. É o maior índice desde 1992, quando o uso da lenha e do carvão vegetal ainda era mais intenso no país (BEN,2010).

Isto demonstra a crescente incorporação dos biocombustíveis na matriz energética brasileira e reforça a necessidade de estudos detalhados de sua utilização. Ainda sobre o crescente desenvolvimento dos biocombustíveis, segundo o Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada, IPEA, se os preços dos combustíveis fósseis retornarem aos patamares elevados do início do século XXI, o mercado de biocombustíveis será extremamente promissor, o que impulsionará o desenvolvimento de novos processos e tecnologias. Porém, se a demanda por energia atingir níveis extremamente elevados, o emprego de biocombustíveis não será suficiente para suprir tal necessidade, exigindo a busca por novas fontes de energia.

Contudo, a substituição dos combustíveis fósseis impacta mudanças consideráveis, em particular na câmara de combustão, principalmente em sua geometria, na eficiência e na emissão de poluentes. Logo, diante da complexidade de um projeto de uma câmara de combustão torna-se importante o desenvolvimento de ferramentas que auxiliem o desenvolvimento das mesmas. Desta forma, este trabalho visa o desenvolvimento de uma ferramenta de apoio ao projeto de câmara de combustão de turbina a gás, revelando principalmente as mudanças necessárias à geometria original da câmara após variação na composição do combustível.

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

- Implantar e informatizar uma metodologia de cálculo preliminar de câmara de combustão de turbina a gás, integrada com a simulação numérica utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, visando analisar o desempenho térmico e aerodinâmico, além de avaliar eventuais impactos na geometria durante operação com diferentes combustíveis.

1.3.2 Objetivos específicos

- Desenvolver um programa computacional que automatize a metodologia de cálculo preliminar unidimensional empregada, e que forneça uma geometria aproximada da câmara de combustão, além de dados relativos à distribuição da temperatura, da velocidade e da pressão.
- Analisar o processo de combustão através da distribuição das frações mássicas dos reagentes ao longo da câmara de combustão.
- Identificar os principais parâmetros da metodologia que influenciam o projeto térmico e aerodinâmico da câmara de combustão.
- Avaliar as principais mudanças na geometria da câmara de combustão após a mudança do combustível, ou ainda, na composição química do mesmo, através do programa computacional desenvolvido.
- Fazer a integração da metodologia de cálculo preliminar com as simulações em Dinâmica dos Fluidos Computacional, a fim de comparar ambos os resultados.

1.4. Organização do Trabalho

Ao longo do Capítulo 1, será descrito de maneira geral, uma introdução ao leitor sobre os principais assuntos que serão abordados ao longo de todo o texto, bem como uma apresentação das justificativas e relevância deste tema. Em seguida, serão enumerados os principais objetivos a serem alcançados no final deste trabalho.

No Capítulo 2, o estado da arte em câmara de combustão de turbinas a gás será apresentado. Este capítulo terá início com uma abordagem sobre a importância dos biocombustíveis para o desenvolvimento econômico atual, principalmente com objetivo de atender limites reduzidos de emissão de gases poluentes. Por último, particularmente com relação às turbinas a gás, serão enumerados os principais impactos do uso dos biocombustíveis, a partir de uma revisão das experiências de inúmeros autores.

No Capítulo 3, será dado destaque às turbinas a gás, revelando as maiores inovações obtidas desde os primeiros exemplares. Serão abordados também, alguns dos principais tipos existentes, bem como uma descrição dos componentes básicos e do ciclo termodinâmico normalmente aplicado nestas máquinas. Ao final, serão detalhadas as câmaras de combustão, revelando sua principal finalidade, seus arranjos mais empregados e a teoria básica de funcionamento. Ao final, será dada uma breve introdução ao conceito de combustão.

A partir da metodologia empregada neste trabalho, os inúmeros cálculos aplicados serão abordados em detalhes no Capítulo 4, juntamente com as diversas considerações que foram empregadas devidamente justificadas.

De posse dos cálculos descritos no Capítulo 4, foi desenvolvida uma planilha Excel®, cuja organização será descrita em detalhes no Capítulo 5. Desta forma, serão identificadas e discutidas as principais abas criadas, juntamente com o funcionamento básico delas. Assim, o leitor poderá identificar onde estão localizados os cálculos descritos no Capítulo 4.

Com os resultados obtidos pela planilha Excel® foram feitas diversas simulações aplicando os conceitos da Dinâmica dos Fluidos Computacional, com objetivo de comparar os resultados obtidos por ambas. Assim, no Capítulo 6, serão abordados os principais conceitos desta técnica, os métodos de discretização, os modelos de turbulência e de combustão existentes, além das principais características da malha a serem consideradas.

Foram realizadas diversas simulações utilizando o ANSYS CFX®, cujos resultados e discussões obtidos estão descritos ao longo do Capítulo 7 deste trabalho. Finalmente, o Capítulo 8 resume as principais conclusões obtidas, além da proposição de alguns temas para trabalho futuros.

Capítulo 2

ESTADO DA ARTE

Até meados do século XIX o desenvolvimento econômico era fortemente dependente da força do homem, do animal e do uso da água, da energia do vento e vapor. Com o progresso econômico e o surgimento dos produtos industrializados, novas fontes de energia tiveram que ser descobertas e, desde então, os combustíveis assumiram papel fundamental. Neste sentido, ao longo deste capítulo serão discutidos dados importantes dos combustíveis, como sua relevância no cenário econômico mundial, através de perspectivas de grande crescimento da demanda. Dentre os diversos combustíveis serão descritos os biocombustíveis, bem como as principais características de sua aplicação em câmaras de combustão de turbinas a gás.

2.1. A Energia dos Combustíveis

Desde o século passado, os combustíveis fósseis derivados do petróleo têm sido a principal fonte de energia mundial. O consumo de energia no mundo aumentou 17 vezes no século passado, juntamente com as emissões de CO₂, CO, NO_x e SO_x resultantes da queima destes combustíveis. Em contrapartida, as reservas de petróleo em todo o mundo tendem a se esgotar em menos de 50 anos no ritmo atual de consumo, considerando as eficiências de atuais de conversão (GUPTA *et al.*, 2010). De acordo com IEA (2006), a demanda mundial por energia tende a crescer a uma taxa anual de 1,6% até 2030, alavancada principalmente

pelo crescimento exponencial do consumo energético pelos países emergentes. No entanto, fatores como a escassez iminente, incerteza política nas principais regiões produtoras e elevado preço, somado às crescentes preocupações com o meio ambiente, tem instigado a busca pela eficiência energética e fontes renováveis de energia (GHASSAN *et al.*, 2003). Neste sentido, os biocombustíveis surgiram como uma importante fonte alternativa de energia, além de oferecer outros benefícios como sustentabilidade, redução nas emissões de gases causadores do efeito estufa, o desenvolvimento rural e a segurança no abastecimento (GUPTA *et al.*, 2010; HALL *et al.*, 1993; GOLDEMBERG, 2000).

Como descrito em Goldenberg *et al.* (2008), em suas diversas formas, a bioenergia respondeu por 28,6% da oferta total de energia em São Paulo no ano de 2006 (SSE, 2007), distribuindo-se principalmente entre produtos da cana-de-açúcar (88%), lenha como uso direto (5%) ou como lixívia celulósica (4%), um subproduto da indústria de papel e celulose. No Brasil, de acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP, 2010), cerca de 45% da energia produzida e 18% dos combustíveis consumidos no Brasil já são renováveis.

Estudos revelaram ainda que apenas 2,2% da energia consumida no mundo são originadas de fontes renováveis, o que evidencia um extraordinário potencial para a exploração (PESSUTI, 2003). Considerando apenas a biomassa proveniente de atividades agroindustriais, ou seja, de resíduos agrícolas, florestais e agropecuários, calcula-se que o potencial combustível desse material seja equivalente a aproximadamente 6,5 milhões de litros de petróleo ao ano (STAISS e PEREIRA, 2001).

Enfim, diante de todo esse potencial, tem havido uma crescente disseminação de projetos e de ações voltadas para o uso de biocombustíveis para a geração de energia.

2.2. Biocombustíveis em Turbinas a Gás

A câmara de combustão de turbinas a gás corresponde basicamente a um mecanismo de fluxo contínuo, que tende a desenvolver uma chama estável durante a sua combustão. Em teoria, estas máquinas podem operar com uma série de biocombustíveis como o álcool, biodiesel, biomassa gaseificada, gás sintético, hidrogênio, além do gás natural convencional são possíveis (GUPTA *et al.*, 2010). Contudo, a substituição do combustível de projeto em câmaras de combustão de turbinas a gás deve ser avaliada, uma vez que as propriedades do

combustível influenciam principalmente na eficiência do conjunto, na taxa de emissão de poluentes e no processo de combustão. Assim, considerando que as turbinas a gás podem operar com diferentes combustíveis e do grande potencial energético dos biocombustíveis, diversos autores têm buscado soluções para queima destes em projetos de câmara de combustão já existentes.

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 *swirler* (mecanismo responsável pela criação de vórtices na região da queima, de maneira a melhorar o processo de mistura e ancorar a chama), além de um novo projeto do bico injetor e dos canais de alimentação, para atender a uma maior vazão requerida. Ao final, os resultados de ensaios demonstraram que existe a possibilidade de queimar combustíveis de baixo poder calorífico e que, um bom desempenho e a quantia de potência gerada dependem fundamentalmente da qualidade do combustível queimado, da estabilidade de sua composição e da pressão de alimentação mantida constante.

Em aplicações envolvendo turbinas a gás, algumas modificações são necessárias para atender as diferentes características, composições e poder calorífico dos combustíveis considerados fora de projeto. Dependendo do tipo de combustível, estas modificações vão desde a aplicação de materiais mais resistentes à corrosão até modificações geométricas (*i.e.*, de forma a atender o processo de combustão) nos componentes de turbinas a gás (HUNG, 1989, MOLLIÈRE, 2002).

Tomczak *et al.* (2002) simularam numericamente a queima de uma mistura de gás natural com hidrogênio em câmara de combustão de turbinas a gás, variando a taxa de mistura. Os autores constataram que sem realizar qualquer modificação na câmara de combustão, misturas ricas de hidrogênio até hidrogênio puro podem ser queimadas com sucesso, revelando ser um combustível alternativo em potencial. Porém, as emissões de NO_x aumentaram 3,4 vezes comparadas com a queima com gás natural, exigindo uma detalhada revisão do projeto da câmara e do uso de tecnologias de redução da emissão de poluentes, como injeção de vapor e água.

Bohn e Lepers (2003) analisaram os efeitos da queima de biogás nas características de operação de microturbinas a gás, apresentando uma visão geral dos combustíveis de baixo poder calorífico com potencial para aplicação em microturbinas a gás, investigando principalmente os efeitos causados nos materiais das palhetas e nas emissões.

Em plantas de ciclo combinado, tem-se observado nos últimos anos, uma grande queima de combustíveis como o gás natural e o óleo combustível. Porém, conforme mencionado por Bonzani e Pollarolo (2004), a procura por turbinas a gás que operem com combustíveis de baixo poder calorífico tem obtido destaque. Em suas pesquisas, os autores relataram quais são os principais impactos destes combustíveis no projeto do sistema de combustão.

Dentre os combustíveis com baixo poder calorífico, Bonzani e Pollarolo (2004) intensificaram suas pesquisas 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 mostraram que o desempenho e a eficiência da planta foram maiores que o esperado, e as emissões, ficaram abaixo dos valores exigidos. Contudo, os autores afirmam que ajustes no queimador e no sistema de injeção devem ser realizados para cada composição de combustível a ser queimado, uma vez que maiores vazões são exigidas. Consequentemente, o sistema requer uso de válvulas de controle especiais, além da adição em alguns casos, de um sistema de mistura dos gases de recuperação com gás natural ou ainda da injeção de vapor.

Em sistemas de aquecimento e geração de energia, a flexibilidade das microturbinas (30kW a 150kW) em operar com múltiplos combustíveis, aliado a sua simplicidade e tamanho compacto, além da garantia de baixos níveis de emissão de poluentes contribuem, segundo Janssen *et al.* (2005) para que as microturbinas ganhem destaque. Janssen *et al.* (2005) enfatizaram que estas podem operar com gás natural, biogás, diesel, gasolina ou ainda biocombustíveis. Contudo, aquelas que operam com combustíveis líquidos ainda não estão comercialmente disponíveis, mesmo sendo possível de serem aproveitados. Em Janssen *et al.* (2005), os autores enfatizam o uso de microturbinas queimando biocombustíveis na geração de energia elétrica “verde”, devido às políticas mundiais de redução das emissões de poluentes. Contudo, mudanças devem ser feitas nos projetos existentes, devido às diferentes propriedades físico-químicas dos biocombustíveis comparados com os combustíveis de origem fóssil. Os autores revelam que o metanol e o etanol, chegam a possuir poder calorífico cerca da metade dos combustíveis fósseis. Também, a maior agressividade química e grandes quantidades de contaminantes nos biocombustíveis podem causar erosão e deposição, que afetam negativamente o desempenho e a confiabilidade das máquinas. Para Janssen *et al.* (2005), o emprego de biocombustíveis em microturbinas depende, sobretudo, do desenvolvimento de tecnologias que reduzem o custo de energia por quilowatt, pois estes

constituem sem dúvida, um dos grupos de combustíveis do futuro.

Pavlas *et al.* (2006) retrataram o aumento da importância das fontes de energia renováveis na geração de energia. Contudo, segundo os autores, incorporar estas novas fontes de energia às tecnologias existentes constitui um dos maiores desafios para os fabricantes. Neste sentido, Pavlas *et al.* (2006) propuseram alternativas que não alteram completamente o projeto inicial, através algumas mudanças na câmara de combustão para operar com diferentes combustíveis. Os autores analisaram aspectos como custo, capacidade de cogeração e energias renováveis produzidas pela União Europeia, taxa de retorno do investimento e constataram que, atualmente, o gás natural ainda continua obtendo algumas vantagens sobre as fontes alternativas. Porém, a combinação destes com fontes de combustíveis alternativas irão minimizar a dependência de uma única fonte de energia no futuro, e principalmente, se o custo dos combustíveis fósseis continuarem a se elevar.

De acordo com Gökalp e Lebas (2004), as turbinas a gás mais antigas eram projetadas para um único combustível (na sua maioria o gás natural ou óleo combustível doméstico) e com emprego de queima difusa. Isto resultou em níveis elevados de emissão de NO_x e de espécies não-queimadas na saída da câmara. Assim, atualmente, empregam-se diversas técnicas como a *Dry Low NOx*, DLN, além da queima pré-misturada, com objetivo de minimizar as emissões de poluentes na saída do queimador.

Nesse sentido, Gökalp e Lebas (2004) pretendem estender a aplicação desta tecnologia para combustíveis com baixo poder calorífico, como o gás de gaseificação da biomassa (poder calorífico menor que 25% do gás natural), além daqueles enriquecidos com hidrogênio, com objetivo de reduzir custos e atender as metas de emissões de poluentes determinados pela União Europeia. Também, os autores reuniram os principais combustíveis alternativos aplicáveis a turbinas a gás industriais, de acordo com a disponibilidade, composição química, propriedades físicas e custo.

Conforme evidenciado, diversos estudos já foram realizados envolvendo a tentativa de aplicação dos biocombustíveis, ou ainda, com 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 existe, necessitando apenas de algumas modificações no projeto inicial em função das características de cada combustível. Deste modo, presume-se que é possível identificar os efeitos da mudança na composição do combustível original à câmara, adequando-a a uma nova condição de operação.

Buscando identificar a existência de alguma metodologia específica para projeto de

câmaras de combustão de turbinas a gás, foram destacadas duas referências mais reconhecidas, Lefebvre (1998) e Mellor (1990). Ambos apresentam uma descrição geral dos elementos principais de uma câmara de combustão, evidenciando seu princípio de funcionamento, além de diversas equações obtidas de forma empírica e experimental. Contudo, conforme pode ser identificado, ainda não se dispõe de uma metodologia de cálculo de câmara de combustão de turbinas a gás bem definida e que caracterize o comportamento de todos os componentes, de maneira a poder identificar os impactos da substituição do combustível de projeto, no caso, pelos biocombustíveis.

Neste sentido, este trabalho vem contribuir com o desenvolvimento de um programa computacional, que irá reunir as experiências de diversos autores com objetivo de compor um cálculo preliminar de uma câmara de combustão de turbina a gás. Para tanto, este programa deverá informar a geometria aproximada da câmara de combustão em função da composição do combustível empregado, permitindo analisar o comportamento termo-aerodinâmico após a substituição do combustível de projeto.

Capítulo 3

TURBINAS A GÁS

As turbinas a gás são máquinas de fluxo largamente empregadas na geração de energia. Apresentam inúmeras características atraentes, destacando-se um tamanho compacto, alta flexibilidade, confiabilidade, partida rápida e um menor impacto ambiental, por exemplo, em comparação com turbina a vapor (GUPTA *et al.*, 2010). Diante da atratividade das turbinas a gás, este capítulo irá revelar maiores detalhes das mesmas, iniciando com uma breve descrição do seu histórico e revelando quais foram os principais inventores desta tecnologia, bem como algumas de suas idéias inovadoras. Também serão descritas as características básicas de funcionamento, o ciclo termodinâmico envolvido e finalidade de seus principais componentes. Dentre eles, a câmara de combustão será mais detalhada, descrevendo sucintamente sua finalidade, seus principais tipos e arranjos mais comumente encontrados na indústria, bem como suas formas de classificação. Por último, será feita uma breve revisão do processo de combustão, de modo a esclarecer ao leitor alguns termos importantes empregados durante o texto.

3.1. Desenvolvimento de Turbinas a Gás

O desenvolvimento e a evolução das turbinas a gás sempre estiveram próximos dos avanços obtidos pelo sistema a vapor, seja pela proximidade cronológica ou pela grande

semelhança entre os seus principais componentes. Alguns primeiros exemplos destas máquinas podem ser notados na história da humanidade, basicamente utilizando os gases quentes como fluido de trabalho. Dentre os mais antigos, vale destacar a invenção de Leonardo Da Vinci, cerca de 1500dC, que consistia em um dispositivo que utilizava os gases quentes rejeitados para uma chaminé para promover o giro do alimento a ser assado. Mesmo de maneira rudimentar, a aplicação deste princípio representava as bases da turbina a gás moderna conhecida atualmente, até que em 1791, uma patente de John Barber empregaria de fato os gases como fontes de energia, conforme ilustrado na Figura 3.1. Neste caso, os gases eram produzidos a partir da queima do carvão aquecido e misturado com o ar comprimido, produzindo um jato de alta velocidade que impulsionava as lâminas radiais de uma turbina. (GIAMPAOLO, 2006).

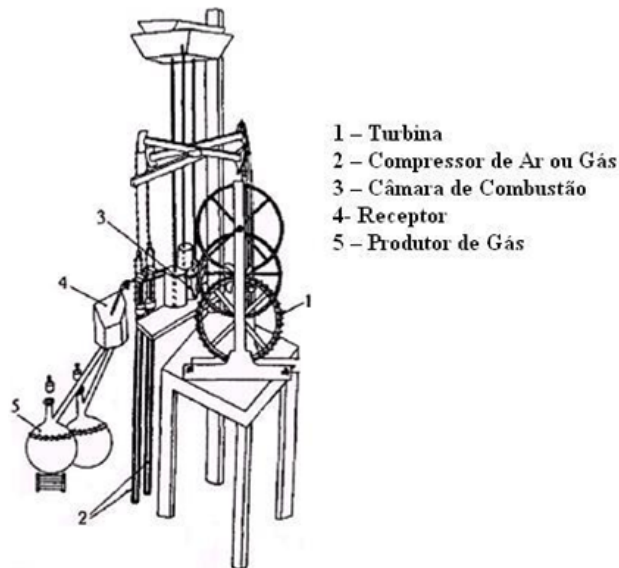


Figura 3.1 Primeira patente de turbina a gás desenvolvida por John Barber em 1791 (Deutsches Museum©).

Ao longo dos anos, existiram diversos pesquisadores envolvidos na descoberta, mas apenas alguns pequenos avanços a partir daquilo que John Barber havia inventado. Este cenário permaneceu até início do século XX, quando a empresa Brown Boveri implantou a primeira unidade industrial geradora de eletricidade em Neuchatel, Suíça, movida à turbina a gás, conforme ilustrado pela Figura 3.2. Outros pequenos avanços também foram notados, principalmente após as duas grandes guerras mundiais, com destaque para a Alemanha e Inglaterra que desenvolveram as primeiras turbinas para propulsão de aviões.

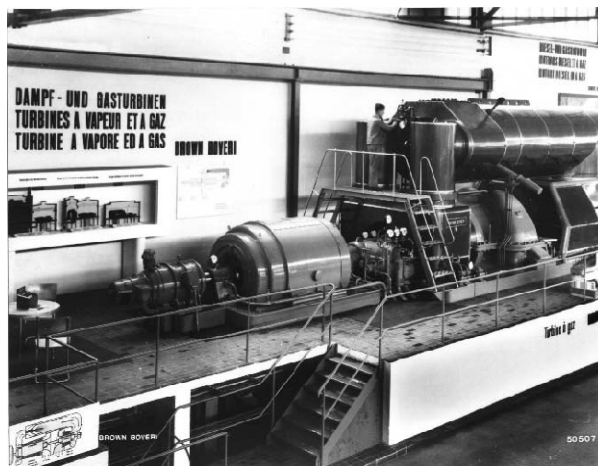


Figura 3.2 Primeira unidade geradora de eletricidade empregando turbina a gás fabricada pela Brown Boveri Company (GIAMPAOLO, 2006).

Segundo Giampaolo (2006), o grande desenvolvimento das turbinas a gás, comparado com o que existe atualmente, tem sido possível devido a três fatores principais:

- Avanços em metalurgia, que tornaram possível a presença de elevadas temperaturas 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.

Diante destes avanços, as turbinas a gás atuais têm a capacidade de operar em uma larga faixa de operação, desde pequenas centrais até grandes usinas termelétricas. Com isso, o desafio das turbinas a gás atuais é atender níveis de emissão de poluentes cada vez menores e operar, com confiabilidade, eficiência e baixo custo de operação, com variados tipos de combustíveis.

3.1.1 Principais tipos

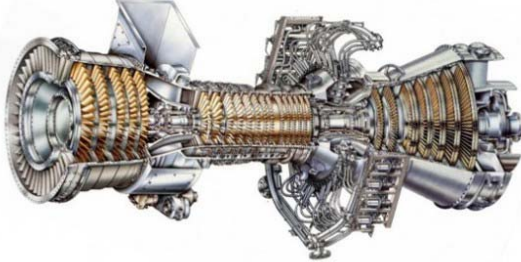
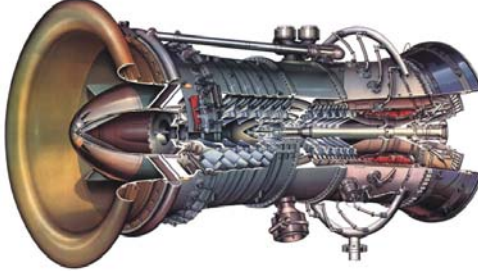
Existem diversas formas de classificação aplicadas às turbinas a gás, variando principalmente devido às inúmeras configurações existentes. Particularmente, nas turbinas industriais, têm-se as turbinas aeroderivativas, que são oriundas de turbinas a gás aeronáuticas e as *heavy duty*, que são máquinas de grande potência e projetadas exclusivamente para a aplicação industrial ou marítima (LORA e NASCIMENTO, 2004).

3.1.2 Turbinas a gás aeroderivativas

As turbinas a gás aeroderivativas são concebidas a partir de modificações no projeto original de turbinas a gás aeronáuticas, de maneira a adaptá-las à aplicação industrial. Segundo Lora e Nascimento (2004), é mais econômico modificar o projeto de turbinas a gás aeronáuticas para fins industriais do que desenvolver um projeto totalmente novo.

São constituídas basicamente de uma câmara de combustão de uma dada turbina a gás e uma turbina livre ou de potência, apresentando alta eficiência e confiabilidade, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção. Alguns exemplos das turbinas a gás aeroderivativas são mostrados na Tabela 3.1.

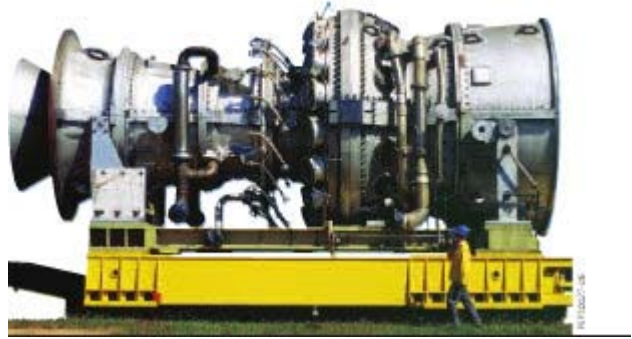
Tabela 3.1 Turbina a gás aeroderivativas (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Fabricante/Características	Turbina a gás
<p>General Electric® LM6000 Potência elétrica (base) 40,7 MW Eficiência térmica 42,3 %</p>	
<p>Rolls-Royce® RB211 Potência elétrica (base) 24,9 MW Eficiência térmica 35,6 %</p>	

3.1.3 Turbinas a gás industriais

Por outro lado, as turbinas a gás *heavy duty* são turbinas projetadas especificamente para a aplicação industrial. São máquinas de grande porte, com flexibilidade de combustível, alta confiabilidade e podendo chegar a uma potência de 340MW. Geralmente, compõem um ciclo simples com um compressor axial, uma câmara de combustão externa ao corpo da máquina e uma turbina axial (LORA e NASCIMENTO, 2004). Pela Tabela 3.2, pode-se visualizar um exemplo de turbina industrial *heavy duty*.

Tabela 3.2 Turbinas a gás industriais *heavy duty* (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Fabricante/Características	Turbina a gás
<p>General Electric® MS9001FA Potência elétrica (base) 255,6 MW Eficiência térmica 38,9 %</p>	

3.2 Princípio de Funcionamento

A turbina a gás pode ser definida como uma máquina térmica, onde a energia termodinâmica contida nos gases quentes provenientes da combustão é convertida em trabalho mecânico ou utilizada para propulsão. Apesar do princípio básico parecer simples, as turbinas a gás são máquinas tecnicamente muito complexas, com inúmeras partes móveis, sofisticados sistemas de lubrificação e controle eletrônico, além de características termodinâmicas e de funcionamento bem particulares. Juntamente com o fato de serem pressurizadas, as turbinas a gás apresentam unidades mais compactas, com elevada razão potência/peso em comparação com outras tecnologias de conversão de energia. Contudo, o termo turbina a gás é comumente empregado em referência a um conjunto de três equipamentos: compressor, câmara de combustão e turbina, além de equipamentos acessórios.

O funcionamento das turbinas a gás inicia com a admissão do ar em condição ambiente ou refrigerado, em alguns casos. Em seguida, o ar entra no compressor, onde ocorre o processo de compressão idealmente adiabática com aumento de pressão, e conseqüentemente aumento na temperatura do fluido. No compressor, cada estágio de compressão é representado, em geral, por uma fileira de palhetas rotativas que impõem movimento ao fluxo de ar e uma fileira de palhetas fixas, possibilitando aumento de pressão ao fluido. O ar pressurizado segue para a câmara de combustão onde será misturado ao combustível. Nesta etapa, após o processo de ignição e queima da mistura, ocorre um aumento de temperatura a pressão constante, resultando também em um aumento de volume do fluxo de gases.

Finalmente estes gases quentes e pressurizados acionam a turbina, gerando trabalho mecânico, e em seguida, os gases ainda quentes, são finalmente liberados em alguns casos, ainda em alta temperatura.

As diversas variações no estado termodinâmico do fluido de trabalho ao passar pelos componentes seguem um ciclo termodinâmico, que é conhecido como Ciclo Brayton, concebido por George Brayton em 1870. Este conjunto opera normalmente em circuito aberto, conforme ilustrado pela Figura 3.3, onde os gases de escape, após passarem pela turbina, são descarregados para a atmosfera sem que retornem à admissão (ÇENGEL e BOLES, 2006).

3.2.1 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton na sua forma ideal é empregado como uma aproximação dos processos térmicos, uma vez que descreve as variações de estado (*i.e.*, pressão e temperatura) dos gases sem considerar as perdas e os fenômenos de irreversibilidade existentes no processo real. Segundo Cohen *et al.* (1987), em um ciclo ideal, não há perda de pressão nos componentes e o regime de operação é considerado permanente.

Conforme ilustrado na Figura 3.3, o ciclo Brayton ideal pode ser representado por quatro etapas: (1 → 2): compressão isentrópica, juntamente com aumento de temperatura; (2 → 3): queima da mistura ar/combustível a pressão constante; (3 → 4): gases a alta pressão e temperatura se expandem isentropicamente ao passar pela turbina.

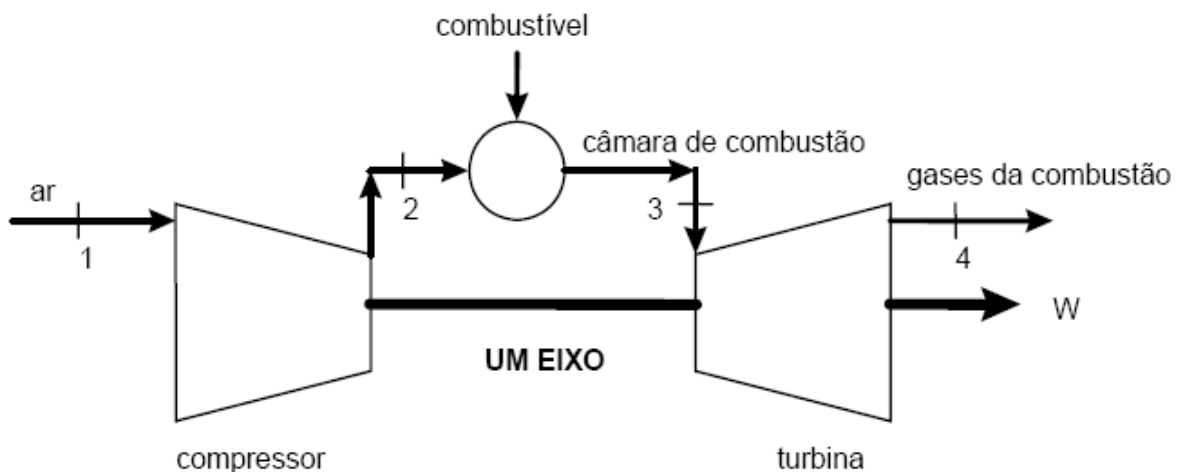


Figura 3.3 Turbina a gás de um eixo (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Desta forma, mesmo se tratando na prática de um ciclo, parte da energia proveniente da combustão e ainda presente nos gases de exaustão pode ser rejeitada sob a forma de calor para outro processo. Contudo, existe um limite físico à rejeição de calor intrínseco ao funcionamento de ciclos termodinâmicos, mesmo nos casos ideais, como define a Segunda Lei da Termodinâmica. A Figura 3.4 apresenta os principais diagramas representativos do ciclo Brayton ideal.

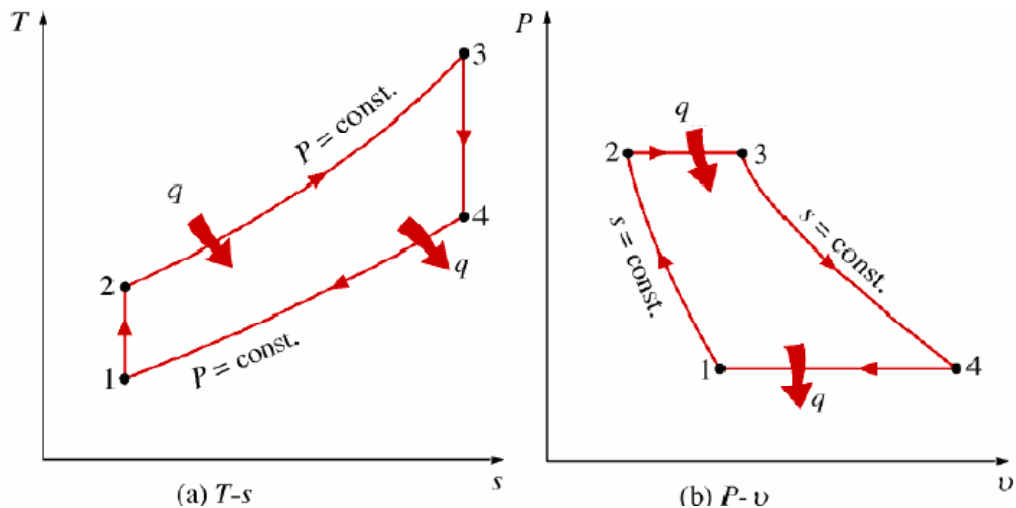


Figura 3.4. Diagramas do ciclo Brayton ideal (CARVALHO, 2006).

Através da Figura 3.5, as perdas de pressão e as irreversibilidades são consideradas, evidenciando as diferenças entre o ciclo real e ideal.

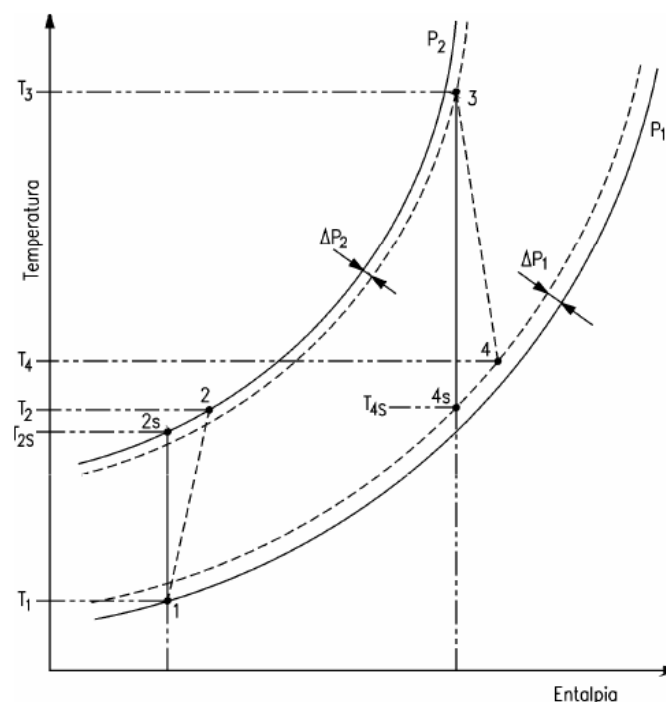


Figura 3.5 Diagrama T-s para o ciclo Brayton real (LORA e NASCIMENTO, 2004).

3.2.2 Componentes principais da turbina a gás

São diversos componentes e configurações normalmente encontrados nas turbinas a gás, empregado com objetivo de para aumentar a potência útil e a eficiência térmica. Neste sentido, encontram-se os compressores, turbinas, dispositivos de resfriamento (*i.e.*, *intercoolers*), câmaras de combustão e trocadores de calor, sendo estes últimos instalados junto aos gases de exaustão (LORA e NASCIMENTO, 2004). Contudo, em uma configuração simplificada da turbina a gás destacam-se:

- **Compressores**

Os tipos de compressores comumente empregados em turbinas a gás são do tipo axial e centrífugo ou radial, conforme ilustrado na Figura 3.6. Seus componentes básicos são o rotor, o difusor e a carcaça. O rotor contém inúmeras pás que, a partir do seu movimento de rotação transferem energia (*i.e.*, potência) mecânica para o ar (ou fluido de trabalho). Quanto ao difusor, este possui um sistema de aletas que reproduzem passagens divergentes que desaceleram o ar, aumentando conseqüentemente sua pressão. Por último, a parte fixa denominada carcaça é a responsável pela estrutura física que envolve o conjunto. (LORA e NASCIMENTO, 2004; MARTINELLI, 2008).

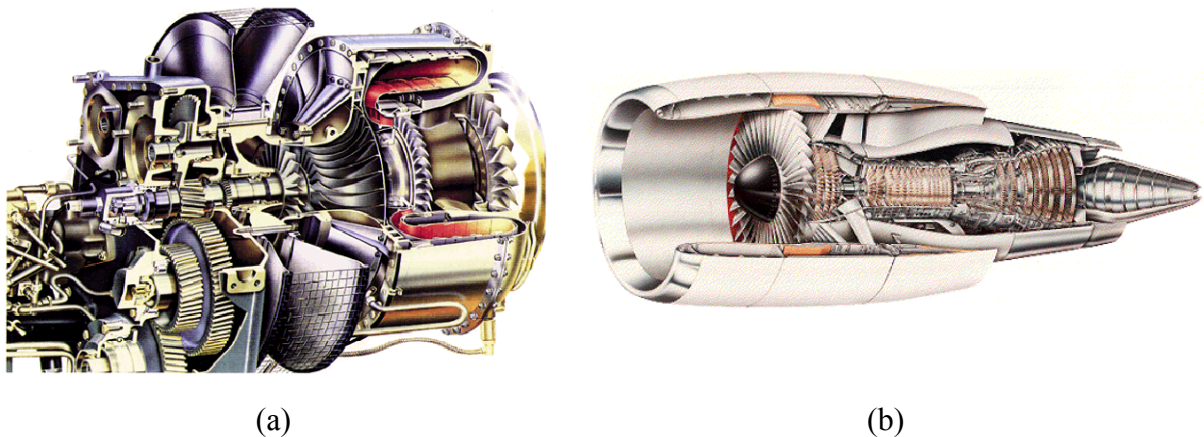


Figura 3.6 Exemplos de compressores aplicados em turbinas a gás.

(a) Turbina LTS 101, com compressor radial ou centrífugo.

(b) Turbina CF6N com compressor axial (MARTINELLI, 2008).

O desenvolvimento dos compressores ao longo dos últimos 40 anos foi significativo, principalmente na razão de compressão (*i.e.*, pressão na saída pela entrada) em modelos aeroderivativos. Em números, a razão de pressão operada pelo compressor passou de 5:1, no

início da II Guerra Mundial, para cerca de 12:1 nos projetos mais modernos de turbinas a gás industriais e, para 30:1 nas aeroderivativas. Sem dúvida, este avanço no estado da arte contribuiu para um aumento da eficiência térmica do ciclo simples, chegando a 41% nas turbinas aeroderivativas (GIAMPAOLO, 2006).

Para as duas principais configurações dos compressores, centrífugo ou axial, de um modo geral, pode-se dizer que para uma mesma potência, o tipo radial fornece uma pressão maior com uma vazão menor, comparando com o tipo axial. Normalmente, no uso em turbina a gás, os compressores radiais são mais adequados para sistemas de pouca potência enquanto que aqueles axiais se ajustam melhor para potências maiores (MARTINELLI, 2008).

- **Turbinas**

A turbina fornece potência para acionar o compressor e o gerador elétrico que está acoplado ao conjunto compressor-turbina, chamado de *spool* (*i.e.*, carretel). Basicamente, sua função é extrair o máximo de energia dos gases quentes que deixam a câmara de combustão, expandindo-os a pressão e temperatura mais baixas. Existem duas configurações principais, radiais e axiais, semelhantes aos compressores.

Turbina Radial: Possui somente um estágio com rotor semi-aberto, muito semelhante à existente no compressor radial. O escoamento neste caso segue no sentido radial, contra o efeito da força centrífuga, de fora para dentro. Desta forma, torna-se comum a denominação turbina radial. Normalmente são empregadas em aplicações de baixa potência, como por exemplo, em turboalimentadores ou turbinas automáticas, podendo atingir até 4500kW em instalações com potência efetiva de 1500kW. Seu rendimento é relativamente baixo, principalmente devido a presença de folgas no rotor, alta diferença de temperatura e oposição da força centrífuga por ocasião da expansão. Em números, valores comuns de rendimento são geralmente da ordem de 70% a 80%, dependendo de cada projeto e das dimensões da máquina (MARTINELLI, 2008).

Turbina Axial: São semelhantes as turbinas a vapor de reação, porém dificilmente são utilizados mais de cinco estágios, em virtude da baixa queda de pressão nas turbinas a gás. Na maioria das configurações tem-se de dois a quatro estágios, sendo que, para baixa potência basta apenas um estágio.

3.3 Câmara de Combustão

A câmara de combustão tem a finalidade principal de elevar a temperatura do ar proveniente do compressor através da queima adequada de um combustível, de modo que em seguida, os gases quentes sejam expandidos e acelerados na turbina. Porém, isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência. Nas próximas seções, serão abordados maiores detalhes do princípio de funcionamento das câmaras de combustão, além de suas principais características.

3.3.1 Finalidades das câmaras de combustão

As câmaras de combustão constituem um dos componentes essenciais que compõem o ciclo termodinâmico a gás, ao lado do conjunto compressor e turbina. Inúmeras configurações e arranjos são aplicados atualmente com o ciclo a gás, de acordo com as exigências de cada projeto. Basicamente, a câmara tem por finalidade promover de maneira eficiente a mistura entre o agente comburente, anteriormente comprimido pelo compressor, no caso mais comum o ar, e o agente combustível. Ao final, tem-se o objetivo de que a reação de combustão permaneça estável e contínua, liberando calor suficiente para aumentar a temperatura dos gases no nível de operação da turbina. Contudo, este fato deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência em toda faixa de operação da turbina a gás. Por último, a quantidade de combustível adicionada é função da potência demandada e do aumento de temperatura, sendo este último limitado pela temperatura máxima que o material das palhetas e rotores da turbina suporta (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Inúmeros outros fatores também são necessários a um bom projeto de uma câmara de combustão. Porém deve-se buscar sempre uma mínima emissão de poluentes, um custo de manutenção e fabricação compatíveis, além de garantir um longo tempo de vida ao equipamento (LEFEBVRE, 1998).

Autores como Cohen *et al.* (1987), enfatizam que a geometria da câmara de combustão, juntamente com o sistema de injeção de ar e combustível devem promover a ocorrência dos seguintes processos em ordem cronológica:

- Formação de uma mistura reativa;
- Ignição da mistura;

- Propagação da frente de chama;
- Mistura dos produtos quentes com o excesso de ar para uniformização da temperatura dos gases que serão direcionados para a turbina.

Como visto, são inúmeros os requisitos que um bom projeto de câmara de combustão deve atender. Contudo, de acordo com a aplicação do equipamento, uma ou outra exigência será tratada com maior destaque, por exemplo, em situações com restrição de espaço físico e diante de legislações em vigor. Nos dias atuais, percebe-se uma preocupação dos institutos de pesquisa e empresas pela busca de projetos chamados flexíveis, ou seja, que permitem a troca por combustíveis alternativos. Esta tendência possui forte relação com as legislações ambientais atuais cada vez mais rígidas, portarias, regulamentações e a disponibilidade de outros combustíveis a um preço atrativo.

Outro desafio relacionado ao projeto de câmaras de combustão tem origem desde as primeiras descobertas do equipamento, pois em sua maioria, as câmaras são obtidas a partir de técnicas e abordagens empíricas obtidas em laboratório, enfatizando a importância e contribuição deste trabalho para o desenvolvimento das mesmas.

3.3.2 Tipos de câmaras de combustão

Existem diversas classificações empregadas às câmaras de combustão. Contudo, as mais aplicadas são baseadas em duas características: de acordo com a distribuição do ar e a partir da geometria.

a) Distribuição do ar

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

- **Combustores de fluxo direto (*straight through*):** Muitos autores consideram esta configuração como típica de uma câmara de combustão, devido a sua simplicidade. Neste formato, conforme ilustrado pela Figura 3.7, o escoamento proveniente do compressor atravessa a câmara até a entrada da turbina numa direção única.

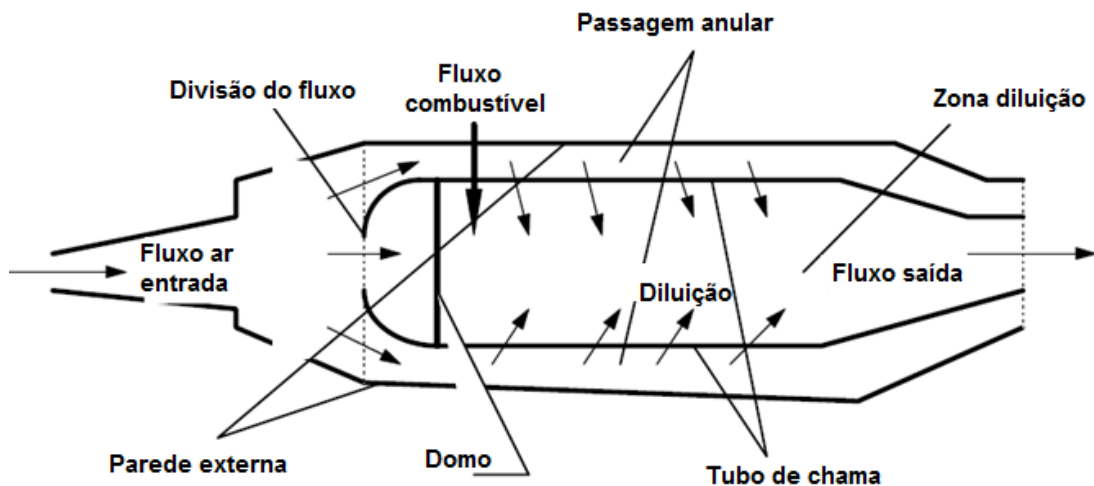


Figura 3.7. Combustor anular do tipo fluxo direto (RODRIGUEZ, 1997).

- **Combustores de escoamento reverso:** Apresentam uma dada geometria interna que garantem um escoamento no sentido contrário daquele de entrada, conforme ilustrado pela Figura 3.8. Seu tamanho reduzido contribui para uma curta distância entre compressor e turbina, reduzindo o tamanho da máquina. Porém, diante da grande perturbação no escoamento, surge uma dificuldade na distribuição dos orifícios ao longo da câmara. Lefebvre (1998) afirma que esta configuração está presente, de forma completa ou parcialmente, nos projetos que empregam uma única câmara de combustão.

Este tipo de configuração é normalmente empregado quando se trabalha com compressor radial. Neste caso, a componente radial da velocidade na saída do compressor provoca uma perda de pressão acentuada se for introduzida diretamente na câmara de combustão. Para tanto, o comprimento de entrada na câmara de combustão deve ser aumentado, a fim de possibilitar o desaparecimento desta componente da velocidade.

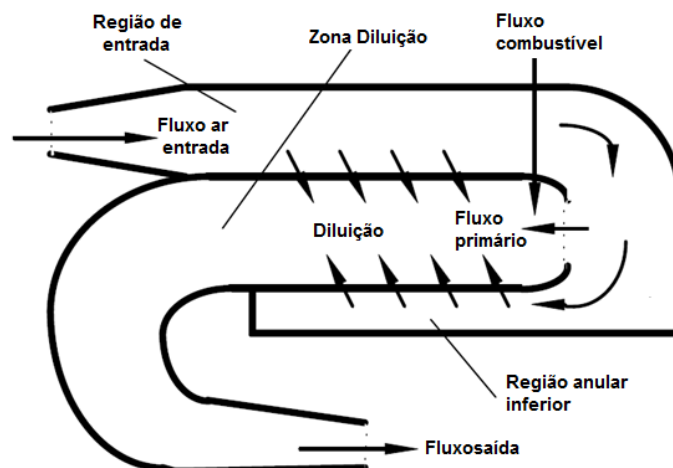


Figura 3.8 Configuração com fluxo reverso e abertura na seção primária (RODRIGUEZ, 1997)

- **Combustores regenerativos:** Caracterizam-se por equipamentos que são instalados entre o compressor e a entrada da câmara, com objetivo de pré-aquecer o ar de entrada a partir dos gases quentes de exaustão. Este fato contribui para o processo de combustão, porém apresenta dificuldade no resfriamento das paredes, devido principalmente a característica bem pobre da reação. Contudo, Lefebvre (1998) acrescenta que algumas desvantagens podem ser reduzidas com uso de regeneradores rotativos combinados com combustores tubulares.

- **Combustores *Single Vortex*:** Estes combustores têm a finalidade de promover uma melhor mistura na região de queima. Nesta configuração, uma região de vórtices é criada a partir de um jato de ar perpendicular a injeção de combustível, situada na região central. Em seguida, o escoamento arrasta uma quantidade de combustível favorecendo a criação de uma boa região de mistura. Dados experimentais comprovam que esta configuração produz menos NO_x que combustores convencionais. Porém, níveis elevados de CO e hidrocarbonetos não queimados foram detectados em algumas condições de operação da câmara, mas que podem ser reduzidos com algumas melhorias no processo de mistura (LEFEBVRE, 1998).

b) Geometria

Existem quatro tipos principais de combustores classificados segundo a geometria: multi-tubular, tubo-anular, anular e, por último, tubular ou mono tubular. Estes arranjos podem ser visualizados através do esquema mostrado pela Figura 3.9 (LEFEBVRE, 1983).

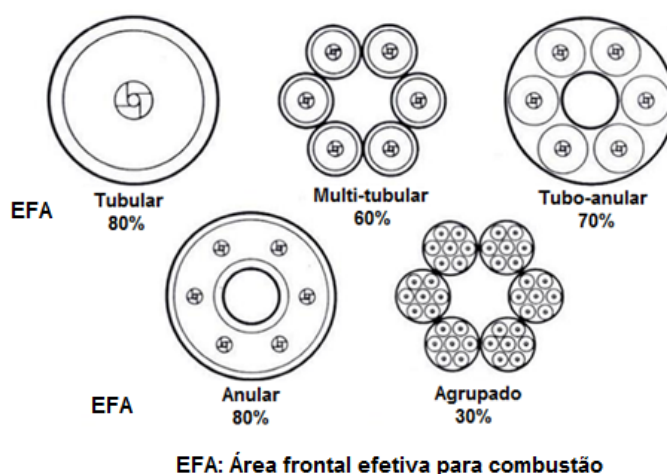


Figura 3.9 Principais configurações de câmaras de combustão (LEFEBVRE, 1998).

Conforme mostrado pela Figura 3.9, a classificação pela geometria está relacionada à disposição dos tubos de chama ao longo da seção transversal da câmara de combustão.

b.1) Multi-tubular

Esta configuração caracteriza-se por um conjunto de câmaras idênticas e igualmente dispostas, formando uma circunferência ao longo da seção transversal. Cada câmara possui seu próprio sistema de ignição, e pelo fato de serem independentes, podem ser facilmente removidas para manutenção e realização de testes sem prejudicar o funcionamento do conjunto. Estes testes podem ser realizados numa única câmara, o que reduz os custos de ensaios, pois a vazão de ar empregada constitui apenas uma fração do total de ar que sai do compressor.

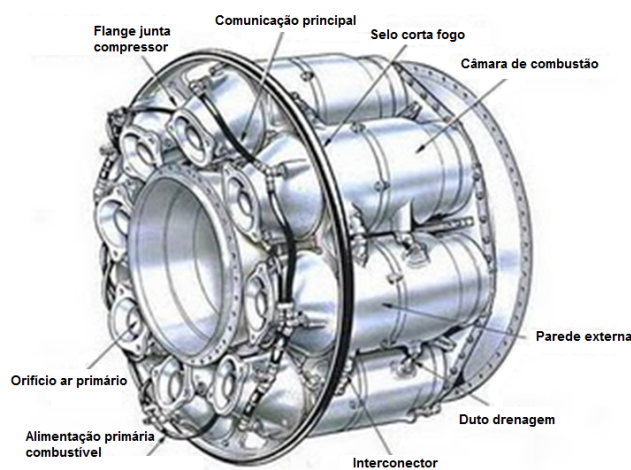
Contudo, este arranjo possui algumas desvantagens, tais como a necessidade de dutos de ligação entre as câmaras para distribuição do ar e ignição, além de dutos específicos de transição ligando compressor/câmara/turbina. Alguns exemplos das câmaras multi-tubulares podem ser visualizados através da Figura 3.10.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.10 Exemplos de câmara de combustão multi-tubular do tipo fluxo direto.

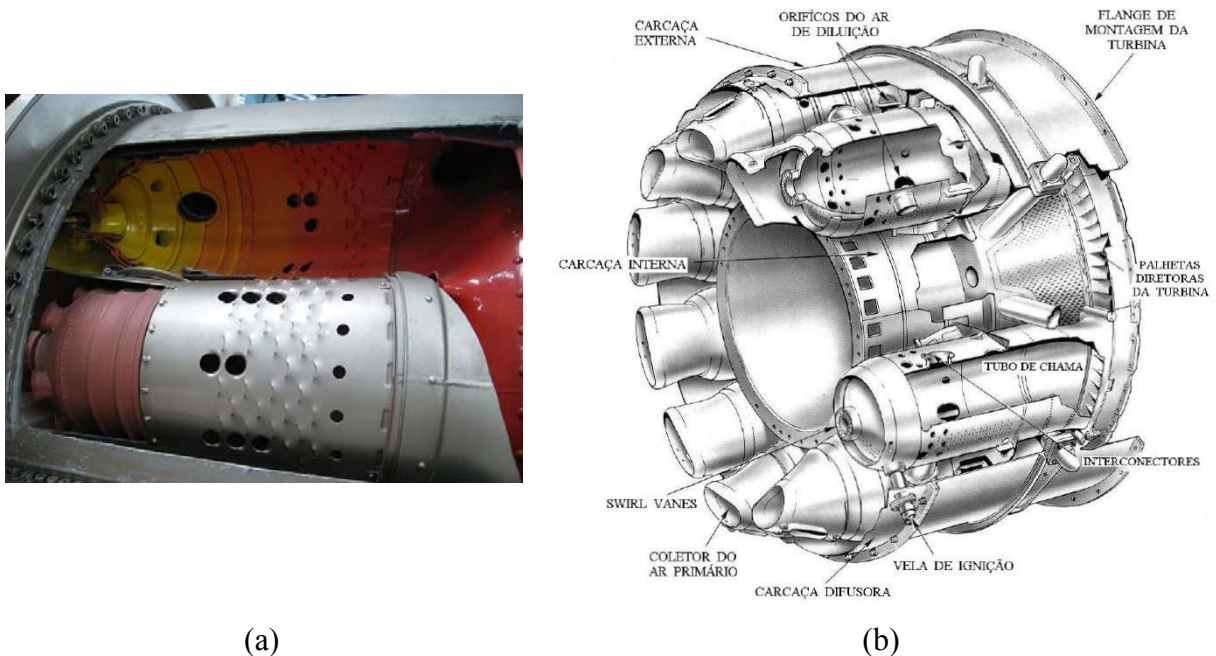
a) Detalhe de uma câmara de combustão. Kimerius Aircraft (Flickr®).

b) Turboreator J47-C27 que equipa os aviões F-86 "Sabre". Kimerius Aircraft (Flickr®).

c) Rolls Royce Jet Engine (Rolls-Royce Limited).

b.2) Tubo-anular

A configuração tubo-anular foi desenvolvida principalmente com o objetivo de unir as vantagens das câmaras do tipo tubular e anular. Consiste em um conjunto de câmaras tubulares dispostas anularmente no conjunto, com fornecimento de ar numa via única para todas, conforme ilustrado pela Figura 3.11. Algumas vantagens desta configuração estão no projeto relativamente simples, com baixa perda de pressão e reduzido tamanho e peso. Por outro lado, é menos compacta que a anular e necessita de interconectores para ignição, que podem apresentar alguns problemas no acendimento das chamas.



(a)

(b)

Figura 3.11 Câmara de combustão tubo-anular em detalhe

a) Kimerius Aircraft (Flickr®) b) Rolls Royce Engine (Rolls-Royce Limited®).

b.3) Anular

Nesta configuração, o tubo de chama é posicionado de modo concêntrico a carcaça anular. Desta forma, sua geometria resulta em um modelo bem compacto, com baixa perda de pressão e boa aerodinâmica, além de reduzido nível de emissão de poluentes. Porém, apresenta maior dificuldade de se obter um perfil uniforme e estável de temperatura do que a geometria tubular. Alguns exemplos de câmaras de combustão anulares podem ser visualizados através da Figura 3.12 (LEFEBVRE, 1998).

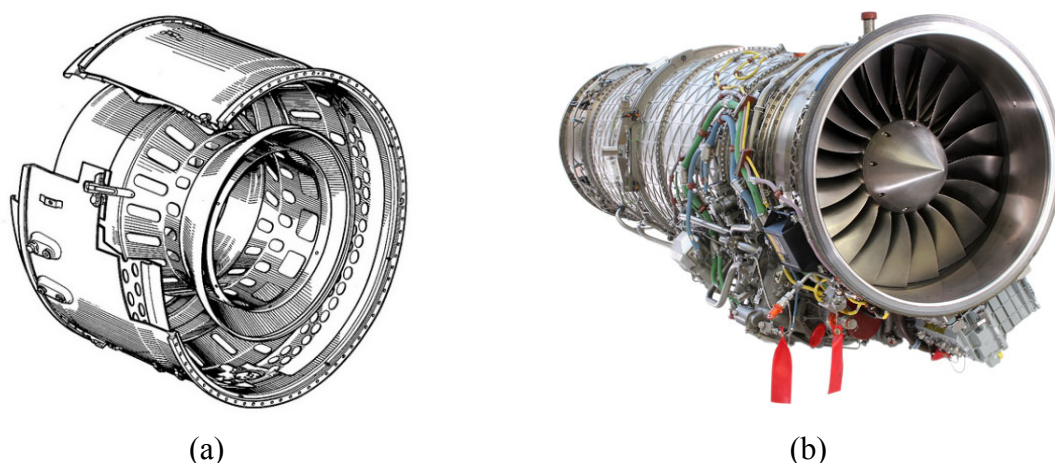


Figura 3.12 Exemplos de câmaras de combustão anulares

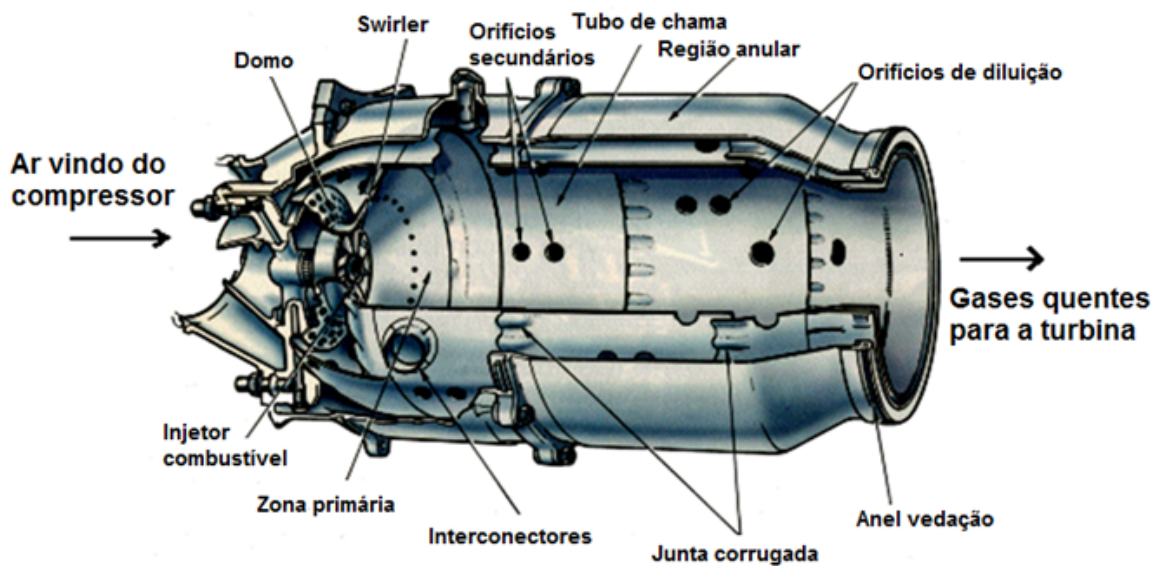
a) Turboreator Snecma ATAR 101 G2. Kimerius Aircraft (Flickr®).

b) Turbina Aeronáutica EJ200 da EUROJET Turbo GmbH (CEOWORD Magazine®).

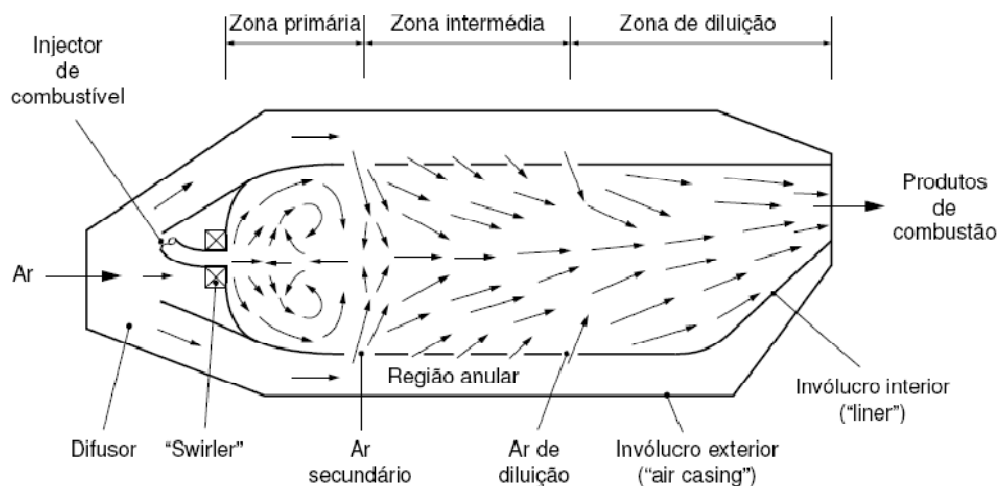
b.4) Tubular

Esta configuração está entre as mais antigas, sendo largamente encontrada em aplicações industriais. Alguns autores também utilizam simplesmente a denominação *can* (*i.e.*, caneco) para este tipo de câmara. Apresenta basicamente um cilindro interno, conhecido como *liner* ou tubo de chama, onde a combustão propriamente dita ocorre. Este cilindro é envolvido por uma carcaça externa e repleto de orifícios responsáveis pela refrigeração das paredes e a diluição dos gases quentes no interior do tubo de chama (LEFEBVRE, 1983). Estas características podem ser visualizadas na Figura 3.13.

Em combustores de médio porte, o controle da distribuição do ar ao longo desta configuração se torna difícil em alguns casos, especialmente em sistemas de baixa pressão. Outro agravante desta configuração está relacionado com as elevadas emissões e perdas de carga, o que reduz sua eficiência (LEFEBVRE, 1998). Em contrapartida, de acordo com Lefebvre (1983), seu excessivo comprimento e peso, limitam o uso desta tecnologia em aplicações aeronáuticas. Contudo, seu atrativo está na simples fabricação e na possibilidade de substituição do combustível de projeto, sem grandes perdas de eficiência.



(a)



(b)

Figura 3.13 Câmaras de combustão do tipo tubular

a) Principais componentes de uma câmara de combustão tubular (Rolls Royce Limited®).

b) Esquema simplificado de uma câmara tubular.

Desta forma, diante da necessidade e do interesse atual de se utilizar combustíveis alternativos ou de baixo poder calorífico, este tipo de configuração se mostra muito adequada, principalmente em projetos de geração distribuída ou de baixa potência. Assim, esta configuração será empregada ao longo deste trabalho e todos os detalhes do projeto preliminar serão mostrados nos próximos capítulos.

3.4 O Processo de Combustão

Segundo Turns (2000), os benefícios da combustão e seu máximo entendimento são essenciais para a existência neste planeta. Reações de combustão estão presentes em inúmeros processos industriais de manufatura de produtos e também na geração de energia. Os aparelhos eletrônicos utilizam a eletricidade gerada pela queima de combustíveis fósseis em usinas termelétricas. Os carros se movimentam pela ação de motores de combustão interna. Os aviões voam com combustíveis queimados em turbinas a gás. As construções em alguns países dependem de pequenas centrais para geração de calor e aquecimento. Finalmente, inúmeros produtos e processos da indústria dependem essencialmente de uma fonte de calor para serem produzidos, conforme destacado por Baukal (2003) na Tabela 3.3. Nesta tabela, o processo de combustão esta dividido entre a geração de calor e vapor.

A combustão pode ser basicamente definida como um conjunto de reações químicas de rápida oxidação, com objetivo de geração de calor, ou ainda, luz e calor simultaneamente (BAUKAL, 2003).

Tabela 3.3 A importância da combustão na indústria (DOE, 2008)

Indústria	% da fonte de energia		
	Vapor	Calor	Combustão
-			
Refinaria de petróleo	29,6	62,6	92,2
Resíduos florestais	84,4	6,0	90,4
Aço	22,6	67,0	89,6
Químico	49,9	32,7	82,6
Fundição de metal	2,4	67,2	69,6
Alumínio	1,3	17,6	18,9

O domínio das variáveis do processo de combustão ainda levará ainda algum tempo, uma vez que envolve grandes áreas como transferência de calor, termodinâmica, cinética química, escoamento multifásico e turbulento dentre outras. Contudo, segundo Baukal (2003) a demanda por energia tem projeções de crescimento a uma taxa de 0,8% ao ano até 2020, o que enfatiza a importância do estudo deste assunto.

Diante da Figura 3.14, são descritos dados históricos e projeções de aumento na demanda de cada matéria-prima.

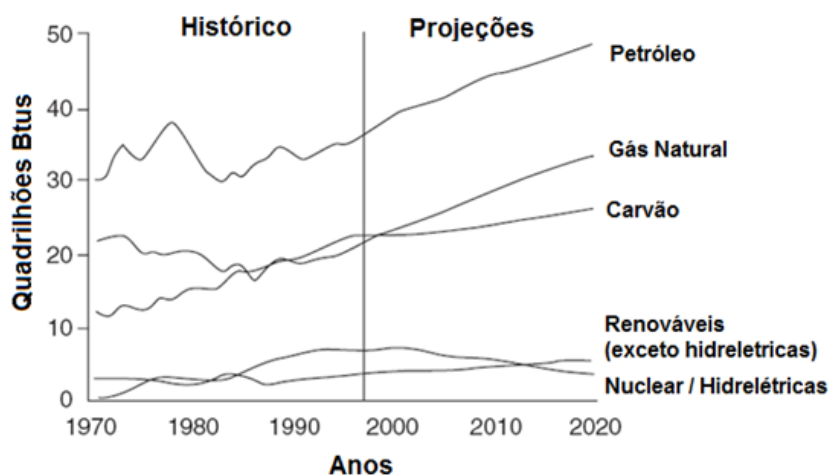


Figura 3.14 Dados de históricos e projeções de consumo (BAUKAL, 2003).

A teoria da combustão é constituída por uma gama de fenômenos naturais, que podem ser traduzidos por modelos matemáticos. Estes modelos podem se tornar muito complexos, como por exemplo, o mecanismo de reação do iso-octano (principal componente de gasolina), que inclui 3600 reações elementares entre 860 espécies químicas. Outro exemplo é mecanismo do metano, que contém mais de 300 reações elementares e mais de 30 espécies (CRISTALDO, 2008).

3.4.1 Características e classificação das chamas

Existem dois principais modos de combustão, ilustrados através da Figura 3.15. Nota-se na Figura 3.15a, uma fina zona de intensa reação química propagando ao longo da mistura ar-combustível não queimada, que corresponde ao que conhecemos como chama. De acordo com a propagação da chama ao longo da câmara de combustão, Figura 3.15b, a pressão e a temperatura dos gases não queimados são elevadas, e sob certas condições, uma rápida reação de oxidação desencadeia a combustão, através do fenômeno conhecido como auto-ignição. Como a energia liberada pela auto-ignição é menor, ela não atinge os níveis da parte visível do espectro, criando uma combustão aparentemente sem chama (TURNS, 2000).

As chamas são classificadas pela forma como ocorre a mistura entre reagentes e o comburente, destacando duas classes distintas: pré-misturadas e não pré-misturadas ou difusas. Alguns autores ainda consideram a existência de outra classe, as chamas parcialmente pré-misturadas, uma vez que a obtenção e garantia de uma total pré-mistura apresenta características bem definidas.

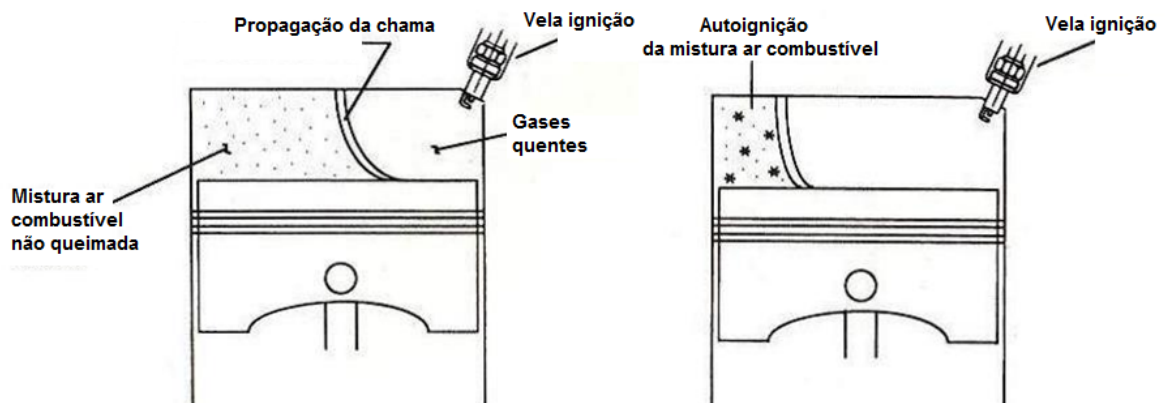


Figura 3.15 Modos de combustão em um motor de ignição por centelha

a) Chama visível b) Chama não-visível (TURNS, 2000).

▪ 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, conforme ilustrado pela Figura 3.16. Em geral, combustores pré-misturados apresentam chamas menores e localmente mais intensas, comparadas com as chamas não pré-misturadas ou difusas. Também possuem uma queima mais uniforme e em sua maioria, índices reduzidos de emissão de NO_x que dependem das características de cada projeto (BAUKAL, 2003).

Contudo, diante do fato da pré-mistura ocorrer numa espécie de “antecâmara”, existem riscos de que pontos isolados de alta temperatura favoreçam a ignição e iniciem o processo de combustão antes do momento previsto, dependendo da condição de inflamabilidade da mistura. Assim, o projeto da “antecâmara” e do bico injetor devem ser submetidos a rigorosos testes de segurança, principalmente em virtude deste fato.

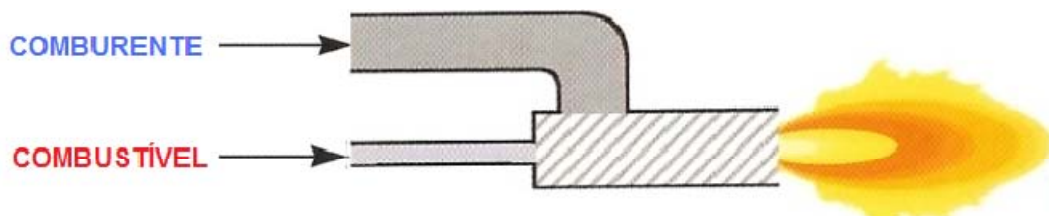


Figura 3.16 Configuração de um queimador pré-misturado (BAUKAL, 2003).

▪ Chamas não pré-misturadas ou difusas

Nas chamas difusas, o combustível é mantido separado do comburente antes da combustão, que somente dará início no momento da mistura e se estiverem dentro da faixa de

inflamabilidade. Segundo Baukal (2003), o limite inferior de inflamabilidade, LIF, pode ser definido como a quantidade mínima de um comburente capaz de propiciar a mistura combustível/comburente uma energia suficiente para superar a energia de ignição da chama. Já o limite superior de inflamabilidade, LSF, é definido como o limite máximo, onde a quantidade de comburente na mistura é suficiente para gerar uma propagação de chama.

As chamas difusas apresentam em sua maioria, comprimento e volume de chama maiores que as pré-misturadas, além de uma temperatura mais elevada a partir das extremidades para o centro da chama (BAUKAL, 2003). Pelo fato de uma distribuição não uniforme da chama, regiões localizadas próximas às paredes favorecem a formação de CO. Através da Figura 3.17, o princípio descrito acima pode ser ilustrado.

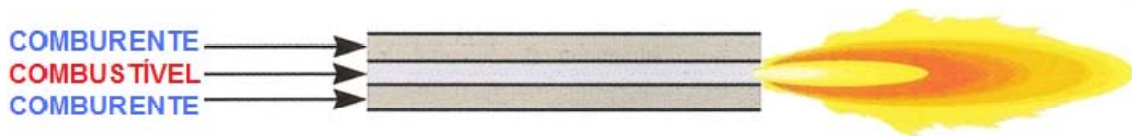


Figura 3.17 Configuração de um queimador não pré-misturado (BAUKAL, 2003).

- **Chamas parcialmente pré-misturadas**

Em chamas parcialmente pré-misturadas, uma parte do comburente é pré-misturada com o combustível antes da ocorrência de qualquer reação de combustão. Esta mistura parcial ajuda a ancorar a chama, oferecendo mais estabilidade frente a perturbações turbulentas, além de reduzir a probabilidade de ocorrência do fenômeno de *flash-back* (BAUKAL, 2003). Este tipo de combustor se caracteriza pela produção de comprimentos de chama, temperaturas e distribuições de calor com características entre as das chamas pré-misturadas e difusas. De acordo com a Figura 3.18, tem-se a representação esquemática de um queimador parcialmente pré-misturado.

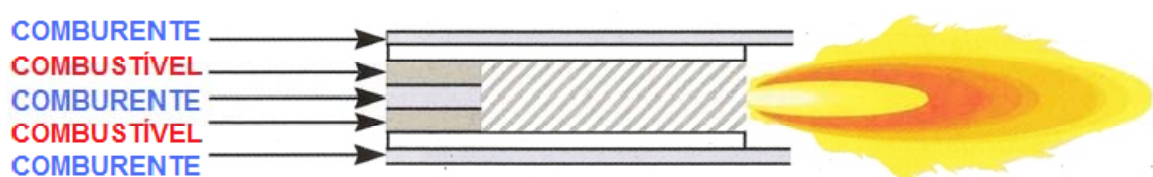


Figura 3.18 Configuração de um queimador parcialmente pré-misturado (BAUKAL, 2003).

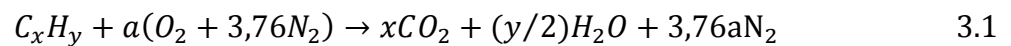
3.5 Parâmetros Térmicos

Existem inúmeros parâmetros térmicos envolvidos num projeto de uma câmara de combustão, normalmente empregados para se determinar a eficiência do processo de combustão e acompanhar a condição de funcionamento, dos quais se destacam o conceito de estequiometria e temperatura adiabática de chama.

3.5.1 Estequiometria

Segundo Turns (2000), a quantidade estequiométrica de um dado oxidante corresponde exatamente à quantia necessária para ocorrer a combustão completa do combustível. Se a quantidade de oxidante for maior do que a reação completa necessita, a mistura é chamada de pobre ou *lean*, e do contrário, tem-se uma mistura rica ou *rich*.

De modo a exemplificar o conceito de estequiometria, seja um dado hidrocarboneto, C_xH_y , reagindo com ar atmosférico (simplificadamente, 21% de O_2 e 79% de N_2 em volume), que resulta na reação química dada pela Equação 3.1.



Onde, $a = x + y/4$.

A partir da Equação 3.1, a relação ar/combustível estequiométrica fica:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{esteq} = \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{esteq} = \frac{4,76a}{1} \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \quad 3.2$$

Outro parâmetro importante é a razão de equivalência, utilizada para caracterizar o comportamento da combustão, podendo ser obtida através da Equação 3.3 (TURNS, 2000). Alguns programas computacionais como o GASEQ® empregam a razão de equivalência como sendo a relação entre a quantidade de O_2 estequiométrica e a quantia atual.

$$\phi = \frac{(A/F)_{esteq}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{esteq}} \quad 3.3$$

A porcentagem de excesso de ar, $\% \text{excesso}_{ar}$, e a porcentagem de ar estequiométrica, $\% \text{ar}_{esteq}$, podem ser definidas a partir da Equação 3.4 e 3.5.

$$\% \text{ excesso}_{ar} = \frac{(1-\phi)}{\phi} 100 \quad 3.4$$

$$\% \text{ ar}_{esteq} = \frac{100\%}{\phi} \quad 3.5$$

3.5.2 Temperatura de chama adiabática

Durante os cálculos para obtenção da geometria básica da câmara de combustão, um dos parâmetros a ser definido é a temperatura de chama adiabática. Existem diferentes formas de se modelar o processo termoquímico da combustão, com a finalidade de determinar as concentrações dos reagentes e produtos da combustão, temperatura máxima, e principalmente, a composição das emissões de NO_x e CO.

Segundo Turns (2000), podem ser definidas duas temperaturas de chama adiabática, sendo uma para sistemas com pressão constante (por exemplo, aplicada em câmaras de combustão de turbinas a gás) e uma para sistemas a volume constante (por exemplo, empregada em motores de combustão interna). 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 $P_f=1\text{atm}$). Em outras palavras, sem perdas para fora do volume de controle, a energia liberada pelas reações químicas serão absorvidas pelas moléculas dos produtos, aquecendo-as até obter a igualdade de entalpias absolutas numa temperatura chamada de temperatura de chama adiabática.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para um dado volume de controle envolvendo a câmara de combustão, de acordo com a Equação 3.6 tem-se:

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} = \dot{m} \left[(h_0 - h_i) + \frac{1}{2}(v_0^2 - v_i^2) + g(z_0 - z_i) \right] \quad 3.6$$

Em seguida, desprezando os efeitos da energia cinética e potencial, bem como as trocas de trabalho por calor e eixo, têm-se:

$$H_{reac}(T_i, P) = H_{prod}(T_{ad}, P) \quad 3.7$$

Capítulo 4

METODOLOGIA DE PROJETO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO

Ao longo deste capítulo serão apresentadas as diversas etapas do projeto preliminar de câmara de combustão de turbina a gás, descrevendo a metodologia empregada na obtenção de cada componente, bem como o modo de obtenção das diversas grandezas empregadas.

4.1. Introdução

O projeto básico de uma câmara de combustão não é uma tarefa simples, uma vez que é constituído por inúmeros componentes em diversos arranjos, que variam de acordo com as exigências e a complexidade de cada aplicação. Independente da configuração empregada, em sua maioria o ar proveniente do compressor atinge a entrada da câmara de combustão. Neste local tem-se início o difusor, que tem por finalidade desacelerar o fluido. Ao final, o ar se divide em duas regiões, sendo uma localizada na região periférica da câmara, antes de atingir a região da combustão. Nesta última região, o ar atravessa orifícios de diluição e fendas de resfriamento, antes de chegar ao duto de transição para a entrada da turbina.

Em virtude dos inúmeros detalhes existentes, o projeto de uma câmara de combustão representa um desafio para os pesquisadores, visando promover (LEFEBVRE, 1998):

- Determinadas características ao escoamento para ignição e estabilidade da chama;
- Adequada distribuição das massas de ar para queima, diluição e para as necessidades de resfriamento;
- Fluxo adequado às características de perda de pressão exigidas;
- Distribuição uniforme da temperatura na saída;
- Compromisso entre o estudo aerodinâmico e a combustão.

4.2. Dimensões Preliminares do Combustor

No início do projeto de uma câmara de combustão devem ser calculadas algumas grandezas de referência, baseadas nas exigências de massa de ar, temperatura e da área de referência empregada. Tais grandezas servem para análise e comparação com outros arranjos de câmaras de combustão, estando normalmente associadas às características do escoamento, como por exemplo, velocidade, número de Mach, pressão dinâmica, dentre outras. Dentre estas, a interpretação da pressão dinâmica constituiu uma das mais importantes, pois ela traduz a resistência do fluxo ao atravessar a câmara de combustão (LEFEBVRE, 1998). As principais grandezas empregadas são:

- Velocidade de referência:

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{ref}} \quad 4.1$$

- Número de Mach de referência:

$$Ma_{ref} = \frac{U_{ref}}{(\gamma RT_3)^{0,5}} \quad 4.2$$

- Pressão dinâmica de referência:

$$q_{ref} = \frac{\rho U_{ref}^2}{2} \quad 4.3$$

Através das grandezas descritas anteriormente, as características do escoamento compressível para a câmara de combustão finalmente podem ser descritas, além de outros parâmetros, conforme descrito a seguir (LEFEBVRE, 1998).

$$\frac{U_{ref}}{\sqrt{T_3}} \text{ e } \frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3 A_{ref}}$$

Contudo, os valores obtidos com estes parâmetros são de difícil quantificação, pois são bem particulares ao projeto de câmara de combustão. Neste caso, Lefebvre (1998) relaciona-os com o número de Mach de referência através do diagrama da Figura 4.1, servindo para comparar os resultados obtidos pela planilha Excel[®].

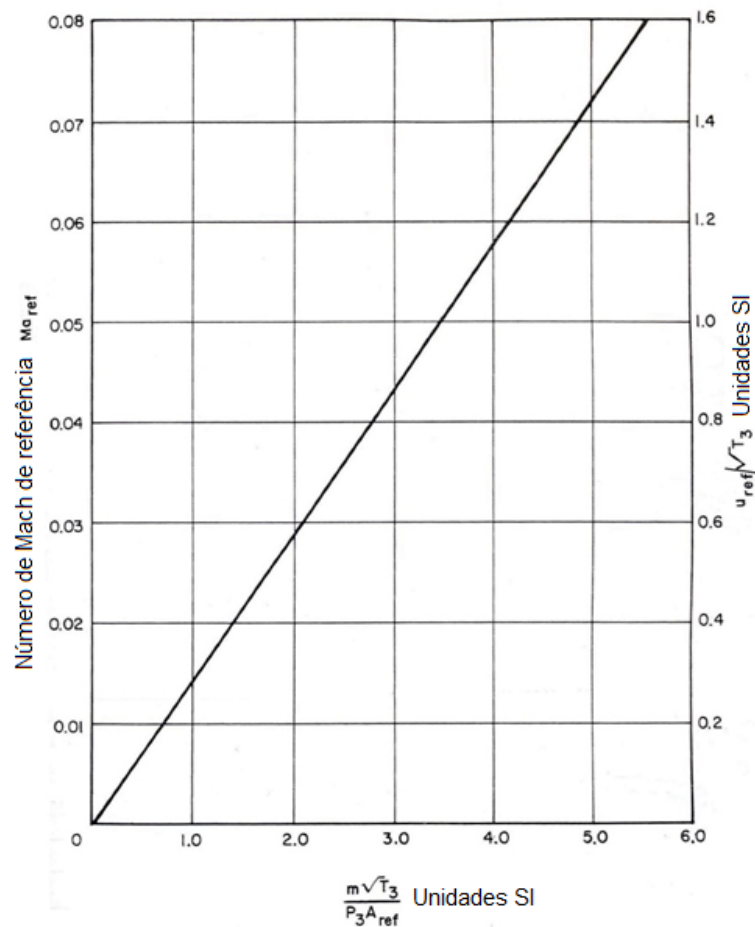


Figura 4.1 Efeito do número de Mach de referência nos parâmetros do escoamento (LEFEBVRE, 1998).

É comum utilizar tanto pressão estática quanto pressão total, necessitando assim de algumas manipulações. Através da Equação 4.4, pode-se calcular a pressão estática a partir dos valores de pressão total (LEFEBVRE, 1998):

$$\frac{P_3}{p_3} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} Ma_{ref}^2 \right]^{\frac{(k-1)}{k}} \quad 4.4$$

Onde, k é a relação de calores específicos.

4.2.1 Escolha da área de referência

Existem duas formas de se obter as principais dimensões da câmara de combustão, através da abordagem aerodinâmica e de acordo com a combustão. Estudos realizados por Lefebvre (1998) revelam que as dimensões do tubo de chama e a sua correspondente perda de pressão, têm grande relevância na eficiência da combustão, no processo de mistura e consequentemente na eficiência do ciclo termodinâmico.

A área de referência, A_{ref} , constitui um dos parâmetros físicos mais importantes num projeto de uma câmara de combustão, pois representa grande impacto sobre inúmeras outras dimensões. Este parâmetro deve ser calculado a partir de um compromisso entre as limitações dadas pelas reações químicas e aerodinâmicas, além da perda de pressão máxima permitida na câmara de combustão. Frequentemente, quando se calcula as dimensões do combustor com base apenas nas questões relacionadas à aerodinâmica, as reações químicas também estarão asseguradas. Porém, se possível, a verificação desta afirmativa deve ser confirmada (LEFEBVRE, 1998).

Diante das duas possibilidades citadas anteriormente (aerodinâmica e reações químicas), os cálculos da área de referência foram feitos considerando ambos os casos, e em seguida, foi escolhida aquela de maior valor. O diâmetro de referência D_{ref} , para câmaras de combustão tubulares, pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$A_{ref} = \frac{\pi D_{ref}^2}{4} \quad 4.5$$

Experimentos em câmaras de combustão indicam que a área do tubo de chama está entre 55% a 75% da área de referência (LEFEBVRE, 1998). Desta forma, foi considerada inicialmente a área do tubo de chama igual a:

$$A_{ft} = 0,7A_{ref} \quad 4.6$$

A seguir, as duas abordagens citadas anteriormente serão detalhadas.

- **Abordagem baseada na aerodinâmica**

Nesta abordagem, os cálculos referentes às principais dimensões da câmara de combustão serão função principalmente da perda de carga, cujas principais grandezas são relacionadas através da Equação 4.7 (LEFEBVRE, 1998).

$$\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{q_{ref}} \frac{k}{2} Ma_{ref}^2 \quad 4.7$$

Substituindo o termo Ma_{ref} na Equação 4.7, tem-se:

$$\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{P_3} = \frac{R_{ar}}{2} \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{q_{ref}} \left(\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3 A_{ref}} \right)^2 \quad 4.8$$

De posse da Equação 4.8, pode-se obter o valor da área de referência, A_{ref} .

$$A_{ref} = \left[\frac{R_{ar}}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta p_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}}{\Delta p_{3 \rightarrow 4} / P_3} \right) \right]^{0,5} \quad 4.9$$

A perda de pressão total na câmara de combustão, $\Delta p_{3 \rightarrow 4} / P_3$, encontrada na Equação 4.9 corresponde a um valor de projeto, dado pela simulação do ciclo termodinâmico. Este parâmetro é de grande importância para o desempenho e eficiência do ciclo termodinâmico, uma vez que 1% de redução deste fator implica também em 1% de redução no consumo específico de combustível (LEFEBVRE, 1998).

Outro parâmetro empregado na Equação 4.9 é o fator de perda de pressão $\Delta p_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}$, que consiste em um dos mais importantes parâmetros da câmara de combustão, pois traduz a resistência que o fluxo recebe desde a saída do compressor até a entrada da turbina. Este parâmetro representa a soma de duas parcelas de perda de pressão: perda de pressão no difusor e perda de pressão no tubo de chama, conforme descrito pela Equação 4.10.

$$\frac{\Delta p_{3 \rightarrow 4}}{q_{ref}} = \frac{\Delta p_{diff}}{q_{ref}} + \frac{\Delta p_{ft}}{q_{ref}} \quad 4.10$$

A perda de carga no difusor, Δp_{diff} , normalmente deve possuir um valor pequeno, pois um difusor bem projetado deve produzir o mínimo de perda de pressão. Uma estimativa inicial muito utilizada está próxima de 1% da pressão de entrada na câmara (LEFEBVRE, 1998).

Este projeto preliminar desenvolve uma câmara de combustão do tipo tubular, onde as perdas de pressão estão em torno de 6 a 8% da pressão de entrada, dividindo-se entre o difusor e o tubo de chama. Para o difusor, as perdas de pressão foram calculadas em função da recuperação da pressão estática obtida a partir do projeto do mesmo. Desta forma, considerando como aproximação inicial que a perda de pressão ao longo de toda a câmara seja 6%, o restante destinado ao tubo de chama foi igualmente dividido nas três regiões, ou seja,

do final do difusor até o início da zona primária, depois entre a zona primária e secundária, terminando com a zona de diluição.

Durante a etapa inicial de projeto de uma câmara de combustão, a obtenção dos valores iniciais das principais grandezas, obtidos na maioria dos casos a partir de métodos analíticos e empíricos, não constitui uma tarefa simples (LEFEBVRE, 1998). Logo, este projeto preliminar inicia com alguns valores típicos, resultado de diversos experimentos, sugeridos na Tabela 4.1, variando de acordo com a configuração da câmara de combustão em estudo.

Tabela 4.1 Valores típicos aplicados em câmaras de combustão (LEFEBVRE, 1998)

Tipo de câmara	$\Delta P_{3 \rightarrow 4} / P_3$	$\Delta P_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}$	$\dot{m}_3 \sqrt{T_3} / (P_3 A_{ref})$
Tubular	0,07	37	0,0036
Tubo-anular	0,06	28	0,0039
Anular	0,06	20	0,0046

Analisando a Tabela 4.1, dentre os parâmetros citados, a perda de pressão na câmara, $\Delta p_{3 \rightarrow 4} / p_3$, é um parâmetro de projeto e, portanto, fixo. O valor do fator de perda de pressão, $\Delta p_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}$ é função de diversos fatores, dentre eles as emissões de poluentes, a velocidade de saída do compressor e o tipo de difusor empregado (*i.e.*, se o difusor é do tipo *dump*, *faired* ou *hybrid*) (LEFEBVRE, 1998). Por último, o termo $\dot{m}_3 \sqrt{T_3} / (P_3 A_{ref})$ é função da área de referência escolhida.

Finalmente, para se calcular a área de referência baseada na abordagem aerodinâmica, é empregada a perda de pressão, $\Delta P_{3 \rightarrow 4} / P_3$, e o fator de perda de pressão, $\Delta P_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}$, sugeridos pela Tabela 4.1 como dados iniciais. Em seguida, o termo $\dot{m}_3 \sqrt{T_3} / (P_3 A_{ref})$ é calculado com a área de referência obtida anteriormente e comparado com o valor sugerido pela Tabela 4.1, resultando em valores bem próximos.

▪ Abordagem baseada na combustão

A determinação da área de referência baseada na combustão é adequada às reações químicas pode ser obtida através do parâmetro θ . Logo, a eficiência da combustão, η , pode ser relacionada com base no parâmetro θ através da Equação 4.11 (LEFEBVRE, 1998).

$$\theta = \frac{P_3^{1,75} A_{ref} D_{ref}^{0,75} e^{(T_3/b)}}{\dot{m}_3} \quad 4.11$$

Pela Figura 4.2, tem-se uma correlação entre o parâmetro θ e a eficiência da combustão, que varia de acordo com o tipo de câmara empregado. Neste caso, considerando inicialmente uma eficiência da combustão, η , de 98%, o parâmetro θ possui o valor de 73×10^6 (SI), conforme indicado pela Figura 4.2.

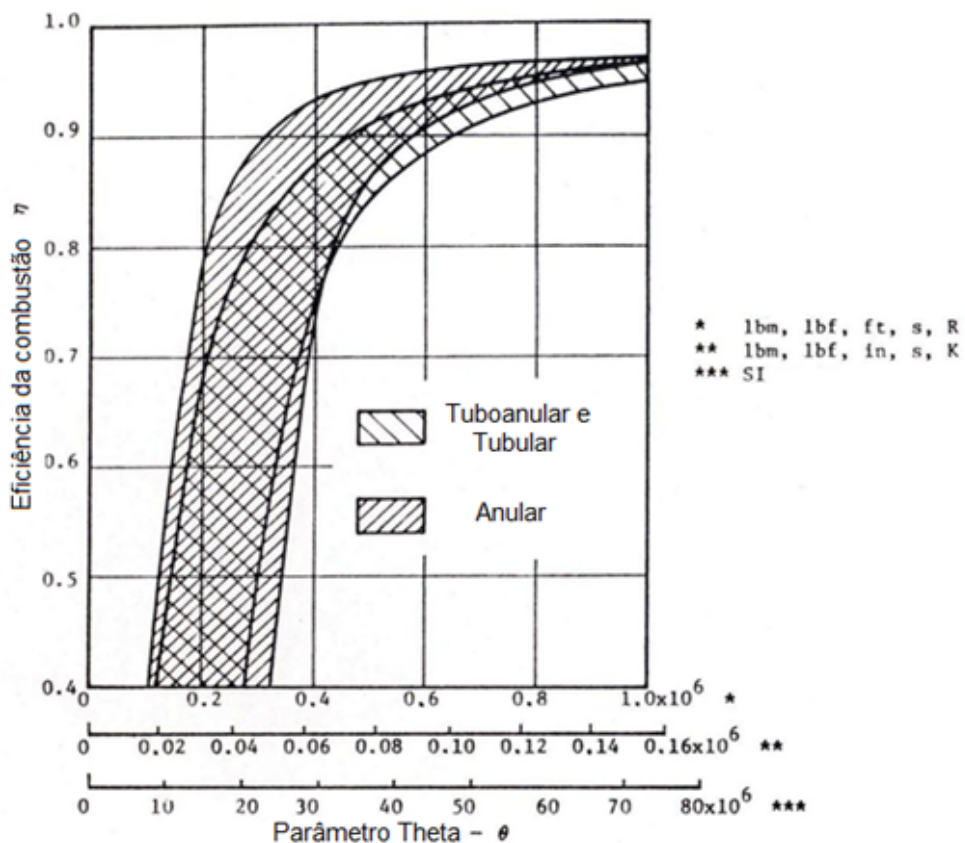


Figura 4.2 Correlação entre o parâmetro θ e eficiência da combustão (LEFEBVRE, 1998).

Considerando a Equação 4.11, resta definir o fator de correção de temperatura, b , que depende da razão de equivalência da zona primária, ϕ_{ZP} , conforme descrito pelas Equações 4.12 e 4.13.

$$b = 245(1,39 + \ln \phi_{ZP}) \quad 0,6 < \phi_{ZP} < 1,0 \quad 4.12$$

$$b = 170(2,00 - \ln \phi_{ZP}) \quad 1,0 < \phi_{ZP} < 1,4 \quad 4.13$$

Para se determinar a razão de equivalência da zona primária, ϕ_{ZP} , inúmeras abordagens podem ser consideradas. Contudo, o valor preciso da ϕ_{ZP} não é um parâmetro normalmente fornecido na literatura, uma vez que traduz muitas informações do projeto da câmara, ficando

restrita aos fabricantes. Assim, a maioria dos autores destaca alguns limites de razão de equivalência possíveis, baseando em várias situações de operação da máquina (*i.e.*, durante a partida, operação em carga nominal, etc.), nos limites de inflamabilidade do combustível e em função dos limites de emissão de poluentes permitidos.

Com objetivo de minimizar a quantidade de poluentes gerada e de combustível não queimado, sugere-se que ϕ_{ZP} não deve superar 1,5. Quanto à quantidade total de ar que deve ser contido na zona primária, Lefebvre (1998) indica como uma estimativa inicial, que 25% do ar total fornecido pelo compressor e que entra na câmara de combustão seja destinado à zona primária. Porém, esta estimativa é bem geral, uma vez que cada projeto possui um regime de combustão particular e, conseqüentemente, suas próprias características de distribuição das massas de ar.

Neste sentido, considerando que a quantidade de ar destinado para a zona primária deve ser suficiente para realizar a combustão completa do combustível, manter a chama ancorada, resfriar as paredes próximas ao injetor e principalmente determinar a temperatura de chama, pode-se estimá-lo com base em um destes fatores. Além disso, sendo a temperatura de chama um dos principais fatores que influenciam a emissão de poluentes, a escolha da distribuição das massas de ar deve considerar este fato (LEFEBVRE, 1998).

Logo, dentre os fatores apresentados, foi considerado neste trabalho que a quantidade de ar existente na zona primária deve garantir uma razão de equivalência razoavelmente pobre, evidenciando a característica difusa da chama.

Finalmente, a razão de equivalência da zona primária e o diâmetro de referência com base nas reações químicas podem ser então obtidos, sendo considerado o maior valor para a área de referencia dentre aqueles obtidos por ambas as abordagens.

4.2.2 Determinação das seções

A câmara de combustão foi dividida em inúmeras seções, de maneira a facilitar a aplicação e o entendimento da metodologia empregada, considerando a mesma nomenclatura encontrada nos livros técnicos do assunto. Nas próximas páginas, os cálculos das grandezas geométricas foram detalhados, além de uma distribuição preliminar das massas ao longo da câmara e de alguns parâmetros do escoamento para cada seção.

a) Seção de saída do compressor A_3

A determinação das características da seção de saída do compressor ou entrada na câmara de combustão varia de acordo com o projeto do conjunto compressor/câmara/turbina, podendo ser definida de duas maneiras, que depende da existência ou não do diâmetro de saída do compressor. Desta forma, quando não se dispõe do diâmetro de saída do compressor e entrada na câmara, D_3 , este valor pode ser estimado a partir da vazão mássica de entrada e uma dada velocidade típica a ser considerada. Segundo estudos realizados por MENDES (2003), em geral, a velocidade do ar entrada da câmara de combustão, V_3 , se encontra em torno de 100 m/s. Segundo Lefebvre (1999), velocidades do ar de saída do compressor em torno de 170 m/s podem acarretar perdas da ordem de 1/3 da razão de pressão do compressor.

Com base nestes dados, o diâmetro de entrada pode ser estimado através das Equações 4.14 e 4.15. Contudo, como não se dispõe dos dados de projeto da voluta do compressor, foi considerada uma velocidade de entrada do ar próxima do valor estimado por MENDES (2003), calculada indiretamente através da pressão estática na entrada a ser fornecida pelo projetista nos dados de entrada. Ao final, o valor da área de saída do compressor, A_3 , e consequentemente o valor do diâmetro D_3 , puderam ser calculados conforme as Equações 4.14 e 4.15.

$$A_3 = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 V_3} \quad 4.14$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4A_3}{\pi}} \quad 4.15$$

De posse da vazão mássica total de ar que entra na câmara de combustão, \dot{m}_3 , obtida através de uma simulação do ciclo térmico, o valor da vazão volumétrica de ar que atravessa a seção de entrada fica:

$$\dot{V}_3 = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3} \quad 4.16$$

b) Seção da área A_0

Esta seção corresponde ao local onde o fluido, após passar pelo difusor, se divide no ar destinado à combustão e à diluição. Lefebvre (1998) sugere assumir que a velocidade do escoamento nesta seção seja igual à velocidade através da área A_{an} , localizada entre o tubo de chama e a carcaça. Porém, esta área anular tende a ser fixa, pois não esta relacionada ao

projeto do difusor, o que define assim uma velocidade única independente do comprimento ou do ângulo de abertura do mesmo. Baseado nesta consideração julgou-se apropriado definir esta seção de acordo com as características do escoamento que se deseja na saída do difusor, principalmente em termos da velocidade do fluxo. Finalmente, de acordo com a velocidade desejada para o fluxo, a área A_0 correspondente pode ser calculada.

c) Seção do bocal ou *snout*

Esta seção corresponde a uma das mais importantes dentro de um projeto de uma câmara de combustão, uma vez que sua principal finalidade é desviar precisamente a quantidade de ar necessária à combustão. Porém, na grande maioria projetos, a definição da seção do bocal é feita através de uma estimativa inicial. Normalmente, estima-se que cerca de 20% da vazão mássica que o compressor fornece, ou ainda, metade do ar necessário à zona primária, atravessa este bocal. Em seguida, o ar se depara com diversos caminhos, dentre eles o *swirler* e os orifícios de resfriamento do domo (*i.e.*, região próxima do início da chama) antes de atingir a zona primária de combustão. Contudo, independente do método empregado na definição da quantidade de ar total necessário à zona primária, a vazão mássica de ar que se dirige ao bocal \dot{m}_s , pode ser calculada pela Equação 4.17.

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{sw} + \dot{m}_{resf_domo} + \dot{m}_{resfparede} \quad 4.17$$

Onde, \dot{m}_{sw} = Vazão mássica no *swirler*

\dot{m}_{resf_domo} = Vazão mássica para resfriamento do domo

$\dot{m}_{resfparede}$ = Vazão mássica para resfriamento da parede

Finalmente, o restante do total de ar vindo do compressor deverá passar pela seção anular, A_{an} . A área A_s pode ser calculada pela Equação 4.18 (LEFEBVRE, 1998).

$$A_s = \frac{\dot{m}_s A_0}{\dot{m}_3 C_{d,s}} \quad 4.18$$

O coeficiente de descarga no bocal, $C_{d,s}$, da Equação 4.18, foi inicialmente considerado como unitário. Porém, se existir uma interferência do injetor de combustível no fluxo na entrada desta seção, este valor deve ser modificado, de modo a garantir a vazão mássica de ar prevista.

d) Seção anular

A vazão mássica na região anular, \dot{m}_{an} , pode ser definida considerando apenas que esta vazão corresponda à diferença entre a vazão mássica total de ar que entra na câmara de combustão e a vazão mássica que se dirige para o *snout*.

$$\dot{m}_{an} = \dot{m}_3 - \dot{m}_s \quad 4.19$$

A área A_{an} , simplesmente corresponde a diferença entre a área de referência, A_{ref} , e a área do tubo de chama, A_{ft} , conforme descrito pela Equação 4.20.

$$A_{an} = A_{ref} - A_{ft} \quad 4.20$$

Alguns outros parâmetros importantes podem também serem obtidos, tanto nesta como nas seções anteriores. Dentre eles, tem-se a pressão dinâmica na região anular pode ser calculada pela Equação 4.21.

$$q_{an} = \frac{\rho_{an} U_{an}^2}{2} \quad 4.21$$

A velocidade no anular pela Equação 4.22.

$$U_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{\rho_{an} A_{an}} \quad 4.22$$

De maneira semelhante, a vazão volumétrica na seção anular fica:

$$\dot{V}_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{\rho_{an}} \quad 4.23$$

De posse da vazão mássica, \dot{m}_{an} , e considerando constante a massa específica do ar, ρ_3 , é possível obter o valor da vazão volumétrica que passa pela seção anular através da Equação 4.24.

$$\dot{V}_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{\rho_3} \quad 4.24$$

Finalmente, a partir da área anular calculada na Equação 4.20, o valor da velocidade do fluxo na região anular fica:

$$U_{an} = \frac{\dot{Q}_{an}}{A_{an}} \quad 4.25$$

e) Seção Fenda de Resfriamento A_{fenda_resf}

Diante das elevadas temperaturas no interior da câmara de combustão têm-se a necessidade de se resfriar as paredes do tubo de chama. Desta maneira, são distribuídas inúmeras fendas de resfriamento, que foram dispostas no início de cada zona, cuja área para câmaras tubulares e tubo-anulares pode ser calculada conforme a Equação 4.26.

$$A_{fenda_resf} = \pi D_{ft} s \quad 4.26$$

O parâmetro s da Equação 4.26 representa a altura da fenda, conforme mostrado na Figura 4.3. Pode ser considerado como uma fenda anular ao longo de toda a câmara, de modo a garantir uma uniformidade no resfriamento da parede do tubo de chama.

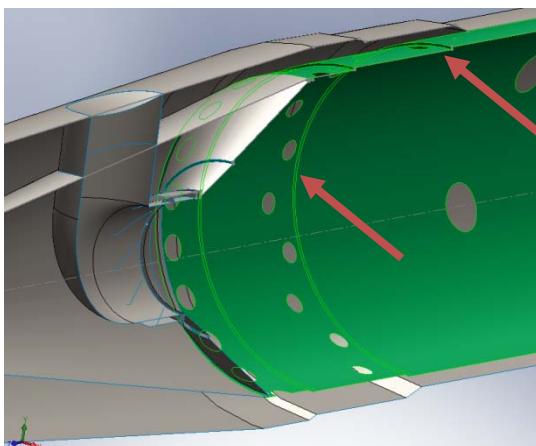


Figura 4.3 Detalhe da fenda de resfriamento adotada.

Quanto à vazão mássica de ar que entra por cada fenda de resfriamento para o tubo de chama, a Equação 4.27 fornece simplificadaamente seu valor.

$$\dot{m}_{fenda_resft} = \dot{m}_{an} \frac{A_{fenda_resf}}{A_{an}} \quad 4.27$$

4.3. Projeto do Difusor

Um combustor bem projetado e eficiente é aquele que, dentre outras funções, consiga elevar a temperatura do fluido até a entrada da turbina, com uma mínima perda de pressão. Este fato envolve um projeto detalhado da distribuição das massas de ar ao longo dos

componentes, dos furos de diluição e resfriamento, que se inicia com a passagem do fluido através do uso de um difusor. A grande maioria das turbomáquinas e diversos sistemas envolvendo fluxo incorporam um difusor, tais como, túneis de vento, turbina a gás, duto de ligação entre o compressor e a câmara de combustão, dentre outros.

Segundo Lefebvre (1998), o difusor na sua forma mais simples, representa uma passagem divergente na qual o fluido é desacelerado e a redução da sua velocidade convertida em um aumento da pressão estática do fluido. Isto se deve ao escoamento subsônico encontrado na maioria das turbomáquinas, ou seja, apresenta um número de Mach menor que a unidade. Velocidades do ar na saída de compressores de turbinas a gás aeronáuticas apresentam valores da ordem de 150 m/s, tornando quase impossível ocorrer uma queima estável onde a velocidade de chama turbulenta para o metano/ar está na ordem de 10 m/s. Assim, em alguns casos, a perda de pressão na câmara seria da ordem de 20% para esta velocidade, com uma razão de temperaturas de 2,5.

Diante da necessidade de se reduzir a velocidade de saída do compressor para um valor onde as perdas de pressão na câmara sejam baixas, o uso de difusores é normalmente empregado. Além desta finalidade, o difusor deve, juntamente com a redução da velocidade, recuperar o máximo da pressão estática e garantir um escoamento estável e suave, sem descolamento da camada limite (LEFEBVRE, 1998).

Um projeto de difusor para câmaras de combustão depende de uma série de fatores:

- Número de Mach
- Distribuição do escoamento na saída do compressor
- Perda de pressão global na câmara
- Tipo de orifícios do tubo de chama empregados
- Espaço disponível

Contudo, mesmo considerando esta série de fatores, de acordo com o projeto empregado, alguns problemas podem ocorrer durante o processo de difusão. O primeiro corresponde a tendência de separação ou descolamento do fluxo próximo às paredes do difusor, se a difusão ocorrer a uma taxa elevada. Esta rápida difusão acarreta grandes perdas na pressão de estagnação. Por outro lado, se o processo de difusão é lento, o fluido deve percorrer um grande espaço, acarretando perdas por atrito consideráveis.

Diante das inúmeras variáveis dependentes e do complexo comportamento do escoamento, a existência de equações detalhadas para ao projeto de difusores ainda é escassa.

Desta forma, empregam-se métodos empíricos, baseados na correção do escoamento unidimensional. Para Lefebvre (1998), um difusor bem projetado deve produzir o mínimo de perda de pressão na câmara de combustão. Um valor inicial muito utilizado em projetos para a perda de pressão no difusor, ΔP_{diff} , está próximo de 1% da pressão de entrada na câmara (LEFEBVRE, 1998)

Prosseguindo no projeto do difusor, alguns parâmetros importantes devem ser definidos. Aplicando a equação da energia (Equação 4.28) e da continuidade (Equação 4.29) entre a entrada e saída do difusor (pontos 1 e 2, respectivamente), conforme esquematizado na Figura 4.4 tem-se:

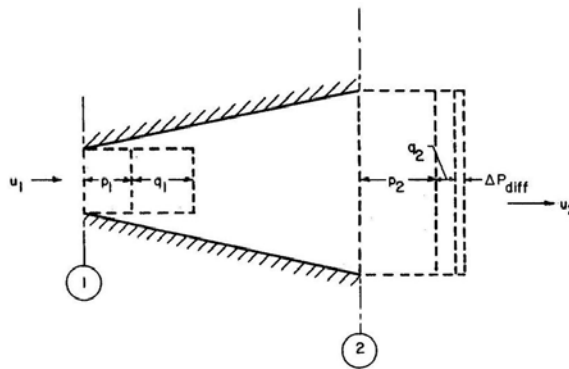


Figura 4.4 Esquema de um difusor (LEFEBVRE, 1998).

$$p_1 + \frac{\alpha_1 \rho \bar{u}_1^2}{2} = p_2 + \frac{\alpha_2 \rho \bar{u}_2^2}{2} + \text{perdas} \quad 4.28$$

$$\rho A_1 \bar{u}_1 = \rho A_2 \bar{u}_2 \quad 4.29$$

A recuperação da pressão estática fica:

$$p_2 - p_1 = \left(\alpha_1 \frac{\rho \bar{u}_1^2}{2} \right) \left[1 - \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \right) (AR)^{-2} \right] - \text{perdas} \quad 4.30$$

Sendo a razão de áreas, AR, dado por:

$$AR = \frac{A_2}{A_1} \quad 4.31$$

Como na prática o escoamento na saída do compressor não se caracteriza como uniforme, o chamado coeficiente de energia cinética, α , não deve ser desprezado. De acordo com Lefebvre (1998), a energia cinética cresce à medida que o escoamento se afasta da condição uniforme. O valor do coeficiente de energia cinética varia de 1,10 a 1,35. Se desprezado, podem ser encontrados valores elevados para o coeficiente de recuperação da

pressão estática, C_p , e a eficiência do difusor, η , chegando a valores maiores que a unidade. Diante deste fato, normalmente empregam-se os seguintes parâmetros, considerando internamente o coeficiente de energia cinética.

4.3.1 Cálculo das propriedades do difusor

Os principais parâmetros empregados no projeto de um difusor e na análise de eficiência serão detalhados a seguir.

a) Razão de área, AR

Durante o cálculo das propriedades do difusor, a escolha da razão de área é determinante para a estabilidade do fluxo. Através da Equação 4.32, pode-se obter um valor estimado para a razão de áreas do difusor (LEFEBVRE, 1998).

$$AR_{otm} \cong 4,23 \left[0,025\sqrt{\alpha_1^{-1}} + 0,236 \right] \quad 4.32$$

Onde, α_1 é o coeficiente de energia cinética na entrada

Quando a razão de áreas ultrapassa este valor ótimo o escoamento se torna cada vez mais instável, prejudicando a recuperação da pressão (LEFEBVRE, 1998). Contudo, esta grandeza foi definida simplesmente a partir da razão entre as áreas A_0 e A_3 , definidas na Seção 4.2.2, pois como os valores dados pela Equação 4.32 são para um caso arbitrário, estes devem ser empregados apenas para efeito de comparação. Ao final, os resultados obtidos estiveram próximos daqueles propostos pela razão de áreas ótima.

b) Coeficiente de recuperação da pressão estática modificado

O coeficiente de recuperação da pressão estática modificado indica a fração da energia cinética do escoamento de entrada que se transforma num aumento de pressão. Este coeficiente pode ser obtido através da Equação 4.33.

$$K_p = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 \rho \bar{u}_1^2 / 2} \quad 4.33$$

Aplicando na Equação 4.33 a pressão dinâmica na entrada definida por $q_1 = \rho \bar{u}_1^2 / 2$, resulta em:

$$K_p = \frac{p_2 - p_1}{\alpha_1 q_1} \quad 4.34$$

Outra forma de obter o coeficiente de recuperação da pressão estática é através da Equação 4.35.

$$K_p = 1 - \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right) (AR)^{-2} - \frac{\text{perdas}}{\alpha_1 \rho \bar{u}_1^2 / 2} \quad 4.35$$

Através da Equação 4.35, é possível visualizar os dois termos que afetam no caso ideal, ou seja, os dois tipos de perdas no difusor: o termo α_1/α_2 representa a distorção do fluxo no difusor e as perdas por fricção, através do termo "perdas". Fazendo $\alpha_2 = 1$, ou seja, desprezando as perdas entre a entrada e saída do difusor na Equação 4.35, obtém-se o coeficiente de recuperação da pressão estática ideal:

$$K_{p,ideal} = [1 - (\alpha_1 AR^2)^{-1}] \quad 4.36$$

Diante da Figura 4.5, tem-se um diagrama típico da recuperação da pressão em difusores cônicos com escoamento turbulento completamente desenvolvido na entrada.

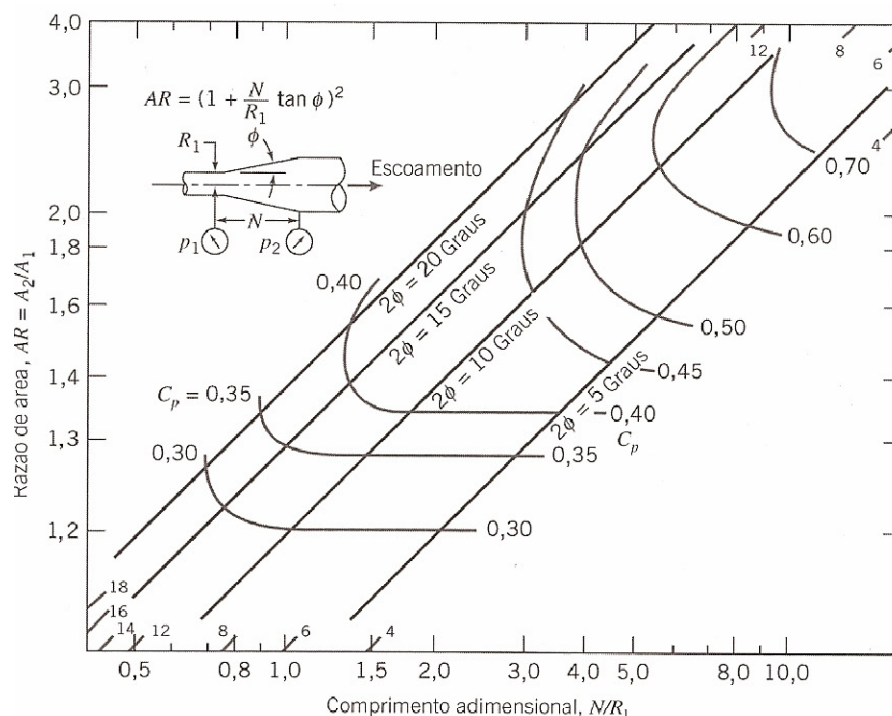


Figura 4.5 Diagrama de projeto de difusores cônicos (adaptado JAPIKSE e BAYNES, 1998).

Onde: AR = Razão de áreas, entre a saída e a entrada do difusor.

θ = Ângulo de abertura do difusor

N = Comprimento do difusor

C_p = Coeficiente de recuperação da pressão estática

De acordo com a Figura 4.5, para uma dada razão de áreas e um coeficiente e recuperação da pressão estática, é possível obter o comprimento adimensional do difusor.

c) Eficiência do difusor

A eficiência do difusor é um parâmetro importante, pois representa indiretamente uma queda na pressão total do combustor já fixada no início do projeto. Em difusores com baixo ângulo de divergência, 2ψ , a perda de carga devido principalmente ao atrito ao longo da parede. Com o aumento do ângulo de divergência, o tamanho do difusor e a perda de carga tendem a reduzir, porém para cada relação de área, AR , existe um ângulo de divergência no qual a perda de carga é mínima. Usualmente, este ângulo fica entre 3 graus e 12 graus (LEFEBVRE, 1983). Valores típicos da eficiência do difusor encontram-se entre 0,5 a 0,9, dependendo da geometria e das características do escoamento. Assim, com valor de AR e α_1 , pode-se obter um intervalo ótimo para K_p , entre 0,49 a 0,9, de acordo com Lefebvre (1983).

$$\eta_k = \frac{K_p}{K_{p,i}} \quad 4.37$$

$$\eta_k = \frac{K_p}{[1 - (\alpha_1 AR^2)^{-1}]} \quad 4.38$$

d) Coeficiente de perda de pressão

O coeficiente de perda de pressão pode ser obtido através da Equação 4.39 da seguinte forma:

$$\lambda_k = \frac{\text{perdas}}{\alpha_1 \rho \bar{u}_1^2 / 2} \quad 4.39$$

Ou ainda,

$$\lambda_k = 1 - \eta_k \quad 4.40$$

Finalmente, a perda de pressão no difusor resulta em:

$$\Delta P_{diff} = \lambda_k q_1 [1 - (\alpha_1 AR^2)^{-1}] \quad 4.41$$

Mesmo diante dos avanços no projeto de difusores, Lefebvre (1998) afirma não existe ainda um método de prever a eficiência de um difusor com base apenas algumas características do escoamento. Contudo, existem algumas hipóteses que representam bons valores de eficiência:

- Escoamento subsônico, mas não necessariamente incompressível
- Reynolds na entrada do difusor maior que $2,5 \times 10^4$
- Escoamento no difusor é livre do descolamento na parede.

Para verificar tais hipóteses, alguns parâmetros foram calculados e analisados:

Hipótese I: Esta hipótese pode ser verificada com o cálculo do número de Mach. Se $Mach < 1$, a condição satisfeita está satisfeita, ou seja, o escoamento é subsônico. A velocidade do som pode ser obtida da seguinte forma:

$$c = \sqrt{kRT_3} \quad 4.42$$

Sendo a relação de calores específicos para o ar, $k = 1,4$, tem-se finalmente:

$$Mach_3 = U_3/c \quad 4.43$$

Hipótese II: Considerando a viscosidade do fluido, $\nu = 17,8 \times 10^{-6}$ [Pa.s], esta hipótese pode ser verificada se $Re_3 \geq 2,5 \times 10^4$. A partir da Equação 1.15, tem-se:

$$Re_3 = U_3 D_3 / \nu \quad 4.44$$

Hipótese III: Esta hipótese pode ser verificada através da Figura 4.6, onde Lefebvre (1998) apresenta as linhas de não ocorrência do *stall*, descritas a partir de dados experimentais de alguns autores. A partir dos cálculos realizados neste trabalho, o difusor cônico empregado não se encontra na região de *stall*.

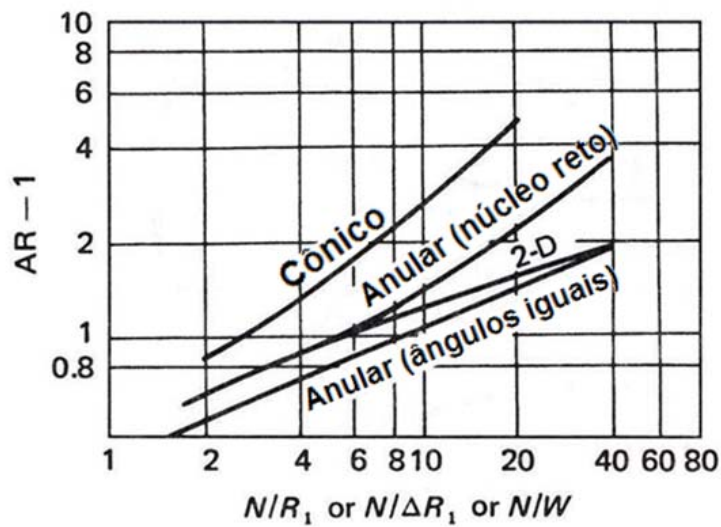


Figura 4.6 Regiões de não ocorrência do primeiro *stall* (LEFEBVRE, 1998).

4.3.2 Tipos de difusores

Existem variadas configurações empregadas para os difusores, destacando-se o tipo cônico, bi-dimensional e anular, conforme esquematizado pela Figura 4.7.

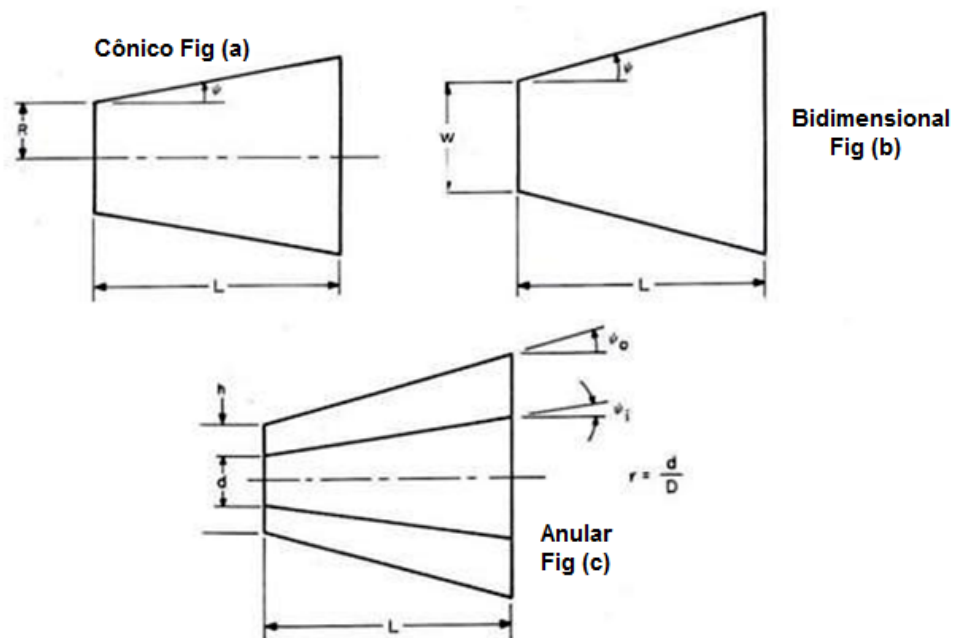


Figura 4.7 Esquema simplificado dos principais tipos de difusores (LEFEBVRE, 1998).

Os difusores do tipo anular possuem ainda outros arranjos, tais como mostrados na Figura 4.8.

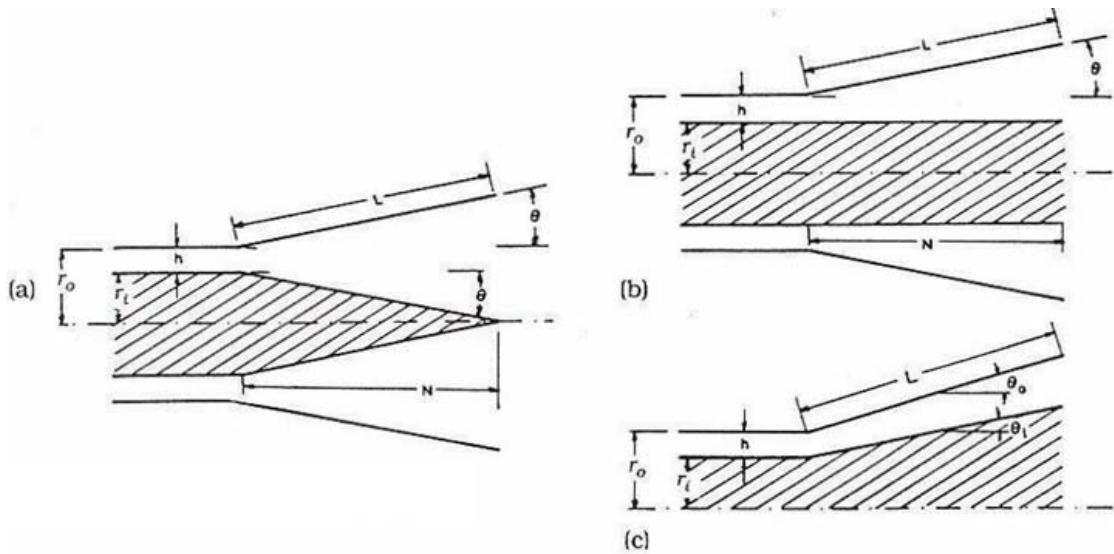


Figura 4.8 Tipos de difusores anulares (a) Equi-anular (b) Anular de núcleo reto (c) Anular duplo divergente (JAPIKSE e BAINES, 1998).

Para descrição geométrica dos difusores são necessários alguns parâmetros, tais como a razão de áreas, AR , o comprimento adimensional, L/W_1 ou L/R_1 , e o ângulo de inclinação, ψ (ou ângulo de divergência, 2ψ). Estas grandezas podem ser relacionadas pelas seguintes expressões abaixo (LEFEBVRE, 1998).

- Projeto de difusores cônicos

$$AR = 1 + 2 \left(\frac{L}{R} \right) \tan\psi + \left(\frac{L}{R} \tan\psi \right)^2 \quad 4.45$$

- Projeto de difusores bi-dimensionais

$$AR = 1 + 2 \left(\frac{L}{W_1} \right) \tan\psi \quad 4.46$$

- Projeto de difusores anulares

$$AR = 1 + 2 \frac{L/h}{(1+r)} (\tan\psi_o - r \tan\psi_i) + (L/h)^2 \frac{(1-r)}{(1+r)} (\tan^2\psi_o - \tan^2\psi_i) \quad 4.47$$

4.3.3 Cálculo dos parâmetros geométricos do difusor

Existem inúmeros abordagens diferentes para os cálculos das características geométricas do difusor, que variam, sobretudo de acordo com o tipo escolhido.

Particularmente neste trabalho, foi empregado um difusor do tipo cônico, com as características descritas a seguir.

▪ **Parâmetros do difusor**

A determinação das características do difusor e a avaliação da eficiência podem ser obtidas através de diagramas, conforme ilustrado na Figura 4.9, além de algumas relações matemáticas.

Com base nos valores de AR e L/R do diagrama da Figura 4.9, podem ser relacionados os três principais parâmetros geométricos de um difusor do tipo cônico através da Equação 4.48 (LEFEBVRE, 1998).

$$AR = 1 + 2 \frac{L}{R} \tan \psi_0 + \left(\frac{L}{R} \tan \psi_0 \right)^2 \quad 4.48$$

Contudo, de maneira a automatizar o projeto de difusores e reduzir a dependência dos diagramas, foram empregadas relações matemáticas empíricas que garantissem maior eficiência e conseqüentemente melhor recuperação da pressão estática.

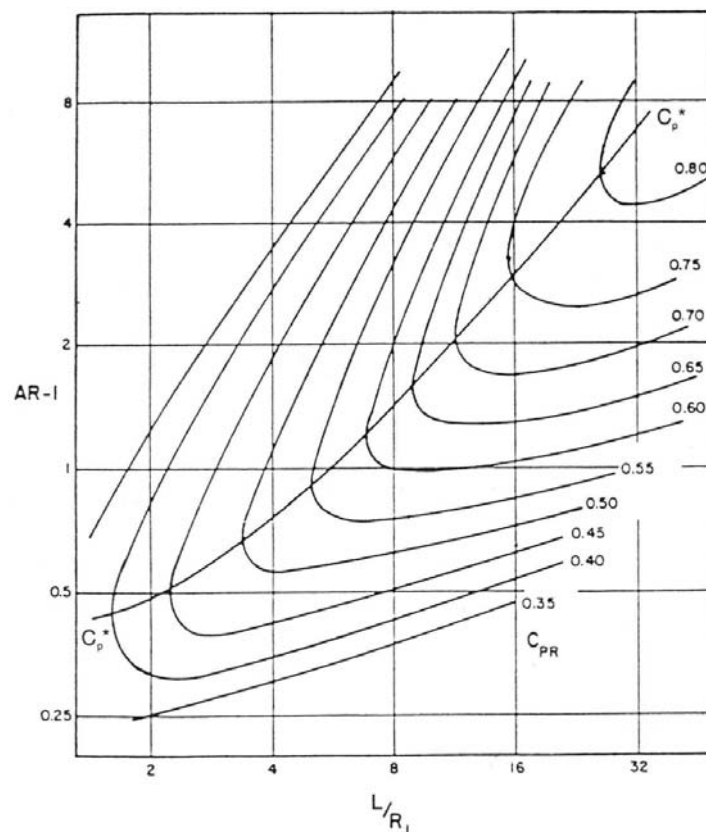


Figura 4.9 Difusor cônico com baixo fator de bloqueio e Mach (JAPIKSE e BAINES, 1998).

Uma das relações empíricas existentes é baseada na linha de máxima recuperação da pressão estática, C_p^* , conforme mostrado na Figura 4.9, diferente do parâmetro C_{PR} que não representa esta máxima recuperação. Para difusores do tipo cônico, ela pode ser descrita a partir de algumas grandezas, iniciando com a Equação 4.49.

$$G = [(AR^*)^{1,26} - 1]^{-0,5} \quad 4.49$$

A Equação 4.49 pode ser reescrita em função dos ângulos de divergência e da razão de áreas empregada, conforme descrito pelas Equações 4.50 e 4.51 (LEFEBVRE, 1998).

$$G = \frac{8(\tan\psi_0 - r\tan\psi_i)}{1+r} \quad 4.50$$

$$AR^* = \left\{ \left[\frac{1+r}{8(\tan\psi_0 - r\tan\psi_i)} \right]^2 + 1 \right\}^{0,7937} \quad 4.51$$

Para o caso de difusores cônicos onde $r = 0$, a Equação 4.51 se reduz a:

$$AR^* = \left(\frac{1}{64\tan^2\psi} + 1 \right)^{0,7937} \quad 4.52$$

Em termos do comprimento adimensional, para os difusores cônicos tem-se:

$$\frac{L}{R} = \frac{1}{\tan\psi} (\sqrt{AR^*} - 1) \quad 4.53$$

Considerando que a razão de áreas, AR , está definida em função da velocidade de entrada na câmara de combustão e também pela velocidade desejada na saída do difusor, o ângulo para recuperação máxima da pressão estática foi calculado através da Equação 4.52. Em seguida, o comprimento adimensional finalmente pode ser obtido pela Equação 4.53.

Contudo, como em alguns casos o comprimento adimensional tende a ser excessivamente grande para recuperar o máximo da pressão estática, é deixada a cargo do projetista a escolha de outro ângulo, diferente daquele calculado pela Equação 4.52, com objetivo de reduzir o comprimento do difusor.

- **Fator de perda de pressão no difusor**

O fator de perda de pressão no difusor, $\Delta P_{diff}/q_{ref}$, representa a resistência do fluxo ao atravessar o componente, sendo calculado pela Equação 4.54, empregando alguns parâmetros de projeto anteriormente definidos.

$$\frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{q_{ref}} \left(\frac{1}{\frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{p_3}} \right) \left(\frac{\Delta P_{diff}}{p_3} \right) \quad 4.54$$

4.4. Projeto do Bico Injetor

Existem diversas configurações para o projeto de um bico injetor, que variam, sobretudo de acordo com o combustível empregado. Se o combustível estiver na fase líquida, a geometria do bico injetor deve necessariamente preparar o combustível antes do momento da queima, promovendo o processo de nebulização do mesmo. Contudo, se o combustível estiver na fase gasosa, como é o caso deste projeto, o combustível já está adequado para a queima, tornando o projeto do bico mais simplificado.

Neste sentido, foram empregados alguns parâmetros. Dentre eles, a pressão total de injeção foi considerada com valor igual ao da pressão total de entrada na câmara, assegurando que o combustível seja introduzido na região de queima. Outro parâmetro empregado foi a vazão mássica de combustível, que foi obtida a partir de um balanço termoquímico para uma dada temperatura de chama desejada. Por último, para se determinar a velocidade de injeção desejada, os cálculos foram baseados na velocidade de queima laminar do metano, a partir da razão de equivalência da zona primária, conforme Equação 4.55 (LIAO *et al.*, 2004).

$$V_{lam_CH_4} = -177,43\phi_{ZP}^3 + 340,77\phi_{ZP}^2 - 123,66\phi_{ZP} - 0,2267 \quad 4.55$$

Finalmente, com base nas grandezas citadas anteriormente, o diâmetro do injetor para o caso de um combustível gasoso pode ser definido. Este diâmetro normalmente está entre 10% a 15% do diâmetro de referência, D_{ref} , conforme pôde ser verificado após os cálculos (LEFEBVRE, 1998). Quanto ao posicionamento do injetor, foi escolhida a região central do *swirler*.

4.5. Projeto do Swirler

O comportamento e a distribuição do escoamento de ar na zona primária são essenciais para a estabilização da chama e ignição. Conforme descrito por Lefévre (1999) existem

inúmeros mecanismos normalmente empregados, onde sua característica principal consiste na criação de um fluxo reverso ou vórtices, a fim de promover uma recirculação dos gases quentes com a mistura ar/combustível que está sendo introduzida na zona primária. Além disso, esta configuração se estende ao longo de todo o tubo de chama, através dos mecanismos de diluição.

De acordo com a Figura 4.10 e Figura 4.11, tem-se algumas configurações do escoamento na zona primária e arranjos empregados para criar esta recirculação.

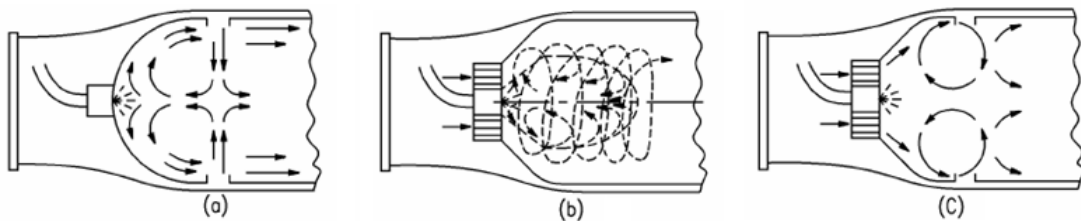


Figura 4.10 Padrão de escoamento na zona primária

a) jato oposto b) redemoinho estabilizado c) combinação de a e b (LEFEBVRE, 1998).

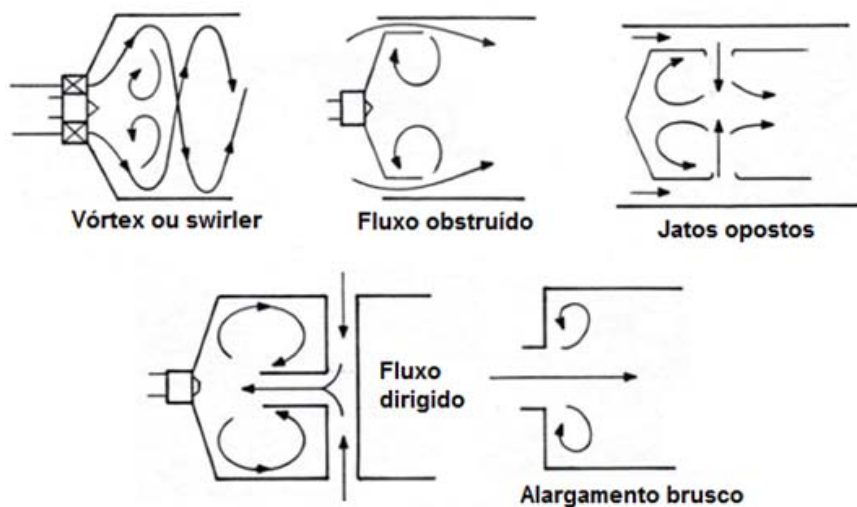


Figura 4.11 Métodos de criação de zonas de recirculação e vórtices (LEFEBVRE, 1998).

Um mecanismo largamente empregado e que promove de maneira efetiva a criação dos vórtices é conhecido como *swirlers*, normalmente posicionados ao redor do injetor, próximo da região do domo. Tal mecanismo cria uma zona de baixa pressão no centro do fluxo, a partir de uma força centrífuga, durante a passagem do fluxo. Em certo ponto a jusante, a região de baixa pressão no centro do fluxo inicia um processo conhecido como colapso de vórtice, promovendo a zona de recirculação (ELDRAINY *et al.*, 2009).

Existem dois tipos de *swirlers* mais empregados, axial e radial, conforme mostrados na Figura 4.12, e que podem apresentar palhetas curvas ou planas.

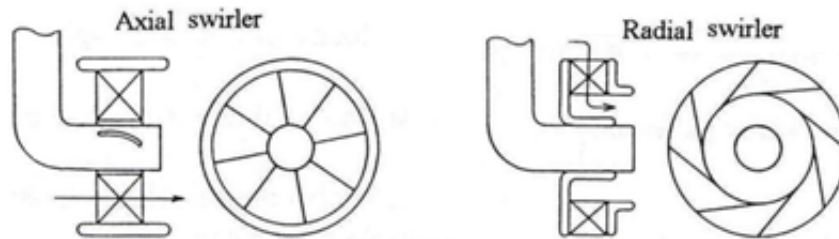


Figura 4.12 Detalhe dos tipos de *swirlers* (LEFEBVRE, 1998).

De acordo com a Figura 4.13, tem-se um novo conceito de swirler, onde o tipo radial contribui com uma componente tangencial ao fluxo, melhorando o processo de mistura

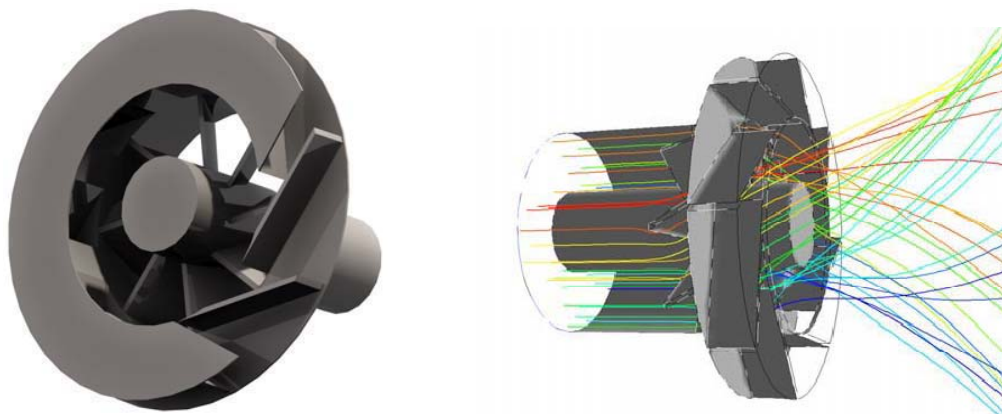


Figura 4.13 Detalhe da geometria do *swirler* e o comportamento das linhas de corrente para o tipo axial (ELDRAINNY *et al.*, 2009).

Dentre as diversas abordagens empregadas no cálculo preliminar da geometria do *swirler*, aquela baseada na perda de pressão e desenvolvida Lefebvre (1998) está descrita pela Equação 4.56.

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 \sec^2 \beta_{sw} - \left(\frac{A_{ref}}{A_{ft}} \right)^2 \right] \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3} \right)^2 \quad 4.56$$

Onde,

β_{sw} = Ângulo de giro do escoamento ou *turning angle* (ângulo que o escoamento é defletido ao passar por uma palheta)

K_{sw} = 1,30 (lâminas finas e planas) e 1,15 (lâminas finas e curvas)

Contudo para se obter a área frontal do *swirler*, A_{sw} , através da Equação 4.56, resta definir o fator de perda de pressão no *swirler*, $\Delta P_{sw}/q_{ref}$ que pode ser obtido através da Equação 4.57 (LEFEBVRE, 1998).

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = \frac{P_{sw} - P_{ft}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3 \rightarrow 4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_s}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} \quad 4.57$$

Onde, $\Delta P_{3 \rightarrow 4}/q_{ref}$ = Fator de perda de pressão no combustor;

$\Delta P_s/q_{ref}$ = Fator de perda de pressão no *snout*;

$\Delta P_{diff}/q_{ref}$ = Fator de perda de pressão no difusor.

Analisando a Equação 4.57, o fator de perda de pressão no combustor e no difusor já foram definidos e calculados anteriormente, restando apenas definir a perda de pressão total no *snout*. Este valor pode ser considerado em torno de 25% da pressão dinâmica de referência, resultando em, $\Delta P_s/q_s = 0,25$ (LEFEBVRE, 1998). Ainda de acordo com o autor, esta consideração é válida, pois o *snout* normalmente empregado apresenta uma geometria “suave”. Contudo, se for empregado uma placa perfurada como *snout*, esta porcentagem deve ser aumentada.

Com base no que foi descrito anteriormente e a partir da Equação 4.58, o fator de perda de pressão no *snout*, $\Delta P_s/q_{ref}$, pode ser obtido e consequentemente, o fator de perda de pressão no *swirler*, dado pela Equação 4.57.

$$\frac{\Delta P_s}{q_{ref}} = \frac{0,25q_s}{q_{ref}} = 0,25 \left(\frac{A_{ref}}{A_0} \right)^2 \quad 4.58$$

Finalmente, para obter a área frontal do *swirler* através da Equação 4.56, resta definir a porcentagem da vazão mássica que atravessa o componente e o formato das pás. Lefebvre (1998) sugere como estimativa inicial, 7% do total de ar que entra na câmara da combustão. Também foram consideradas pás retas com ângulo de giro do escoamento ou *turning angle*, dentro de uma faixa de valores entre 45° e 60°. Por último, foi considerado o ou ângulo de montagem da palheta ou *stagger angle*, igual ao ângulo de giro, para efeito de simplificação.

A partir das considerações anteriores a área frontal do *swirler*, A_{sw} , pode finalmente ser obtida. Porém, devido a incerteza existente na quantidade real de ar que atravessa o *swirler*, é comum considerar no projeto do *swirler* um aumento da ordem de 50% na área frontal calculada (LEFEBVRE, 1998).

4.5.1 Diâmetro externo do *swirler*

A área e o respectivo diâmetro do *swirler* calculados no início da Seção 4.5, não consideraram o injetor do combustível localizado na região central. Desta forma, com o diâmetro interno do *swirler* igual ao diâmetro do injetor de combustível, resta calcular o diâmetro externo do *swirler*, que corresponderá a mesma área frontal obtida pela Equação 4.56. Em geral, o diâmetro externo do *swirler* encontra-se geralmente próximo de 30% da área de referência, conforme verificado após os cálculos (LEFEBVRE, 1998).

4.5.2 Número de *Swirl* alternativo

Lefebvre (1998) propôs um critério adimensional que caracteriza a quantidade de rotação transferida ao fluxo, conhecido como Número de *Swirl*, calculado através da Equação 4.59, tornando possível quantificar a eficiência do *swirler* no giro do escoamento.

$$S_N = \frac{2G_m}{D_{sw}G_t} \quad 4.59$$

Onde, G_m = fluxo axial da quantidade de movimento angular

G_t = fluxo axial da quantidade de movimento linear

Para Lefebvre (1998), na condição de números de *swirler* $S_N \leq 0,4$ (*swirler* pobre), não existirá recirculação do fluxo. Desta forma, na prática, os *swirlers* de interesse operam com forte recirculação, ou seja, $S_N > 0,6$, e na maioria dos casos, está posicionado anularmente ao redor do injetor de combustível. Considerando o ângulo das pás, θ , constante, Lefebvre (1998), relacionam o ângulo θ e S_N através da Equação 4.60.

$$S_N = \frac{2}{3} \frac{\left[1 - \left(\frac{D_{i,sw}}{D_{o,sw}} \right)^3 \right]}{\left[1 - \left(\frac{D_{i,sw}}{D_{o,sw}} \right)^2 \right]} \tan\theta \quad 4.60$$

Onde, $D_{i,sw}$ = Diâmetro do centro;

$D_{o,sw}$ = Diâmetro externo do *swirler* (coroa).

4.6. Projeto da Zona de Recirculação

A zona de recirculação desempenha um papel fundamental no processo de combustão, destacando-se pelo favorecimento do processo de mistura ar/combustível e ancoragem da chama. Conforme detalhado na Figura 4.14, a zona de recirculação esta representada por círculos imaginários dentro na zona primária.

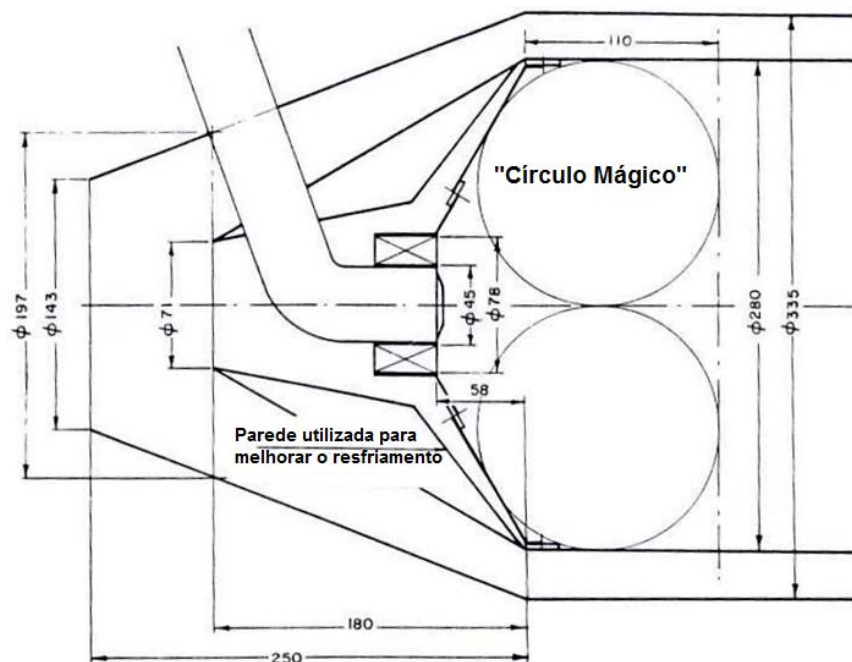


Figura 4.14 Detalhe da região de recirculação dentro da zona primária (LEFEBVRE, 1998).

4.6.1 Comprimento da zona de recirculação

Escola de Combustão (2009) revela que a determinação do comprimento da zona de recirculação, L_{ZR} , é de difícil obtenção analítica. Porém, com base em dados experimentais e estatísticos, este comprimento assume tipicamente valores entre duas vezes o diâmetro externo do *swirler*, $D_{0,sw}$, e o comprimento da zona primária, L_{ZP} .

4.6.2 Ângulo de inclinação e comprimento do domo

O ângulo de abertura e o comprimento do domo podem ser calculados através das Equações 4.61 e 4.62 (Escola de Combustão, 2009). Dentre outras funções, o domo é

responsável por uniformizar e reduzir a velocidade do fluxo após a mistura do ar com combustível, com objetivo de manter a chama localizada na zona primária

$$\theta_{ZR} = \text{acos} \left[\frac{-D_{ft}(D_{ft}-2D_{0,sw})-(D_{ft}-4L_{ZR})\sqrt{D_{ft}^2-4D_{ft}D_{0,sw}^2-8D_{ft}L_{ZR}+16L_{ZR}^2}}{2D_{ft}^2-4D_{ft}D_{0,sw}+4D_{0,sw}^2-8D_{ft}L_{ZR}+16L_{ZR}^2} \right] \quad 4.61$$

$$L_{cúpula} = \frac{D_{ft}-D_{0,sw}}{2\tan(\theta_{ZR})} \quad 4.62$$

Continuando com o projeto da zona de recirculação, resta definir a localização de uma fenda que deverá ser posicionada na parede do domo, contribuindo para a ancoragem da chama e resfriamento da parede. Contudo, existe uma incerteza na posição correta desta fenda, que segundo Lefebvre (1998) deve estar localizada no primeiro 1/3 do domo.

4.7. Projeto da Zona Primária

4.7.1 Distribuição das vazões mássicas de ar na zona primária

O procedimento empregado para obter a distribuição de ar na zona primária foi semelhante ao utilizado no cálculo da temperatura de chama adiabática, conforme esquematizado pela Figura 4.15.

Durante um projeto de uma câmara de combustão, a distribuição das vazões mássicas na zona primária é um parâmetro decisivo, pois deve garantir uma quantidade suficiente de ar que atenda o processo de combustão, sirva para ancorar a chama, além de resfriar as paredes do tubo de chama (LEFEBVRE, 1998).

Com base na Figura 4.15, a quantidade de ar necessária à zona primária foi chamada de “Ar de Combustão”, identificada como item 3.5. Contudo, o ar destinado a zona primária deve ser dividido em diversos caminhos tais como *swirler*, resfriamento do domo e orifícios, conforme descrito na Tabela 4.2.

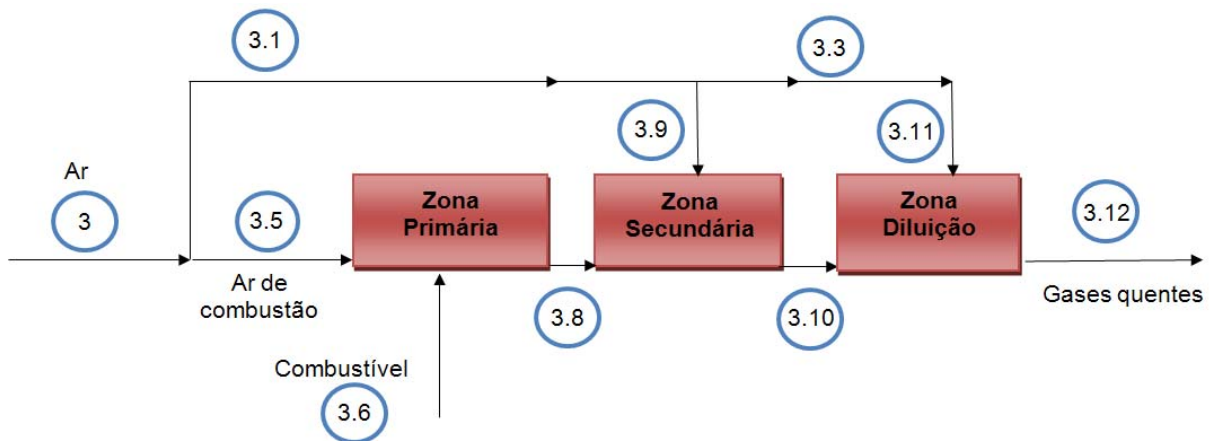


Figura 4.15 Esquema representativo dos balanços de massa em cada zona.

Inicialmente, a forma de distribuição das massas de ar empregou alguns valores mostrados na Tabela 4.2 (LEFEBVRE, 1998). Porém, como a quantidade de ar destinada à zona primária neste trabalho varia conforme o coeficiente de excesso de ar atribuído pelo projetista, portanto difere dos 25% normalmente indicados por Lefebvre (1998). Assim, foi considerada neste projeto da câmara, a mesma proporcionalidade sugerida pelo autor, de modo a garantir que os resultados sejam coerentes.

Tabela 4.2 Distribuição das vazões mássicas na zona primária

Regiões	Quantidade
<i>Swirler</i>	7,00 %
Resfriamento domo	2,92 %
Resfriamento parede	7,01 %
Orifícios na zona primária	8,07 %
Total	25,00 %

4.7.2 Projeto dos furos de entrada de ar

Para distribuir as massas de ar ao longo do tubo de chama, são necessários diversos orifícios, cujo projeto emprega as seguintes grandezas (LEFEBVRE, 1998).

- **Fator de perda de pressão**

$$K = 1 + \delta^2 \left\{ 2\mu^2 + \left[4\mu^4 + \left(\frac{\mu^2}{\delta^2} \right) (4\beta - \beta^2) \right] \right\} \quad 4.63$$

Na Equação 4.63, o parâmetro δ corresponde ao fator de perda da quantidade de movimento, que varia conforme a característica geométrica do orifício, ou seja, se canto vivo ou orifício do tipo plano, $\delta = 0,8$. Senão, se canto convexo ou do tipo rebaixado, $\delta = 0,6$.

O parâmetro μ na Equação 4.63 é determinado por $\mu = \beta/\alpha$, onde o fator β é conhecido como razão de passagem. Este último fator corresponde a uma razão entre a vazão mássica total que deverá entrar pelos orifícios de uma fileira e aquela que atravessa a região anular, ou seja, $\beta = \dot{m}_j/\dot{m}_{an}$. Já o parâmetro α representa um quociente entre a área total de diluição, a ser determinada na Equação 4.66, e a área anular.

▪ **Coefficiente de descarga no orifício**

$$C_D = \frac{K-1}{K[4K^2 - K(2-\beta)^2]^{0,5}} \quad 4.64$$

▪ **Ângulo de incidência do jato de diluição**

$$\text{sen}\phi = \frac{K-1}{2C_D\delta K} \quad 4.65$$

▪ **Perda de pressão através do orifício para escoamento incompressível**

$$\frac{\Delta P_h}{P_3} = \frac{143,5\dot{m}_j^2 T_3}{P_3^2 C_D^2 A_{h,t}^2} \quad 4.66$$

Onde, o valor da perda de pressão no orifício, ΔP_h , é resultado da perda de pressão no tubo de chama, ΔP_{ft} , dividida igualmente nas três zonas.

A partir dos parâmetros definidos anteriormente, a determinação do diâmetro, da quantidade de orifícios e de sua disposição ao longo do tubo de chama podem ser calculados a partir de um processo iterativo, através dos seguintes passos:

- a) Calcular a razão de passagem ou parâmetro β .
- b) Atribuir um coeficiente de descarga arbitrário para o orifício.
- c) Determinar através da Equação 4.66, a área total de diluição do anel, $A_{h,t}$.
- d) Calcular a razão de área, α .
- e) Obter o fator de perda de pressão, K .
- f) Determinar o valor do coeficiente de descarga, C_D , através da Equação 4.64.
- g) Reinsere o valor do coeficiente de descarga calculado na etapa anterior na etapa (b), até que interativamente o valor calculado seja igual ao estimado.

Finalmente, seguindo as etapas descritas, os orifícios de diluição podem ser corretamente definidos, restando ao projetista a escolha do número de anéis e de orifícios.

4.7.3 Comprimento da zona primária

O comprimento da zona primária pode ser obtido através de um intervalo de valores, entre aproximadamente $2/3$ a $3/4$ do diâmetro do tubo de chama (LEFEBVRE, 1998). Logo, foi considerado como valor inicial para o comprimento da zona primária, o valor máximo do intervalo dado pela Equação 4.67, de modo a favorecer o processo de combustão, dando-lhe maior espaço e tempo para finalizar as reações.

$$\frac{2}{3}D_{ft} < L_{ZP} < \frac{3}{4}D_{ft} \quad 4.67$$

4.8. Projeto da Zona Secundária

4.8.1 Razão de equivalência na zona secundária

A determinação precisa dos parâmetros de combustão na zona secundária é de difícil solução, devido ao complexo processo químico envolvido. Nesta região, algumas reações parciais iniciadas na região do domo e próximas do bico injetor podem ainda não terem sido finalizadas, em função das características da cinética química ou do espaço físico existente. Idealmente, este espaço se concentra desde a região do domo até o final da zona primária.

A razão de equivalência da zona secundária, ϕ_{ZS} , devido ao próprio processo de diluição, deve ser mais pobre em comparação com a zona primária. Lefebvre, (1998) sugere como aproximação inicial um valor ligeiramente pobre, em torno de 0,8. Por outro lado, a condição mais rica permitida na zona primária, a partir da qual a emissão de combustível não queimado seria elevada é de 1,5. Logo, considerando estes extremos, pode-se estimar a condição existente na zona secundária a partir do valor considerado para a zona primária, conservando a proporção.

4.8.2 Comprimento da zona secundária

Existem duas abordagens que podem ser consideradas para a definição do comprimento da zona secundária, L_{ZS} . Lefebvre, (1998) sugere que o comprimento pode ser aproximado como 1/2 a 3/4 do diâmetro do tubo de chama.

4.9. Projeto da Zona de Diluição

4.9.1 Comprimento da zona de diluição

O comprimento da zona de diluição pode ser obtido através de diagramas ou analiticamente pela Tabela 4.3.

Tabela 4.3 Dados para o cálculo do comprimento da zona de diluição (LEFEBVRE, 1998).

$\Delta p_{3 \rightarrow 4} / q_{ref}$	L_{ZD} / D_{ft}
15	$3,78 - 6TQ$
20	$3,83 - 11,83TQ + 13,4TQ^2$
30	$2,96 - 9,86TQ + 13,3TQ^2$
50	$2,718 - 12,64TQ + 28,51T^2$

Contudo, resta definir um parâmetro conhecido como Qualidade Transversal de Temperatura, TQ , dado pela Equação 4.68. Usualmente, turbinas a gás de uso industrial possuem $TQ = 0,1$, podendo variar dentro do intervalo de valores de 0,05 a 0,30 (LEFEBVRE, 1998).

$$TQ = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad 4.68$$

Ainda de acordo com a Equação 4.68, pode-se obter a temperatura de pico máxima aceitável na saída da câmara de combustão para $TQ = 0,1$, calculada da seguinte maneira:

$$T_{max} = (T_4 - T_3)TQ + T_4 \quad 4.69$$

A partir dos valores obtidos anteriormente e com auxílio da Tabela 4.3, foi possível determinar o comprimento da zona de diluição através do fator de perda de pressão empregado.

4.10. Distribuição de Temperatura na Câmara

4.10.1 Cálculo da temperatura de chama

Para este cálculo, o combustor é dividido em quatro seções: zona de recirculação, zona primária, zona secundária e zona de diluição, conforme sugerido por Lefebvre (1998). Considerando uma taxa de reação finita e uma contínua adição de ar frio ao longo do tubo de chama, pode-se considerar a distribuição de temperaturas como linear. Logo, para cada seção, a temperatura local será estimada a partir de uma variação linear entre a temperatura de entrada e de saída, ou seja, entre T_{in} e T_{out} .

- **Zona de recirculação**

Foi considerado que a temperatura mínima nesta região pode ser dada pela temperatura de entrada dos gases na câmara de combustão, T_3 , e a máxima temperatura encontrada será aquela correspondente a uma mistura estequiométrica, T_{esteq} . Desta forma, a temperatura dos gases que irão atingir a zona primária corresponderá a uma média entre o valor de T_3 e T_{esteq} , conforme definido pelas Equações 4.70 e 4.71.

$$T_{in} = T_3 \quad 4.70$$

$$T_{out,max,ZR} = T_3 + \eta_{ZR} \Delta T_{\phi=1} \quad 4.71$$

Na Equação 4.71, o termo η_{ZR} representa a eficiência da combustão ao longo desta região, podendo ser definido através da Equação 4.72.

$$\eta_{ZR} = 0,56 + 0,44 \tanh[1,547510^{-3}(T_3 + 108 \ln(p_3) - 1863)] \quad 4.72$$

Onde, p_3 = Pressão estática na entrada

Com relação à Equação 4.71, a temperatura $T_{out,max,ZR}$ pode ser considerada como a mais alta temperatura possível nesta região. Contudo, pelo fato desta região apresentar um fluxo muito agitado, este valor de temperatura é restrito somente a um pequeno local dentro desta região (LEFEBVRE, 1998). Desta forma, a temperatura estimada para a região de recirculação pode ser obtida através da Equação 4.73.

$$T_{out,ZR} = \frac{1}{3}T_3 + \frac{2}{3}T_{out,max,ZR} \quad 4.73$$

- **Restante da zona primária**

A determinação da temperatura de chama na zona primária foi definida a partir do coeficiente de excesso de ar atribuído pelo projetista. Desta forma, foi calculada a razão equivalência associada a esta condição e, a partir do esquema mostrado na Figura 4.15 e detalhado na Seção 4.7.1 deste trabalho, a temperatura de chama nesta região pode ser definida.

- **Zona secundária**

O complexo processo de combustão torna difícil a determinação precisa da composição química dos gases quentes e, conseqüentemente, da temperatura de chama na zona secundária. Assim, o ganho de temperatura calculado a partir da temperatura de saída da zona primária corresponde a uma incógnita, uma vez que as reações parciais da combustão não foram consideradas neste projeto. Logo, foi uma metodologia semelhante aquela empregada na zona primária.

Conforme ilustrado na Figura 4.15, toda a câmara de combustão foi dividida em seções e nelas foram aplicadas as Equações da Conservação de Energia e da Continuidade. Ao final, tornou-se possível estimar as vazões mássicas e a temperatura dos gases em diversos pontos da câmara de combustão.

- **Zona de diluição**

A distribuição de temperatura na zona de diluição foi definida de forma semelhante às demais zonas, aplicando as equações para o balanço de energia e massa.

Finalmente, com a distribuição de temperatura estimada a partir dos cálculos anteriores, tornou-se possível desenvolver a Figura 4.16, identificando as temperaturas existentes em cada região de acordo com os dados de entrada empregados.

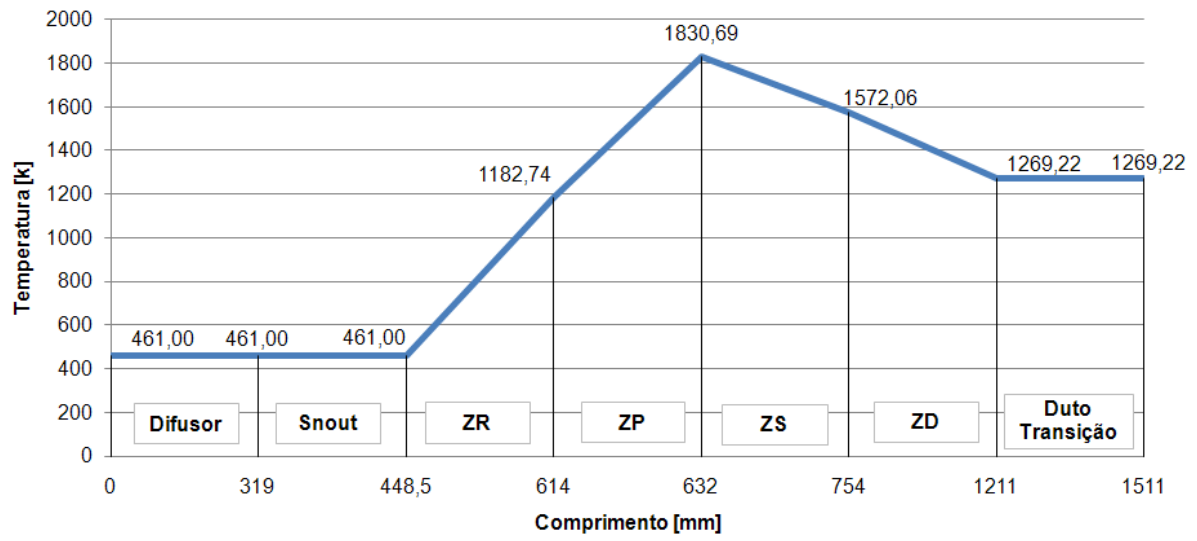


Figura 4.16 Exemplo da distribuição de temperaturas ao longo câmara de combustão.

Capítulo 5

PLANILHA EXCEL® DESENVOLVIDA

A partir da metodologia detalhada ao longo do Capítulo 4, serão apresentadas neste momento as diversas telas da planilha Excel® desenvolvida, esclarecendo alguns aspectos básicos do funcionamento da mesma juntamente com a organização estabelecida.

5.1. Organização da Planilha Excel®

Diante dos inúmeros detalhes envolvidos no projeto de câmara de combustão de turbina a gás, os cálculos foram distribuídos em diversas abas na planilha Excel®, estruturada conforme o esquema mostrado na Figura 5.1. Tal esquema foi inspirado na metodologia proposta por Lefebvre (1998), que além de traduzir a vasta experiência do autor em projetos de câmaras de combustão, considera abordagens de diferentes de outros autores.

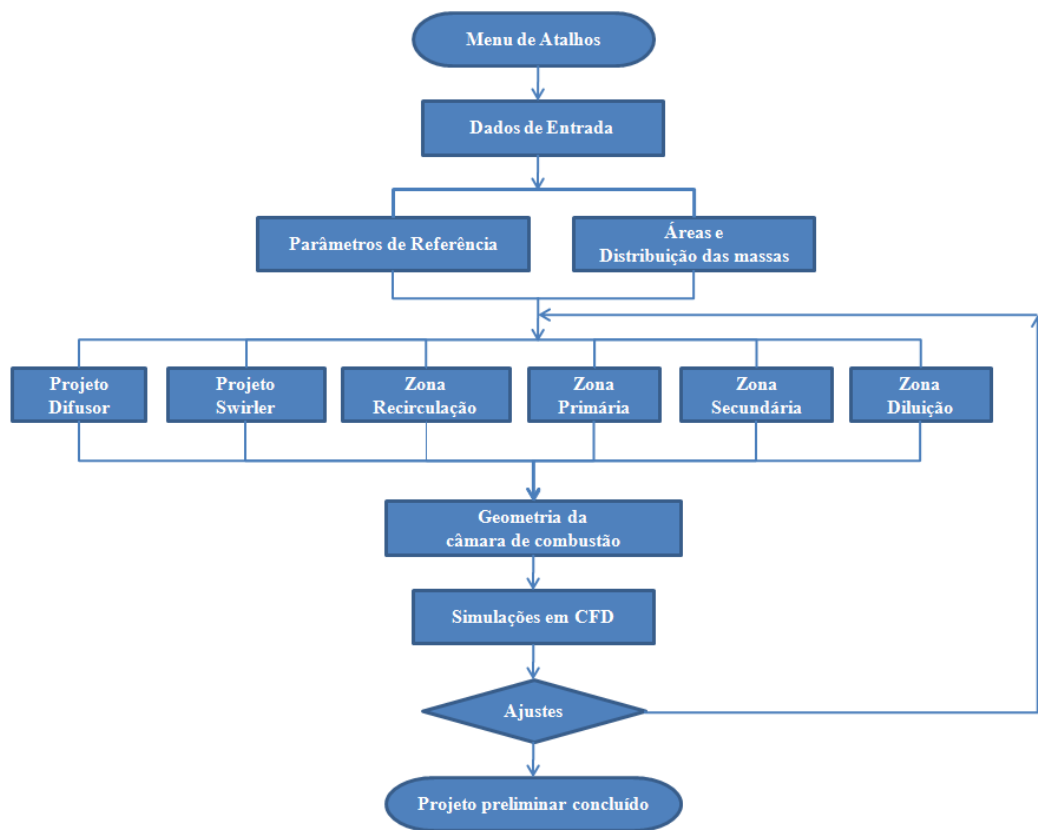


Figura 5.1 Organização da metodologia na planilha Excel®.

A partir da organização mostrada na Figura 5.1, a tela inicial da planilha Excel® corresponde a um Menu de Atalhos, conforme mostrado pela Figura 5.2, com objetivo de facilitar o avanço através das diversas abas criadas.

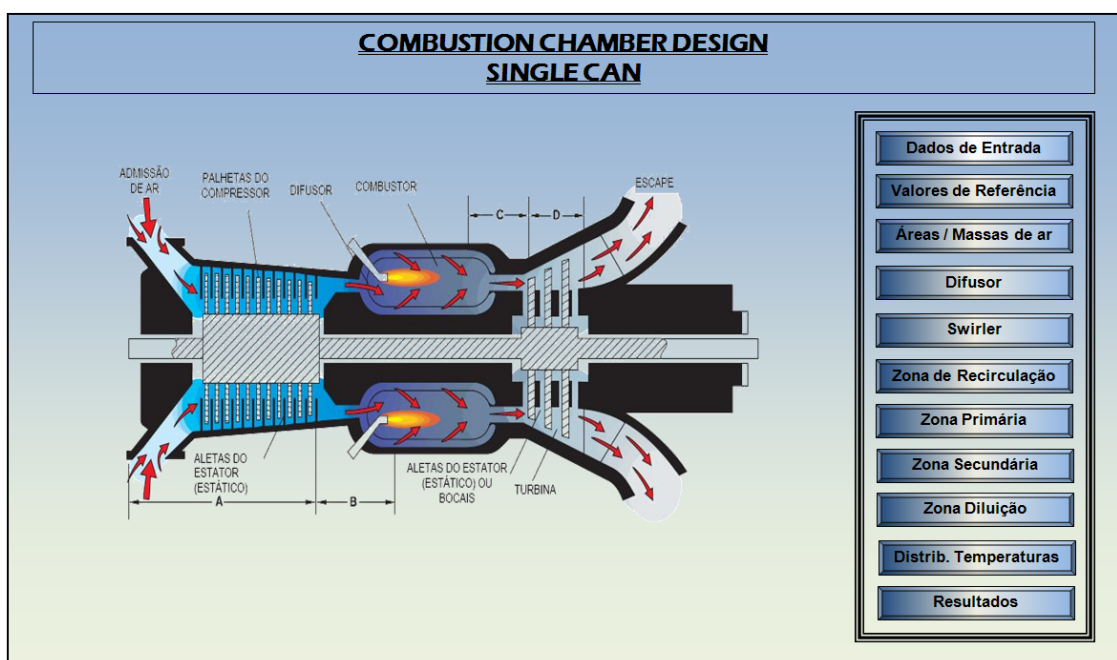


Figura 5.2 Tela inicial da planilha Excel® desenvolvida.

A partir das necessidades de cada projeto, a Tabela 5.1 reúne os principais dados de entrada necessários ao funcionamento da planilha.

Tabela 5.1 Dados de entrada da planilha.

Parâmetros necessários	Parâmetro	Unidade
Vazão Mássica de Ar Total	m_ar_full	kg/s
Temperatura Entrada na CC	T_3	K
Pressão Total na Entrada na CC	P_3	bar
Pressão Estática na Entrada da CC	p_3	bar
Número de Câmaras (se multi-tubular)	N	-
Vazão Mássica de Combustível	m_comb	kg/s
Temperatura do Combustível na Entrada	T_c	K
Pressão Total do Combustível na Entrada	P_c	bar
Velocidade de injeção do combustível	V_fuel	m/s
Temperatura de saída da CC	T_4	K
Perda de Pressão na CC (%)	Delta_P3-4/P_3	-
Pressão Total de Saída da CC	P_4	bar
Temperatura de Referência	T_ref	K
Temperatura Ambiente	T_1	K
Pressão Ambiente	P_1	bar
Razão de calor específico para o Ar	Gama_ar	-
Umidade Relativa	UR	%
Vazão Mássica de Ar por câmara	m_ar	Kg/s
Razão de Pressão	RP	-
Velocidade de Entrada do Ar	V_3	m/s
Diâmetro na saída	D_saída	m
Eficiência da combustão	Efic. Comb.	-

A Figura 5.3 mostra os dados de entrada dispostos na planilha, sendo permitido ao projetista alterar aqueles destacados na cor verde. Também, cabe ao projetista escolher a composição desejada para o combustível, seja a partir de algumas composições cadastradas ou não.

COMBUSTION CHAMBER DESIGN				Voltar MENU	
DADOS DE ENTRADA					
Vazão Mássica de Ar Total	m_ar_full	4,288 kg/s	Tipo combustível	Gasoso	Calculador
Temperatura Entrada na CC	T_3	461,000 K	Combustível	GN GASPEIRO	
Pressão Total na Entrada na CC	P_3	4,053 bar	f C2H2	0	
Pressão Estática na Entrada da CC	p_3	3,89900 bar	f CO	0	
Número de Câmaras (configuração multi-tubular)	N	1,000 -	f CO2	0,0065	
Vazão Mássica de Combustível	m_comb	0,0745 kg/s	f N2	0,012	
Temperatura do Combustível na Entrada	Tc	430,000 K	f C2H4	0	
Pressão Total do Combustível na Entrada	Pc	4,053 bar	f H2	0	
Velocidade de injeção do combustível	V_fuel	15,000 m/s Ref. 5,835 m/s	f CH4	0,8856	
Temperatura de saída da CC	T4	1123,000 K	f H2O	0	
Perda de Pressão na CC (%)	Delta_P3-4/P_3	6,000 %	f H2S	0	
Pressão Total de Saída da CC	P4	3,810 bar	f C3H8	0,0042	
Temperatura de Referência	Tref	298,150 K	f C2H6	0,0917	
Temperatura Ambiente	T1	288,000 K	f C4H8	0	
Pressão Ambiente	P1	1,013 bar	f C3H6	0	
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s			
Razão de calor específico para o Ar	Gama_ar	1,41 -			
Constante Universal dos Gases Perfeitos	R	8314 J/kmolK			
Umidade Relativa	UR	0,600 -			
Vazão Mássica de Ar por câmara	m_ar	4,288 kg/s			
Razão de Pressão	RP	4,000 -			
Velocidade de Entrada do Ar	V_ar_3	102,4083 m/s			
Diâmetro na saída	D_saida	0,180 m			
Eficiência da combustão	Efic. Comb.	0,980 -			

Figura 5.3 Tela mostrando os dados de entrada necessários à planilha Excel®.

Com os dados de entrada inseridos, a planilha pode iniciar os cálculos nas outras abas. Uma delas, mostrada na Figura 5.4, é reservada aos cálculos dos parâmetros de referência. Inicialmente, conforme descrito na Seção 4.2 - Dimensões Preliminares do Combustor, é calculada a área de referência, considerando a abordagem aerodinâmica e a combustão. Ao final, a planilha automaticamente indica e considera o maior valor obtido. Também, os parâmetros de pressão e a distribuição da perda de carga ao longo da câmara são calculados nesta aba. Por último, alguns parâmetros de referência relacionados às características do escoamento como velocidade e número de *Mach* também são calculados.

Foi criada uma aba específica para o cálculo das diversas seções da câmara, descrito em detalhes no item 4.2.2 - Determinação das seções, deste trabalho, destacando uma parte dela na Figura 5.5. De acordo com a Figura 5.5, a câmara de combustão foi dividida em seções e, para cada seção, foram calculados inúmeros parâmetros como velocidade, pressão, massa específica, dimensões básicas e distribuição das massas de ar, que serviram para obtenção de outras grandezas.

COMBUSTION CHAMBER DESIGN				Voltar MENU				
CÁLCULOS DIVERSOS								
Cálculo Área de Referência			Parâmetros de Pressão					
Abordagem: Aerodinâmica								
Área de Referência	A_ref	0,067	m ²	Perda de pressão na câmara	Delta_P3-4/P_3	0,060	Tubular Lefebvre 0,07	
Área do tubo de chama	A_ft	0,047	m ²	Fator de perda de pressão na câmara	Delta_P3-4/q_ref	36,000	37	
A_ft=%A_ref	<input checked="" type="radio"/> 70% Lefebvre <input type="radio"/> Outra		60	%	Parâmetro Lefebvre	$\frac{m_{23}\sqrt{2}}{P_3 A_{ref}}$	0,004	0,0036
Fator de perda de pressão	FatDPP	36,000	-	Perda de pressão na câmara	Delta_P3-4	24316,800	Pa	
Perda de Pressão na Câmara	PdP Total	0,060	-		DeltaP_diff/q_ref	1,348	-	
					DeltaP_ft/q_ref	36,072	-	
Abordagem: Reações Químicas								
Área de Referência	A_ref	0,037	m ²	Distribuição das perdas de carga				
Área do tubo de chama	A_ft	0,026	m ²	Difusor	DeltaP_diff	0,216	%	
A_ft=%A_ref	<input checked="" type="radio"/> 70% Lefebvre <input type="radio"/> Outra		60	%	Tubo de chama	DeltaP_ft	5,784	%
Parâmetro Teta	Theta	7,154E+07	SI			23440,652	Pa	
Fator de Correção da Temperatura	Fator b	335,698	-			7813,551	Pa	
		343,366	-			7813,551	Pa	
						7813,551	Pa	
						7813,551	Pa	
Resultados								
Área de Referência	A_ref	0,067	m ²	Parâmetros de Referência do Escoamento				
D_ref	0,292	m		Velocidade na região de queima	V_ref	21,050	m/s	
D_ref	292,0	mm		Massa específica do ar na entrada da câmara	ro_ar_3	2,933	kg/m3	
A_ref	0,067	m2		Pressão dinâmica de referência	q_ref	649,833	Pa	
Área do tubo de chama	A_ft	0,047	m ²	Número do Mach de referência	Mach_ref	0,049	-	
A_ft=%A_ref	<input checked="" type="radio"/> 70% Lefebvre <input type="radio"/> Outra		60	%	Constante dos Gases (Ar)	R_ar	288,361	J/kgK
A_ft	0,047	m ²			R_ar_ZP	299,685	J/kgK	
D_ft	0,244	m			R_ar_ZS	294,700	J/kgK	
D_ft	244,000	mm			R_ar_ZD	292,730	J/kgK	
A_ft	0,047	m		Constante dos Gases (Combustível)	R_comb	467,872	J/kgK	
				Velocidade de chama do GN	VGN_laminar	0,389	m/s	
					VGN_turbulenta	5,835	m/s	
							15 x	

Figura 5.4 Aba destinada aos parâmetros de referência e características do escoamento.

COMBUSTION CHAMBER DESIGN				Voltar MENU		
CÁLCULO DAS ÁREAS e MASSAS						
Determinação das Seções						
Seção de Entrada do Ar			RESUMO			
Área de entrada na câmara	A_3	0,014	m ²	D ₃	135,0	mm
Diâmetro de entrada na câmara	D_3	0,135	m	A ₃	0,0143	m2
Vazão volumétrica de ar na entrada da câmara	Q_3	1,462	m3/s	D ₀	279,0	mm
Velocidade do ar na entrada da câmara	V_3	102,408	m/s	A ₀	0,0611	m2
Massa específica do ar na entrada da câmara	ro_ar_3	2,933	kg/m3	A _{2m}	0,020	m ²
Pressão Dinâmica na Entrada	p_din_3	16380,000	Pa	D ₁	105,0	mm
Massa de ar na Entrada	m_ar_3	4,288	kg/s	A ₁	0,0087	m2
Pressão Total na Entrada na CC	P_3	4,063	bar			
Pressão Estática na Entrada da CC	p_3	3,899	bar			
Seção de Entrada do Combustível						
Pressão Estática do combustível na entrada	p_fuel	4,062	bar			
Massa específica do combustível	ro_fuel	2,014	kg/m3			
Vazão volumétrica do combustível	Q_fuel	0,037	m3/s			
Velocidade de injeção do combustível	V_fuel	15,000	m/s			
Velocidade do som	c_fuel	513,373	m/s			
Razão de calores específicos (GN)	k_fuel	1,310	-			
Número de Mach na entrada combustível	Mach_fuel	0,029	-			

Figura 5.5 Aba para cálculo das diversas seções da câmara.

A tela dedicada ao projeto do Difusor está mostrada na Figura 5.6. Nela, estão contidos todos os cálculos empregados, alimentadas com dados obtidos pelas abas anteriores.

COMBUSTION CHAMBER DESIGN					
DIFUSOR					
Região Cônica					
Razão de Áreas para obter maior recuperação da pressão estática	AR*_conico	4,2691	-	A0/A3	
		1,752	-		
Razão de Áreas ótima	Aropt_conico	1,8109	-		
Ângulo para obter maior recuperação da pressão estática	Theta_0*_conico	0,0546	rad	3,13 graus	0,05462761
Comprimento adimensional para obter maior recuperação da pressão estática	L/R_conico	19,498			
Comprimento total do difusor para obter maior recuperação da pressão estática	L_conico	1316,0	mm		
Fator de Bloqueio na entrada	B_3	0,13		Deve ser maior que 0,12	
Coefficiente de recuperação da pressão estática modificado Kp	Kp_conico	0,897	-	0,897	0,88344
Coefficiente de recuperação da pressão estática ideal modificado Kp	Kp_conico	0,9543			
Eficiência máxima do difusor conico	Efic_dif_conico	0,94	-		
Pressão dinâmica na entrada	q_3	15380	Pa		
Massa específica do ar na entrada do difusor	Rho_3	2,933	kg/m3		
Coefficiente de energia cinética na entrada	Alpha_3	1,2	-		
% de perda de carga no difusor conico	DeltaP_diff/P_3	0,2162	%		
Perda de carga no difusor conico	DeltaP_diff	876,15	Pa	867,8	876,148
Coefficiente de perda de pressão	Lambda_k	0,0597	-		
Fator de perda de pressão	DeltaP_diff/qref	1,3483	-		
Hipótese I					
Mach	1	-			
Velocidade do fluido na entrada do difusor	V_3	102,41	m/s		
Velocidade do som	c	431,4	m/s		
k	1,4	-			
Número de Mach na entrada	Ma_3	0,2374	OK, hipótese satisfeita		

Figura 5.6 Aba dedicada ao projeto do difusor

De maneira semelhante, todos os cálculos relacionados ao projeto do *swirler* são realizados na aba descrita na Figura 5.7. Antes de prosseguir com as abas dedicadas aos projetos das zonas de recirculação e primária, torna-se necessário calcular a temperatura de chama adiabática, calculada na aba mostrada na Figura 5.9, a fim de estabelecer a condição de queima da câmara. Logo, parte da massa de ar que entra na câmara de combustão foi desviada para se obter a condição estequiométrica, e o restante, foi considerado simplesmente como ar de diluição.

COMBUSTION CHAMBER DESIGN				
SWIRLER				
% Aprox inic. m_swirler em relação a m_3	%m_sw/m_3	7	%	0,07 -
Vazão mássica inicial pela aproximação	m_sw	0,300	kg/s	
Fator de Perda de Pressão no Swirler	Delta_Psw/q_ref	34,351	-	
Perda de pressão no Swirler	Delta_Psw	22322,722	Pa	
	%Delta_Psw/P_3	5,51	%	
Vazão mássica no swirler	m_sw	0,313	kg/s	7,30 %
Parâmetros geométricos do swirler				
Dâmetro interno do SWIRLER	D_int,sw	56	mm	0,06 m
% do diâmetro interno do SWIRLER com relação a d_ref	% D_int,sw/Dref	19,2	%	
Área frontal do SWIRLER	A_sw	0,0010	m ²	0,00 m ² (50% +)
	D_sw	0,044	m	
Diâmetro externo ou diâmetro da coroa do SWIRLER	D_ext,sw	71	mm	0,07 m
% do diâmetro externo do swirler com relação ao D_ref	% D_ext,sw / Dref	24,32	%	
Ângulo de giro do escoamento, <i>turning angle</i>	Beta_sw	30,000	°	0,52 rad
Números de SWIRLER	N_Sw	1,07	-	
Comprimento início da pá	L_pa	5,000	mm	
Largura do SWIRLER	L_sw	25,000	mm	
Ângulo das pas ou <i>setting angle</i>	Theta_SW	50,000	°	0,87 rad
Fator de forma das palhetas do swirler	K_SW	<input type="checkbox"/> Caixa de grupo 6 <input checked="" type="checkbox"/> Palhetas retas K_SW=1,30 <input type="checkbox"/> Palhetas curvas K_SW=1,15 ¹ <input type="checkbox"/> K_SW 1,1		

Figura 5.7 Aba dedicada ao projeto do *swirler*.

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 no esquema detalhado na Figura 5.8. Neste esquema, a vazão mássica de ar proveniente do compressor se divide entre o ar estequiométrico e o ar de diluição antes de se misturarem próximo da entrada da turbina. 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. De acordo com a Figura 5.8 tem-se:

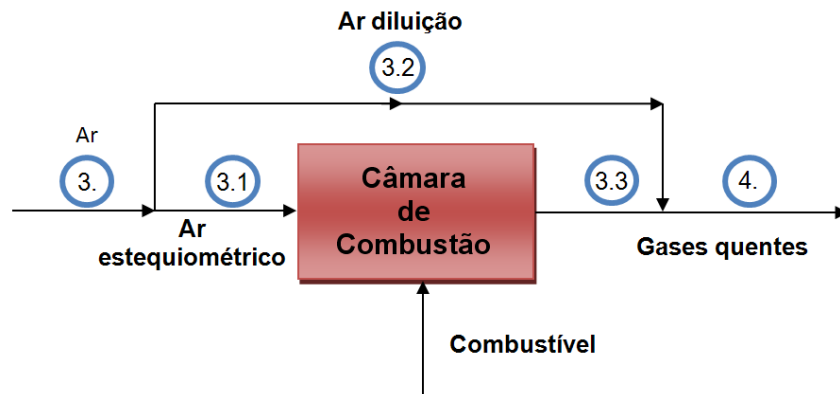


Figura 5.8 Esquema da distribuição de massas de ar empregado nos cálculos de estequiometria e temperatura de chama adiabática.

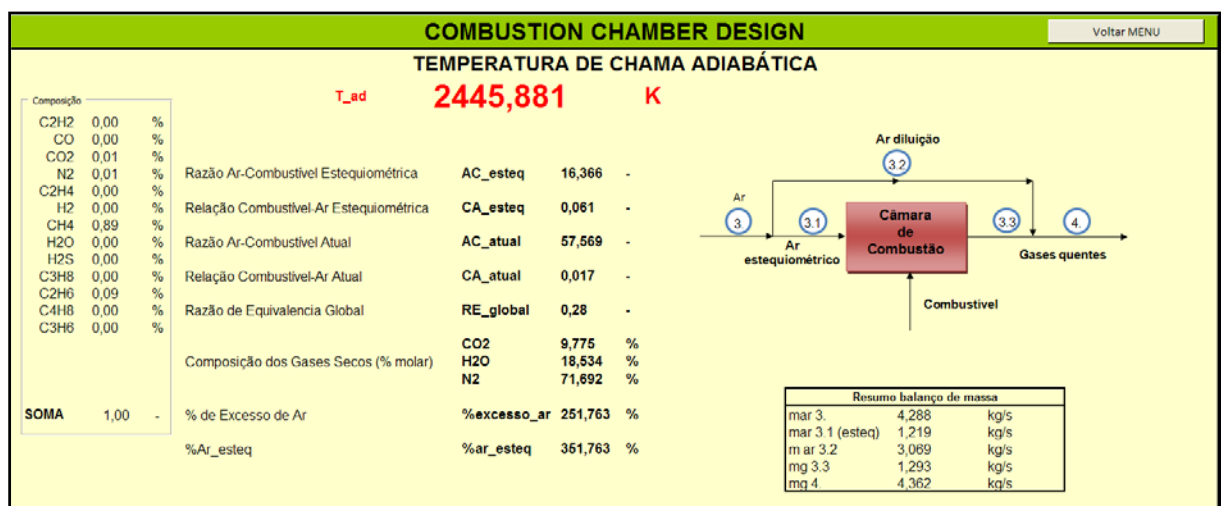


Figura 5.9 Aba responsável pela determinação da temperatura adiabática de chama.

De modo a verificar os valores encontrados pela planilha Excel®, foram feitas comparações com alguns programas comercialmente disponíveis, tais como o programa GASEQ® (versão 0.79) e o VULCANO® (versão 1.1).

O programa GASEQ® é uma versão simplificada do Método de Minimização da Energia Livre de Gibbs (Método Lewis - NASA) e disponibilizada na internet em <<http://www.gaseq.co.uk>>. Este programa possui uma biblioteca formada por 127 espécies químicas. A modelagem da reação neste programa considera que a reação de combustão realiza-se em um meio limitado por paredes adiabáticas, conforme o equacionamento proposto por Alencar (2007).

VULCANO® v1.1 é um programa de combustão industrial fornecido pela Dynamis®,

que permite simular o uso de diversos combustíveis em processos industriais (ao menos 80 combustíveis) como câmaras de combustão, sistema de secagem e geração de gases quentes.

Finalmente, a aba responsável pelo projeto da zona primária, mostrada na Figura 5.10, contém todos os cálculos que foram empregados. Inicialmente foi definida a condição de desejada de queima, através da temperatura de queima, estimada pelo excesso de ar informado pelo projetista. Juntamente com as condições estabelecidas e detalhadas por Lefebvre (1998) nas seções anteriores, puderam ser definidas a distribuição das massas de ar, o tamanho da zona primária e o projeto dos orifícios de diluição.

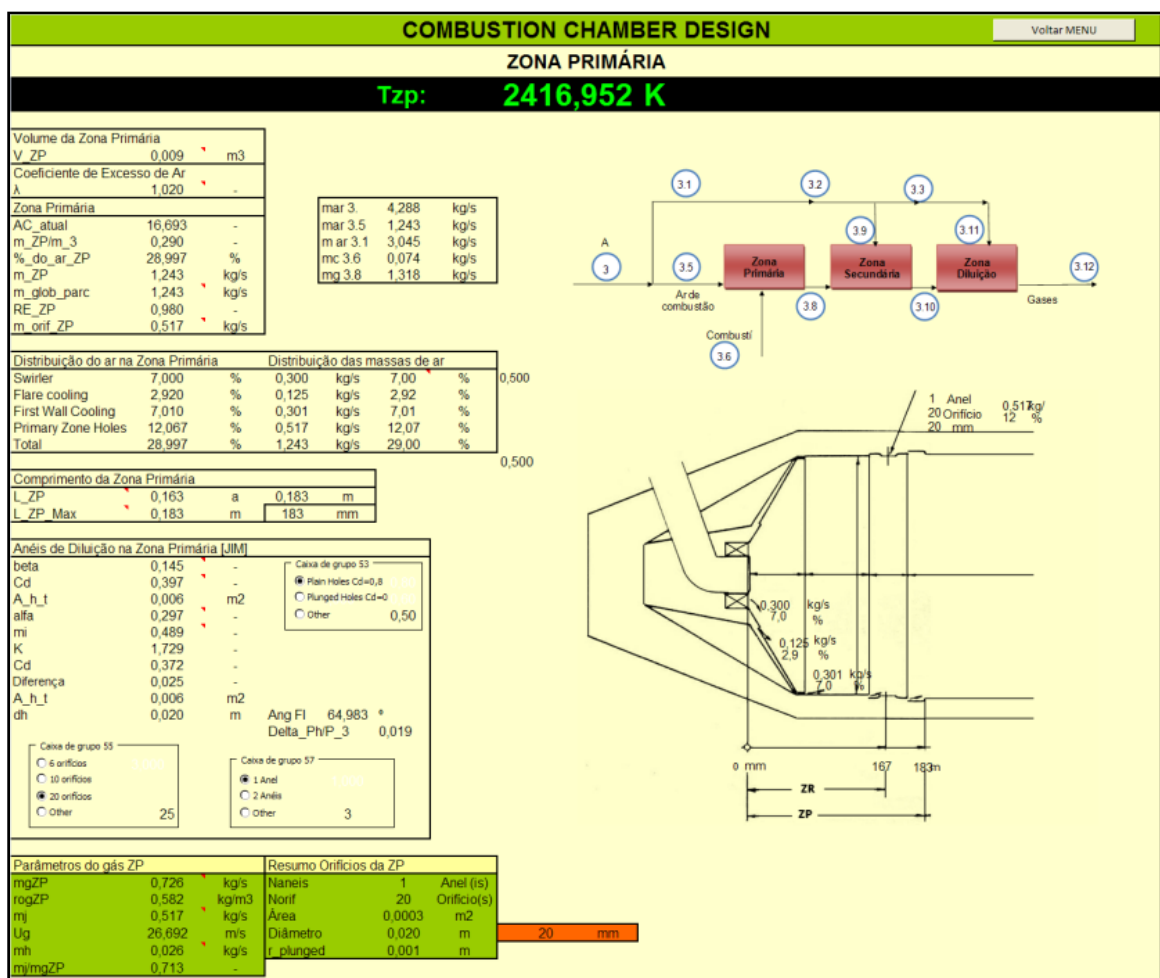


Figura 5.10 Aba dedicada ao projeto da zona primária.

As abas referentes ao projeto da zona secundária e de diluição empregam uma estrutura semelhante aquela mostrada na Figura 5.10. Contudo, as principais diferenças se encontram na determinação da temperatura de chama, devido a dificuldade de se caracterizar os produtos da combustão vindos da zona primária e assim, poder definir precisamente qual a razão de equivalência empregada. Desta forma, foi considerado que as reações químicas iniciadas na

zona primária tenham se completado até o final desta região, o que resulta em uma combustão completa. Neste caso, de maneira simplificada, a temperatura pode ser estimada a partir da aplicação das equações do balanço de massa e de energia no esquema da Figura 4.15.

Finalmente, de acordo com a Figura 5.11, tem-se um resumo da distribuição de temperaturas ao longo da câmara de combustão, com resultados coletados nas diversas abas mostradas anteriormente. De modo ilustrativo, foi criado um gráfico identificando a variação de temperatura entre cada região definida.

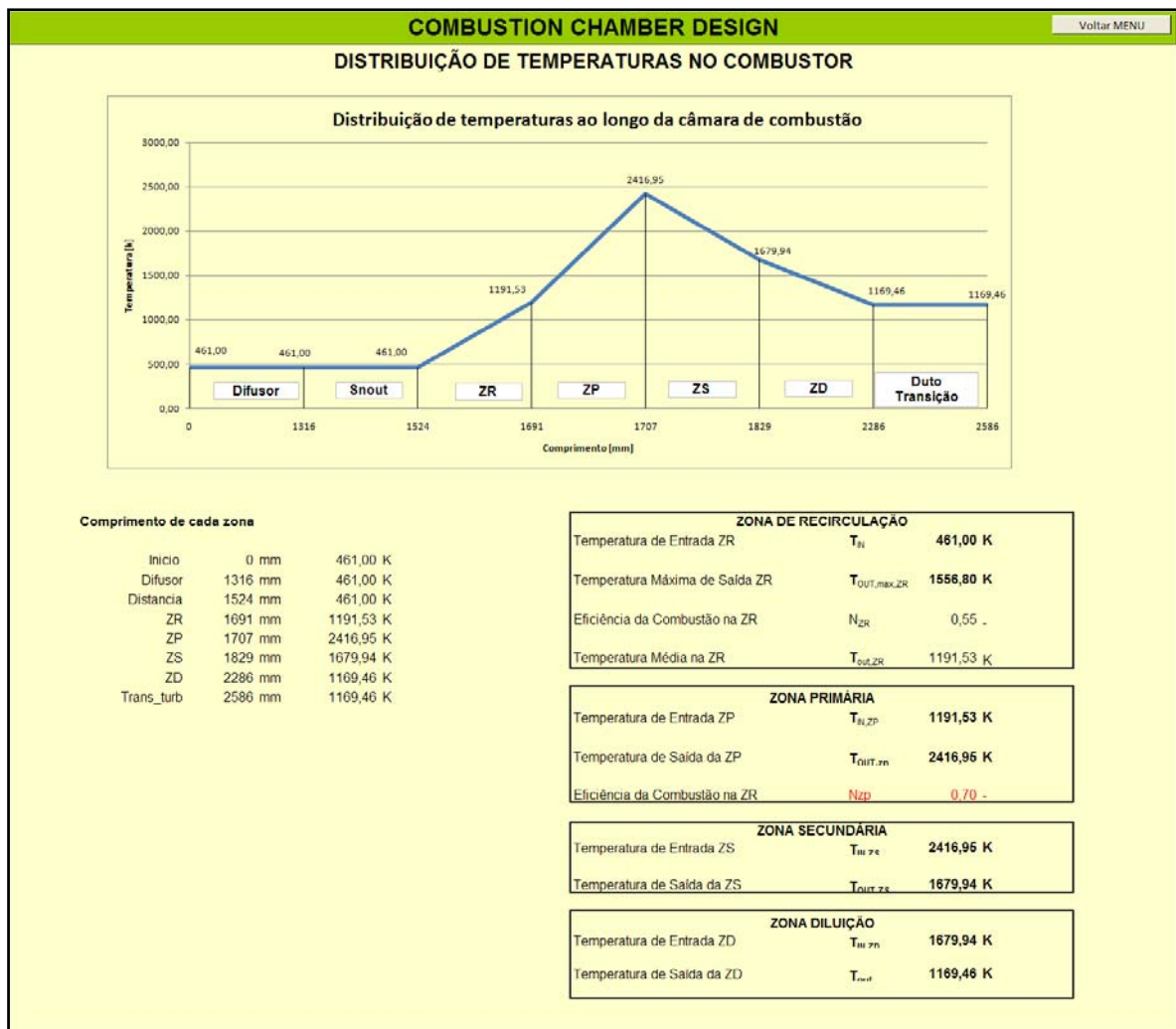


Figura 5.11 Aba contendo a distribuição de temperaturas no combustor.

5.2. Obtenção da Geometria no SolidWorks™

Após desenvolver toda a metodologia e automatizá-la na planilha Excel® conforme descrito na Seção 5.1, todas as dimensões da câmara foram calculadas, restando construir o modelo sólido da câmara de combustão desenvolvida.

Foi empregado neste trabalho o programa de modelagem SolidWorks™, pois dentre inúmeras potencialidades existentes, este programa possui uma ferramenta de interface com o Microsoft Excel®, que permite a atualização das dimensões do modelo a partir dos valores contidos em uma planilha Excel® externa.

Neste sentido, os diversos dados geométricos da câmara de combustão calculados pela planilha Excel® foram então convertidos no sólido mostrado na Figura 5.12.

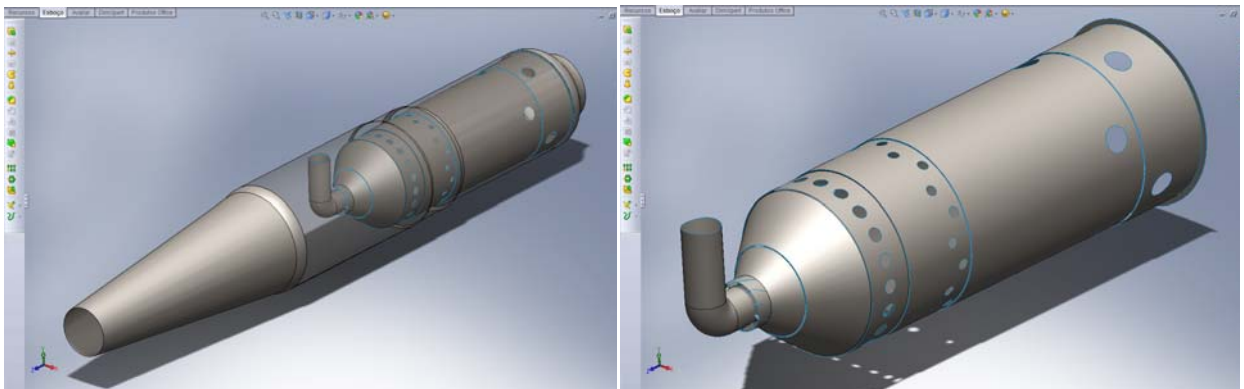


Figura 5.12 Modelo sólido da câmara de combustão desenvolvida e do tubo de chama.

De acordo com a Figura 5.13, pode ser observado o modelo sólido sendo desenvolvido a partir da tabela de projeto em anexo.

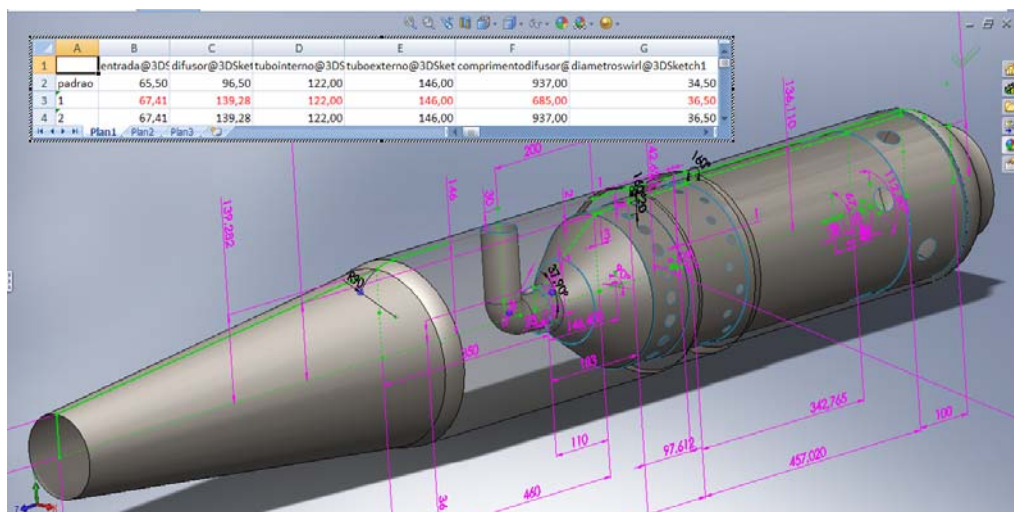


Figura 5.13 Detalhe da planilha de projeto ligada ao SolidWorks™.

Capítulo 6

DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Ao longo deste capítulo serão mostrados alguns aspectos básicos sobre a simulação numérica, enfatizando o uso das ferramentas de dinâmica dos fluidos computacional no projeto de câmaras de combustão. Serão descritos os tipos de malha existentes, bem como os modelos de combustão e turbulência empregados.

6.1. Introdução à Simulação Numérica

As grandes áreas que envolvem o estudo dos problemas práticos de escoamento estão contidas na Fluidodinâmica, destacando-se a aerodinâmica, termodinâmica, hidráulica dentre outras. Normalmente, estas análises são feitas através da comparação de dados obtidos de experimentos ou a partir de simulações numéricas envolvendo a aplicação de métodos teóricos.

Em situações envolvendo escoamentos laminares, os modelos matemáticos são relativamente simples, empregando as equações do princípio da conservação de massa e da quantidade de movimento. Estas equações são deduzidas e resolvidas a partir de um balanço de forças/quantidade de movimento a um volume infinitesimal de fluido ou ainda, a um elemento representativo de volume. Contudo, como grande parte dos escoamentos presentes no meio industrial é de natureza turbulenta e, portanto, com alto grau de complexidade, novos

modelos matemáticos devem ser incorporados aos modelos laminares, a fim de representar fielmente as características do escoamento.

Porém, quando os resultados da simulação numérica divergem da realidade dos problemas físicos, os erros devem ser analisados. Tais erros podem ser causados tanto pela simulação numérica quanto pela escolha inadequada do modelo, que devem ser verificados.

Neste sentido, a modelagem computacional utiliza um conjunto de métodos, de ferramentas e de formulações direcionadas à solução de problemas complexos, envolvendo um grande número de variáveis. Na maioria dos casos, 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.

Dentre as técnicas de soluções numéricas que permitem discretizar o domínio físico em um sistema de equações algébricas no espaço e no tempo, destaca-se a Dinâmica de Fluidos Computacional, CFD, detalhada a seguir

6.2. Dinâmica dos Fluidos Computacional

A Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, consiste em uma ferramenta que contém modelos matemáticos e métodos numéricos, utilizada para simular o comportamento de sistemas que envolvem o escoamento de fluidos, trocas térmicas, dentre outros processos. Ela abrange os principais métodos de discretização normalmente empregados, como o Método das Diferenças Finitas, MDF, de Volumes Finitos, MVF, e de Elementos Finitos, MEF (RODRIGUES, 2009). Diversos modelos de turbulência e de combustão também fazem parte da ferramenta CFD, com objetivo de melhor traduzir o fenômeno físico de interesse.

6.2.1 Modelos de turbulência

Em linhas gerais, 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 $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, 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.

Rodrigues (2009) apresentou a validação dos modelos de turbulência, $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ e SST, a partir das simulações descritas na Figura 6.1.

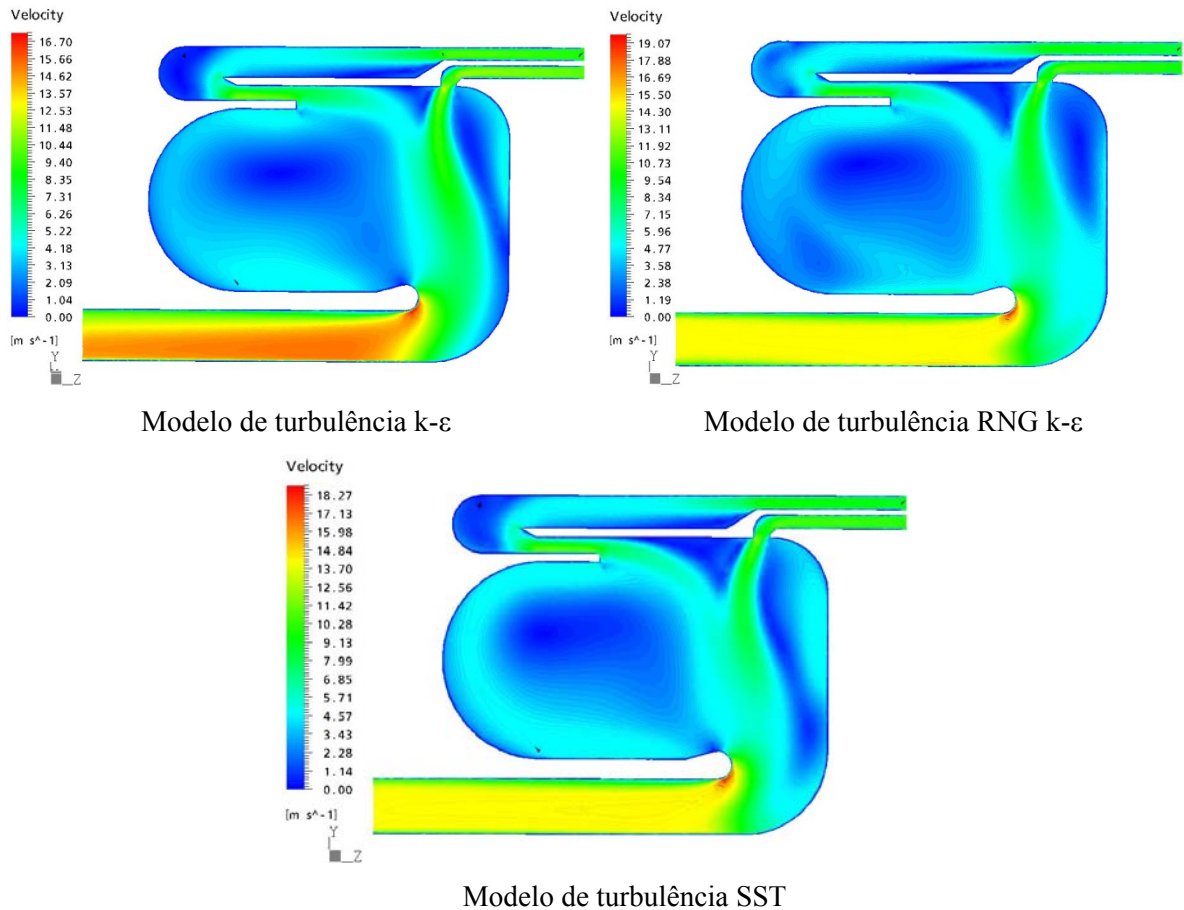


Figura 6.1 Distribuição da velocidade para os modelos $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ e SST, respectivamente. (RODRIGUES, 2009).

Foram comparados alguns valores de velocidade distribuídos em determinados pontos com resultados experimentais da *Floxxom*®, cujo desvio pode ser observado pela Figura 6.2. Finalmente, o modelo de turbulência mais adequado para a câmara de combustão estudada foi o SST, pelo menor Desvio Médio Padrão apresentado na Figura 6.2, cujo valor foi de 0,04 (RODRIGUES, 2009). Desta forma, este foi o modelo de turbulência empregado nas simulações deste trabalho.

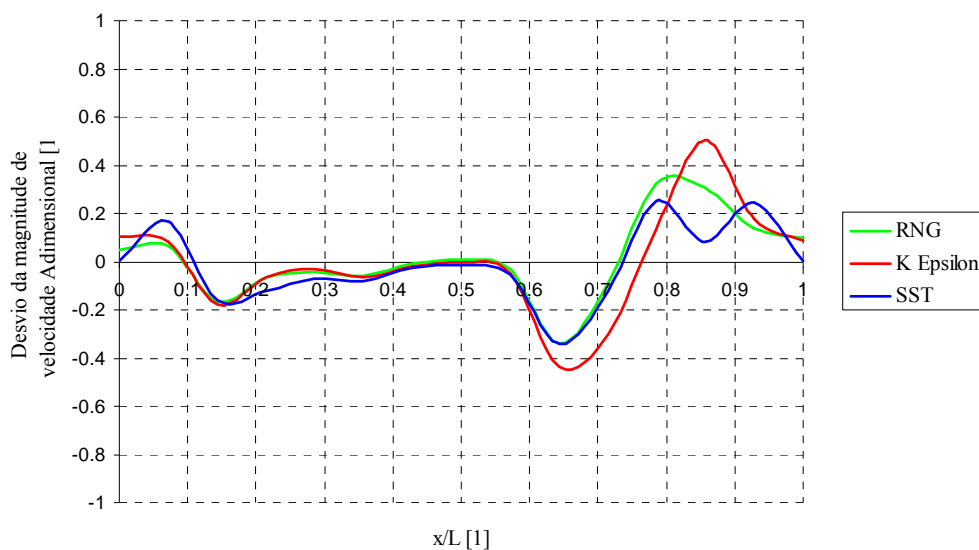


Figura 6.2 Desvio da magnitude da velocidade ao longo dos pontos de referência em relação ao experimental para a câmara Floxcom®, considerando diferentes modelos de turbulência (RODRIGUES, 2009).

6.2.2 Modelos de combustão

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.

Conforme discutido nos modelos de turbulência, o processo de validação é importante para a escolha do modelo mais adaptado ao problema físico. Assim, Rodrigues (2009) comparou a distribuição de temperaturas em uma câmara tubular utilizando o modelo EDM com resultados experimentais. Como mostrado na Figura 6.3, foi observada experimentalmente, no plano de saída da câmara, uma temperatura de 680 K, enquanto que na simulação realizada a temperatura média encontrada nesta mesma região foi de 558 K, porém com uma temperatura máxima de 681 K. Desta forma, o modelo de combustão EDM é adequado a este tipo de reação, sendo utilizado nas simulações deste trabalho.

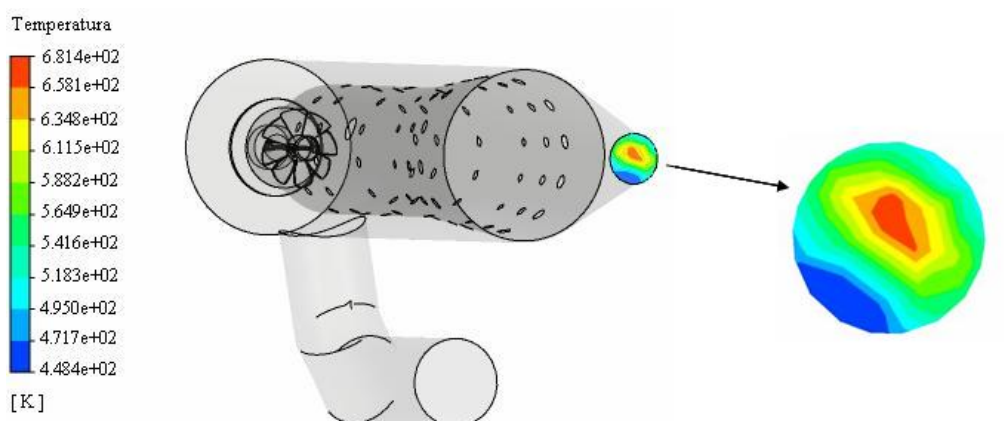


Figura 6.3 Verificação da distribuição da temperatura na saída da câmara para a validação do modelo de combustão (RODRIGUES, 2009).

6.2.3 Tipos de malha

O processo de geração da malha é de extrema importância no resultado final, pois normalmente os resultados dependem diretamente da escolha correta do tipo de malha e de seu refinamento.

- **Malhas estruturadas**

As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como conseqüência, obter matrizes diagonais mais fáceis de serem resolvidas e mais eficientes (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 centróides dos elementos com os pontos médios de seus lados. São malhas versáteis, com facilidade de adaptar às geometrias irregulares com cantos e saliências. 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 será a precisão da resposta estudada, como também, será maior o tempo de processamento dessas respostas. Numa malha mais

grosseira, pode-se não conseguir obter resultados satisfatórios, de acordo com a necessidade requerida.

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 adequada a essa precisão, é a utilização de uma malha híbrida, ou ainda, 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. Ou ainda, nem sempre uma malha muito refinada é a solução para um resultado mais preciso.

6.3. Dinâmica dos Fluidos Computacional no CFX

O pacote computacional ANSYS CFX®, possui um conjunto de aplicações que permitem a completa elaboração e a solução de um problema em CFD, sendo composto dos seguintes ambientes mostrados na Figura 6.4:

- ICEM CFD para a construção das geometrias e geração de malha. A partir da versão 11.0, tornou-se possível importar uma geometria previamente construída em CAD (SolidWorks™, por exemplo).
- CFX-Pré, para o ajuste das condições de contorno (forças aplicadas, modelos de turbulência e combustão, número de interações, dentre outros) da simulação;
- CFX-Solver, para a realização dos cálculos;
- CFX-Post, para visualização e análise dos resultados.

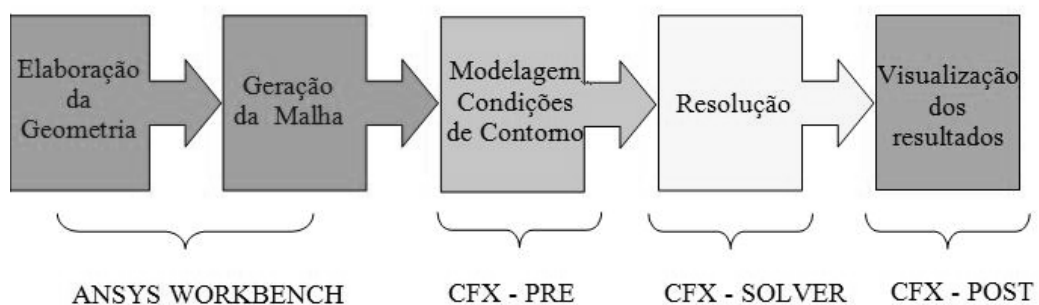


Figura 6.4 Estrutura de funcionamento de ANSYS CFX

Capítulo 7

SIMULAÇÕES NO ANSYS CFX® E ANÁLISE DOS RESULTADOS

A partir da geometria da câmara de combustão criada no SolidWorks™ com auxílio da planilha Excel®, são detalhadas neste capítulo as diversas simulações realizadas, empregando o programa ANSYS CFX®, visando comparar os resultados obtidos.

7.1. Simulações Realizadas

Foram feitas diversas simulações a fim de comparar os resultados obtidos pela planilha Excel®, além de identificar melhorias na geometria. Elas foram realizadas num cluster de 40 núcleos, distribuídos em 5 computadores, cada um com 8 processadores Intel Xeon Quad-core 5420 de 2,5 GHz/12MB, com 16-GB RAM. A licença do programa ANSYS® utilizada nas simulações é do tipo educacional. A seguir, são relatadas em detalhes estas simulações.

7.1.1 Simulação 1: Projeto Base

Nesta simulação, a geometria da câmara de combustão foi projetada com os dados de entrada mostrados na Tabela 7.1, empregados por Rodrigues (2009) para a simulação de uma

câmara de combustão de turbina a gás de 600 kW de potência. Esta simulação foi considerada “base”, pois a geometria resultante não possui qualquer otimização.

Tabela 7.1 Dados de entrada da Simulação 1.

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
Temperatura de saída da CC	1123,0	K
Perda de Pressão na CC	6,0	%
Eficiência da combustão	0,99	-

A composição química do combustível empregado nesta simulação esta descrita na Tabela 7.2, cuja vazão mássica de combustível requerida foi calculada conforme descrito no Capítulo 4.

Tabela 7.2 Composição do combustível empregado na Simulação 1 (GN GASPETRO®).

Componente	Fração mássica
CH ₄	0,8856
C ₂ H ₆	0,0917
CO ₂	0,0065
C ₃ H ₈	0,0042
N ₂	0,012

Considerando que a velocidade do fluxo na região de queima deve ser baixa, esta primeira simulação apresenta os resultados de uma câmara com difusor longo, de modo a reduzir a velocidade de chegada no *swirler*.

Conforme descrito anteriormente, a planilha Excel® permite ao projetista a escolha de um difusor para uma maior recuperação da pressão estática ou de acordo com um ângulo de

divergência estabelecido, variando conseqüentemente seu comprimento. No caso desta primeira simulação, foi escolhida inicialmente a máxima recuperação da pressão estática, que resultou em um difusor com comprimento excessivamente grande, devido ao pequeno ângulo de divergência de aproximadamente três graus, inviabilizando a construção da malha pelo enorme esforço computacional exigido. Neste caso, foi atribuído ao difusor um ângulo de divergência maior, da ordem de seis graus, reduzindo seu comprimento.

De acordo com o modelo sólido, pode ser observada uma possível influência do injetor de combustível na velocidade do fluxo, devido a sua posição e seu elevado tamanho. Logo, para minimizar tais efeitos, foi previsto um espaço vazio entre a saída do difusor e a localização do injetor, conforme mostrado na Figura 7.1.

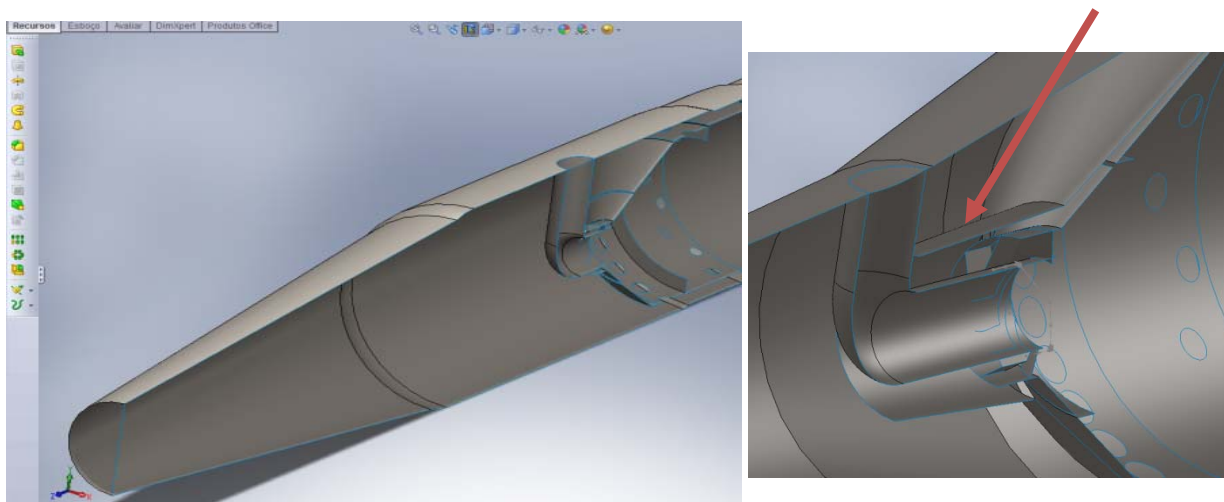


Figura 7.1 Detalhes da geometria simulada.

Ainda de acordo com a Figura 7.1, é possível notar que a região correspondente ao *snout* foi retirada conforme indicado, pois durante os testes iniciais, a região estreita formada entre o *snout* e o injetor de combustível provocou uma aceleração no fluxo, prejudicando o comportamento do fluido na chegada à zona primária. Por último, foi inserido um anel circular no interior da zona primária, de modo a reforçar uma recirculação no fluxo de ar e assim, garantir que o mesmo permaneça na região de queima.

Conforme mostrado na Figura 7.2, a malha escolhida é não estruturada do tipo tetraédrica, pois é a mais adaptada às geometrias complexas. Na malha global, foram empregados elementos de tamanho 0,010m, com 15 iterações de ajuste da malha. Contudo, em virtude dos inúmeros detalhes existentes, ainda foram feitos refinamentos nos furos de diluição e nas pás do *swirler*, com tamanho máximo dos elementos de 0,008m. Ao final, a malha criada resultou em 2,7 milhões de elementos dispostos em 4,6 mil nós.

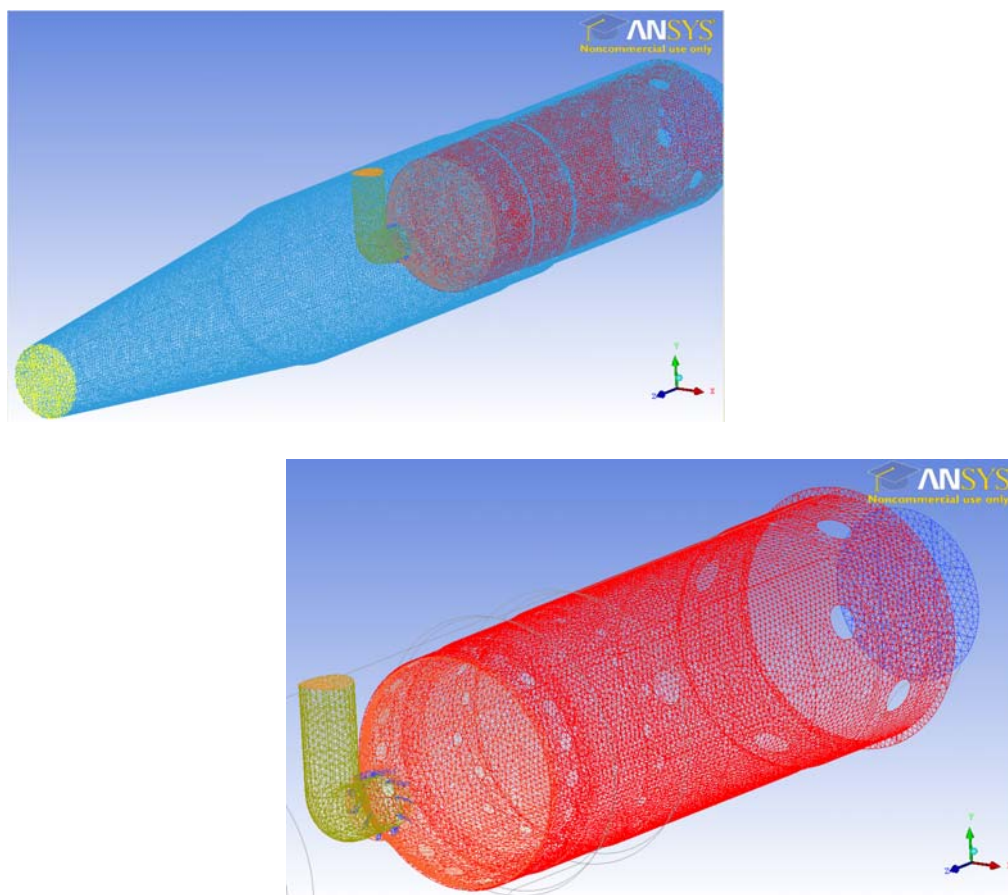


Figura 7.2 Detalhes da malha gerada para a simulação 1.

Continuando com a preparação da geometria para a simulação 1, foram empregadas algumas condições de contorno. Em virtude da composição do combustível empregado, GN Gaspetro®, foi necessário importar da biblioteca do ANSYS® as seguintes listas de reações: *Ethane Air WDI*, *Methane Air WDI NO PDF* e *Propane Air WDI*. Como o combustível corresponde a uma mistura de gases, deve ser criado de um novo material, acrescentando nele os elementos químicos disponibilizados com a importação das listas de reações descritas anteriormente.

Nesta simulação, foram empregados o modelo de turbulência *SST* e modelo de combustão *Eddy Dissipation*. O modelo de turbulência foi escolhido pelos bons resultados encontrados por Rodrigues (2009) em aplicações semelhantes à encontrada neste trabalho. Quanto ao modelo *Eddy Dissipation*, este foi escolhido pelo fato de ser um modelo abrangente e considerar, dentre outros fatores, um regime turbulento de queima além de uma chama do tipo difusa. Por último o modelo de radiação atribuído foi o P1, também recomendado por Rodrigues (2009). As considerações descritas estão resumidas na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 Condições de contorno empregada na simulação 1.

Regiões	Entrada Ar	Entrada Combustível	Saída	Unidade
Vazão mássica de ar	4,288	0,0754	-	kg/s
Fração Mássica de O ₂	0,232	0,0	-	-
Fração Mássica de C ₂ H ₆	0,0	0,0097	-	-
Fração Mássica de C ₃ H ₈	0,0	0,0042	-	-
Fração Mássica de CH ₄	0,0	0,8856	-	-
Fração Mássica de CO ₂	0,0	0,0065	-	-
Temperatura do Fluido	461	430	-	K
Pressão Estática Média	-	-	3,678	bar

Após a preparação da geometria e escolha das condições de contorno, os resultados da Simulação 1 no ANSYS CFX® são descritas a seguir.

- **Vetores velocidade no plano longitudinal YZ**

Para se obter uma velocidade reduzida do escoamento na saída do difusor, este componente foi projetado com uma velocidade do escoamento da ordem de 25,0 m/s na saída. Esta velocidade corresponde à mínima possível, pois a área máxima transversal disponível está limitada pela área de referência. Contudo, conforme pode ser visualizado através da Figura 7.3, mesmo após ter aumentado o ângulo de divergência para reduzir o comprimento excessivo do difusor, isto não teve efeito. Isto se deve principalmente devido a ocorrência de um descolamento do fluxo próximo a parede, criando uma região de baixa velocidade e, conseqüentemente, um canal na região central foi formado. Ainda, pode ser verificado que a partir de um determinado local o processo de difusão foi interrompido, não promovendo mais a redução da velocidade por parte do difusor, resultando em uma velocidade elevada na região central e prejudicando o processo de mistura na região de queima.

Ainda de acordo com a Figura 7.3, pode ser observado a influência do injetor de combustível no escoamento, chegando a interromper o escoamento na região superior, além de promover uma velocidade elevada do escoamento na região inferior do *swirler*, ocasionando um desbalanceamento nas massas de ar.

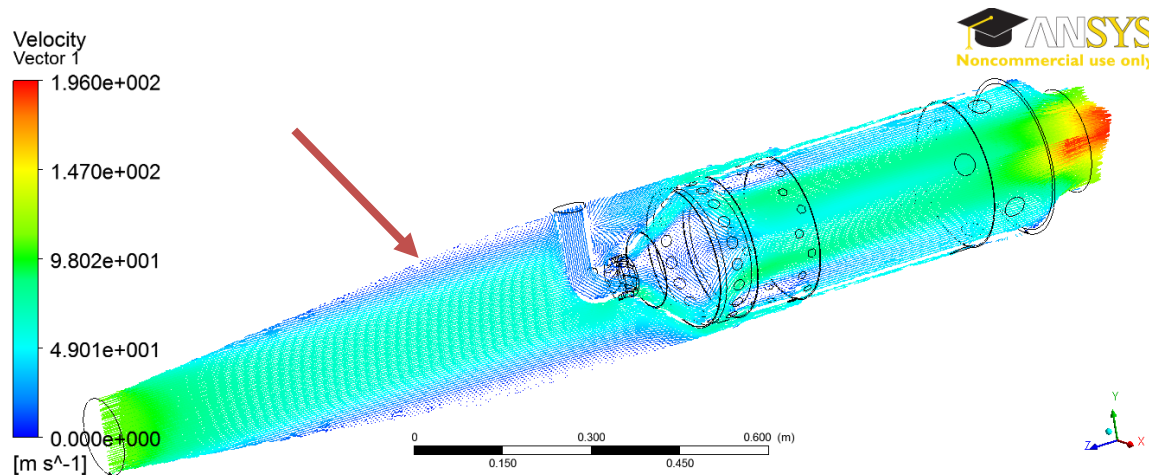


Figura 7.3 Vetores velocidade no plano YZ longitudinal

Foi posicionado um anel no interior do tubo de chama no final da zona primária, com objetivo de recircular o ar de modo a favorecer o processo de mistura. Contudo, diante da velocidade excessiva do escoamento após atravessar o *swirler*, o escoamento de ar arrastou apenas uma pequena parte do combustível, permanecendo próximo das paredes do domo. Desta forma, mesmo com o uso do anel, o escoamento de ar não recirculou para o interior da zona primária misturando de forma efetiva com o combustível, ou seja, manteve-se na região central.

Por último, o aumento da velocidade do escoamento na saída da câmara esteve de acordo com os valores calculados pela planilha Excel®.

- **Linhas de corrente partindo do injetor de combustível e do *swirler***

Através da Figura 7.4, pode ser observado que ocorreu uma boa mistura entre o combustível e o ar na região primária, pela disposição das linhas de corrente.

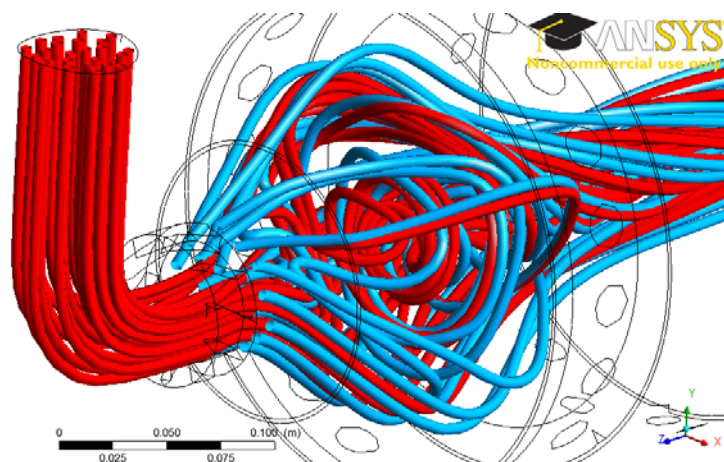


Figura 7.4 Detalhe das linhas de corrente na zona primária para a Simulação 1.

Pode-se notar, pela Figura 7.5, a elevada velocidade do escoamento de ar prejudica uma mistura eficiente com o combustível, pois uma maior parte do escoamento de ar contorna o escoamento de combustível sem se misturar. Desta forma, a velocidade elevada do escoamento de ar tende a arrastar a chama para o final da câmara.

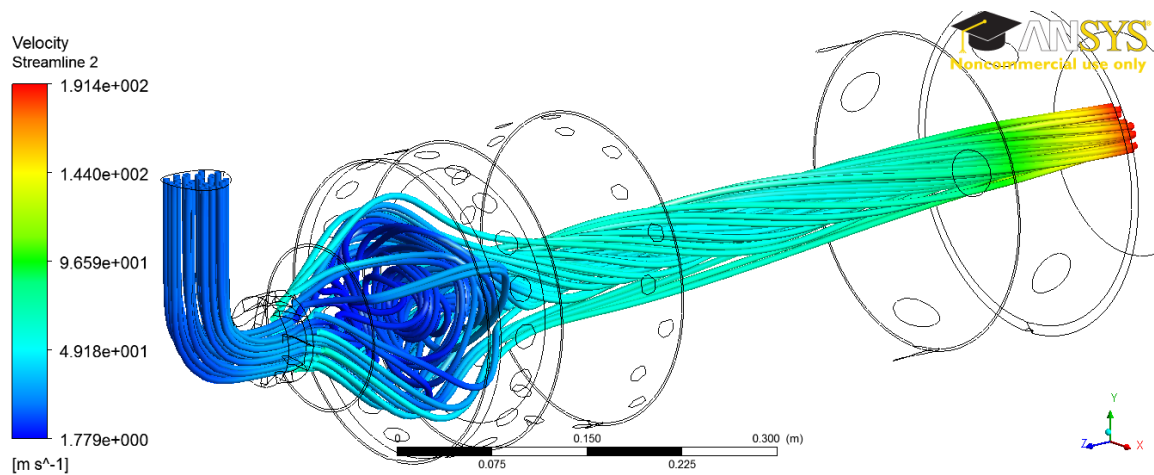


Figura 7.5 Detalhe do fluxo de ar do *swirler* e encontrando com o combustível.

A aparente mistura verificada foi devida, em grande parte, ao anel posicionado no final da zona primária, e não simplesmente como resultado da recirculação e da baixa velocidade. Assim, se a velocidade do escoamento de ar fosse reduzida, a mistura teria sido melhor.

- **Distribuição de temperatura no plano longitudinal YZ**

De acordo com a distribuição mostrada na Figura 7.6, a temperatura da chama apresentou valores elevados partindo das extremidades para a região central da câmara, evidenciando a dificuldade de mistura do escoamento de ar com o combustível na região primária verificada anteriormente. Assim, como o escoamento de ar arrastou somente uma parte do combustível, o fato das temperaturas estarem elevadas nas extremidades está coerente. Além disso, esta dificuldade de mistura reflete em uma chama mais longa, com altas temperaturas próximas a parede e a saída da câmara.

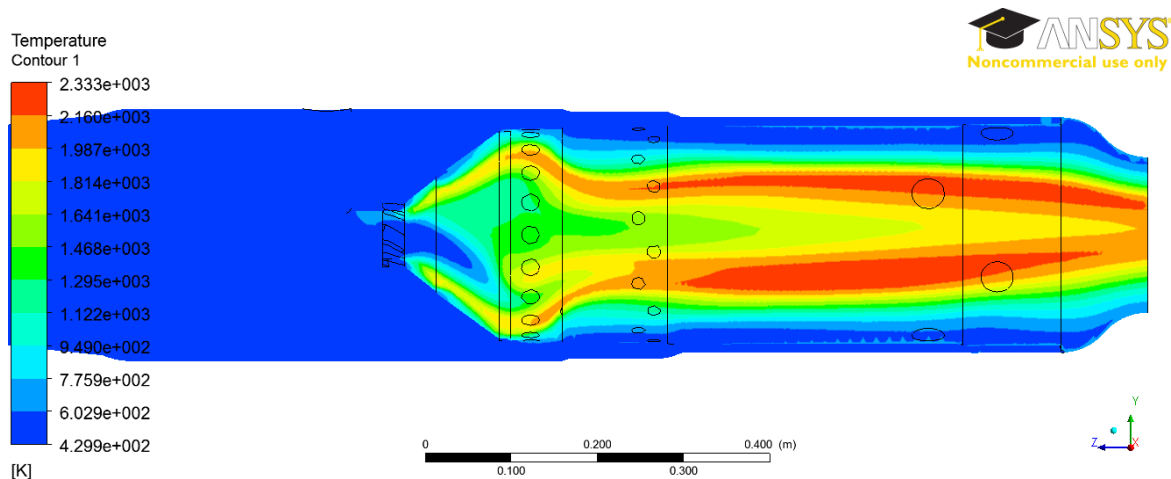


Figura 7.6 Contorno temperatura ao longo dos planos longitudinais YZ.

Contudo, analisando a distribuição de temperaturas no plano de saída da câmara, através da Figura 7.7, pode ser observado que existem alguns pontos com elevada temperatura, ainda pequenos, mas que poderão afetar a integridade do material das palhetas da turbina. Em média, a temperatura esteve com 1028,17 K, próxima do valor estimado pelos cálculos da planilha Excel® e também de acordo com o valor estabelecido no projeto da câmara de 1123K.

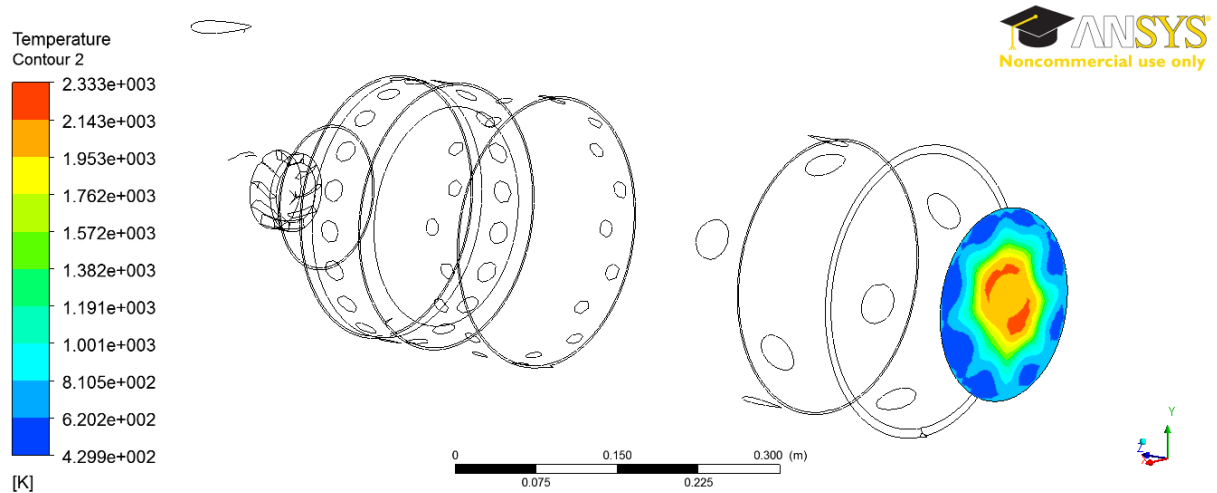


Figura 7.7 Distribuição da temperatura na saída da câmara de combustão.

7.1.2 Simulação 2: Redução no comprimento do difusor

Devido aos problemas de descolamento do escoamento na parede do difusor e das elevadas velocidades no canal formado na região central, foi simulado um difusor mais curto. Como na primeira simulação, mesmo tendo projetado para uma velocidade de saída de 25

m/s, as simulações mostraram velocidade elevadas. Desta forma, priorizou-se um projeto com uma velocidade de 40 m/s, garantindo uma boa difusão. Assim, como mostra a Figura 7.8, pode ser verificado ainda um pequeno descolamento próximo a saída do difusor, porém bem menor do que o existente na Simulação 1.

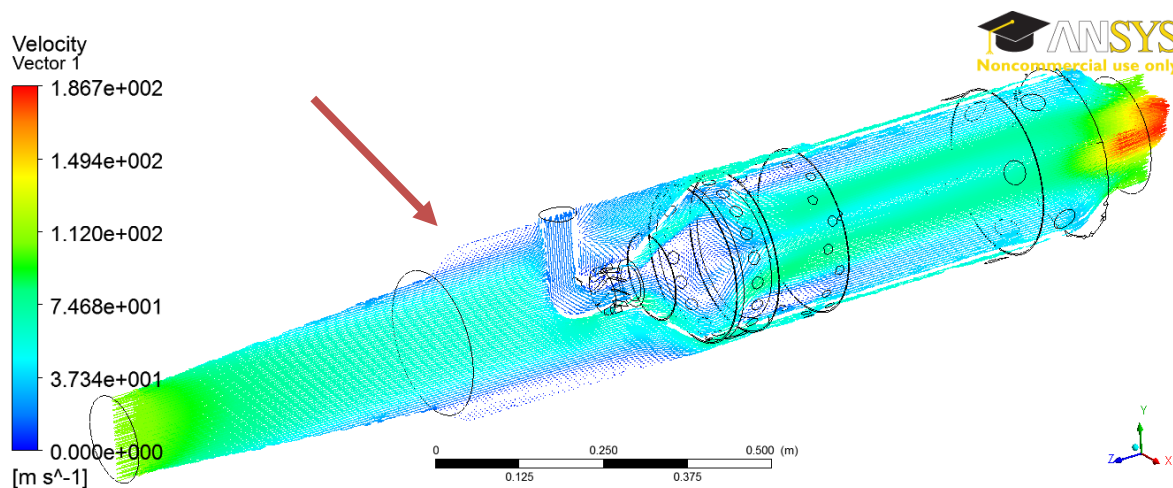


Figura 7.8 Vetores velocidade no plano longitudinal YZ para a simulação 2.

Nota-se na Figura 7.8, que a velocidade do escoamento que chega a região do *swirler* ainda é elevada, continuando a aderir às paredes do domo, resultando em uma pequena recirculação na região central. Esta configuração permanece ao longo de toda a câmara.

7.1.3 Simulação 3: Acréscimo do *swirler* radial

Na simulação anterior, notou-se que existe um problema no perfil do escoamento após atravessar o *swirler*. Neste sentido, com objetivo de não modificar tanto o projeto inicial, foi proposto acrescentar um *swirler* do tipo radial baseado no projeto já citado na Figura 4.13. De acordo com a Figura 7.9, a partir desta modificação, o escoamento se concentrou na região central conforme previsto, não aderindo as paredes do domo.

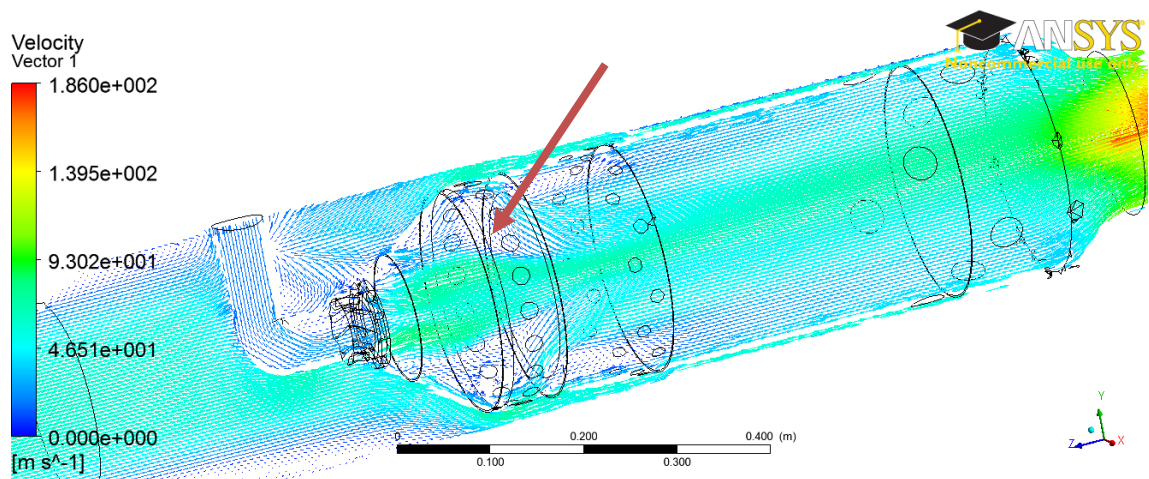


Figura 7.9 Distribuição dos vetores velocidade ao longo da câmara para a simulação 3.

Contudo, a velocidade do escoamento na região central se manteve elevada, impossibilitando de ocorrer uma mistura com o escoamento de combustível, conforme mostrado pelas linhas de corrente da Figura 7.10.

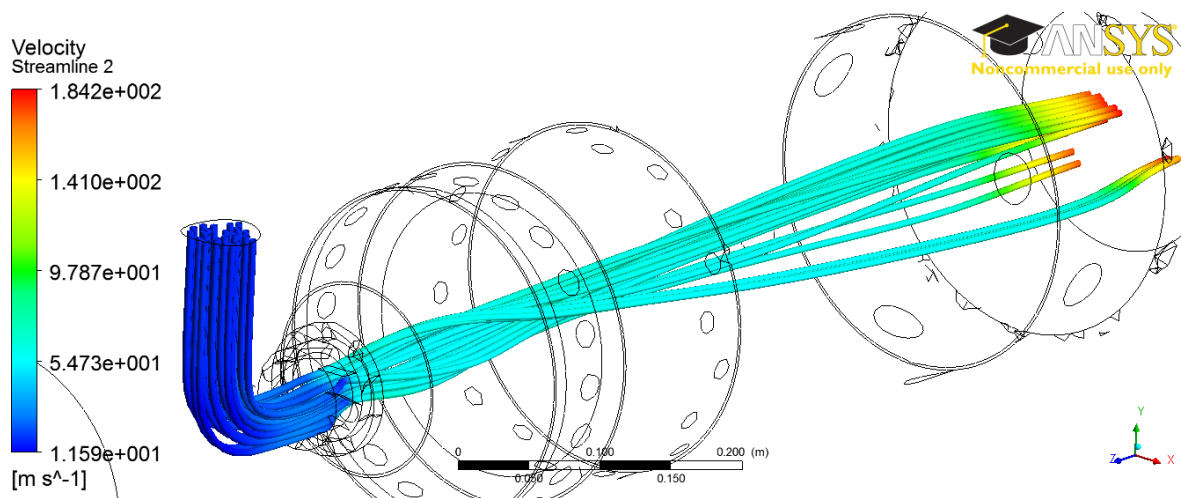


Figura 7.10 Linhas de corrente do fluxo de combustível para a simulação 3.

Nota-se na Figura 7.11, que o formato da chama indica que a velocidade elevada no centro arrastou o a mistura para o final da câmara. Em velocidade elevadas, o processo de combustão é extremamente ineficiente, resultando em temperaturas elevadas na saída além de um excesso de combustível não queimado.

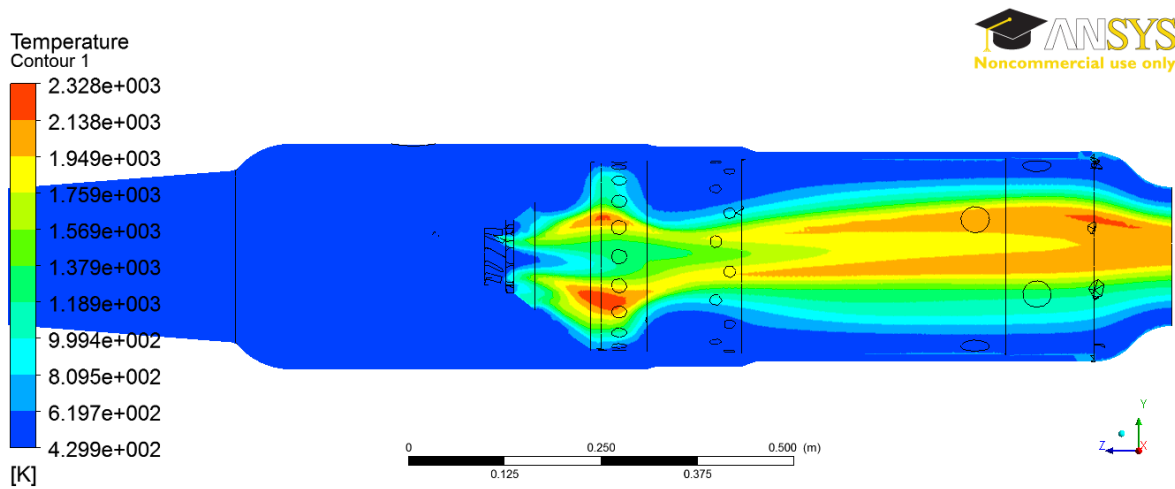


Figura 7.11 Distribuição de temperaturas na câmara de combustão para a simulação 3.

7.1.4 Simulação 4: Colocação do *snout*, aumento do injetor e *swirler* radial

Nesta simulação, foi prevista a colocação do *snout* para reduzir ainda mais a velocidade de chegada no *swirler* e garantir que a vazão mássica prevista à zona primária seja a mais próxima possível daquela empregada nos cálculos. Logo, de acordo com a Figura 7.12 pode ser observado que a velocidade do escoamento foi reduzida a partir da entrada no *snout*, funcionando como um difusor.

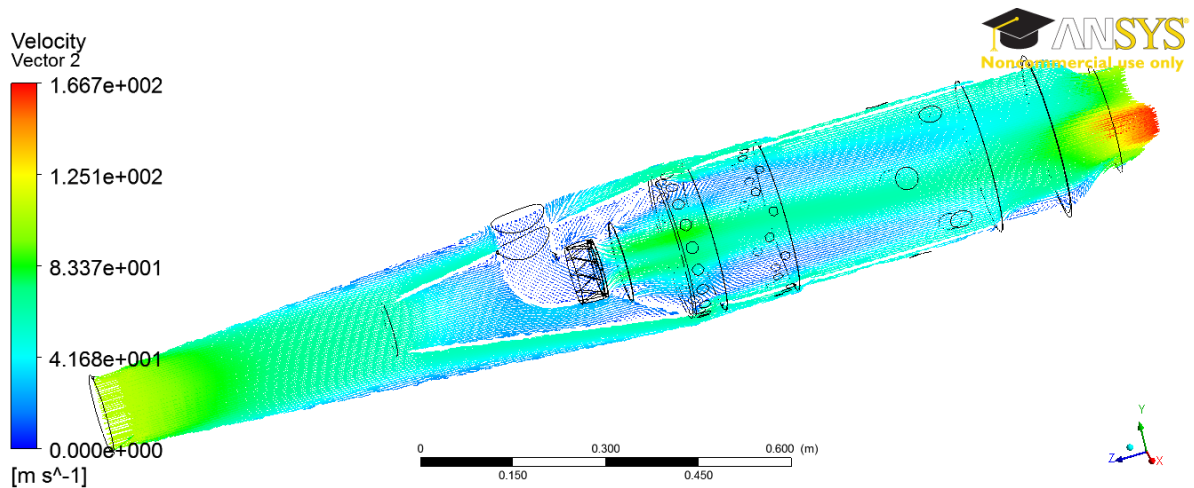


Figura 7.12 Distribuição dos vetores velocidade para a simulação 4.

Fazendo uma comparação entre as simulações 3 e 4, a Figura 7.13 também evidencia a redução de velocidade imposta pelo *snout*, conforme previsto.

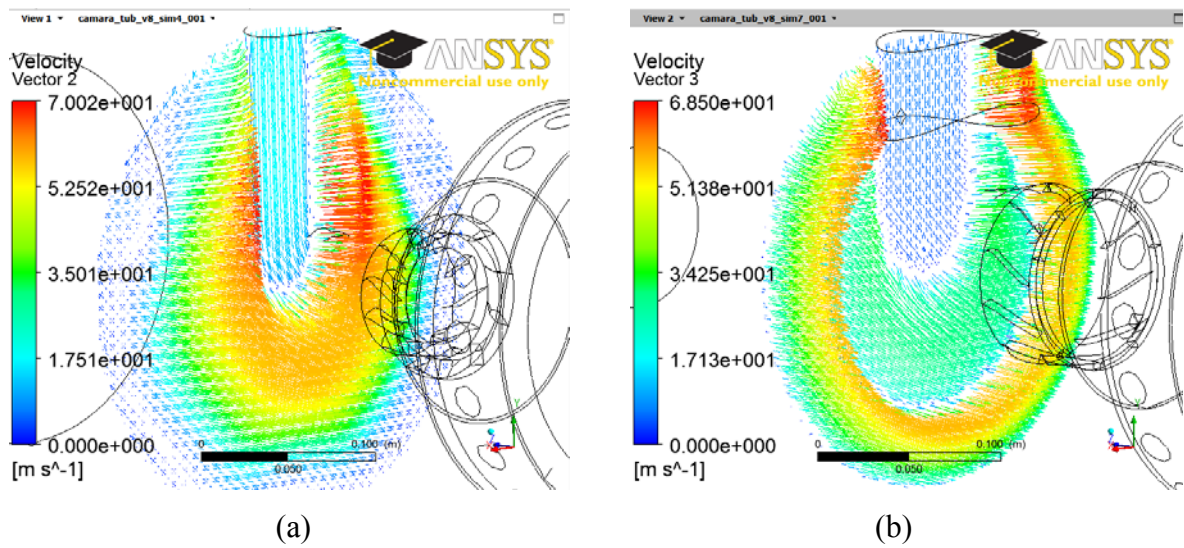


Figura 7.13 Intensidade dos vetores velocidade local em função do *snout*. (a) sem (b) com.

Conforme mostrado na Figura 7.14, a região central do *swirler* apresenta uma velocidade menor do que aquela obtida pela simulação 3, Porém, a necessidade de se concentrar o escoamento na região central foi obtida com a colocação do *swirler* radial impediu que o escoamento aderisse às paredes do domo. Contudo, a velocidade final do escoamento aumentou muito em comparação com o estado anterior, devido principalmente ao fluxo adicionado tangencialmente.

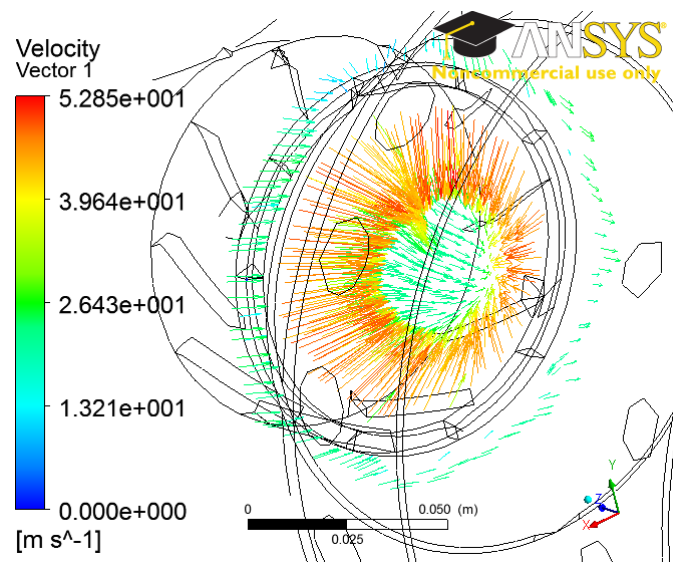


Figura 7.14 Detalhe do fluxo na saída do novo *swirler*, axial mais radial.

Diante das menores velocidades obtidas no interior da câmara com a introdução do *snout* e da retirada aleta, o perfil de temperaturas manteve-se mais uniforme, conforme pode ser verificado pela Figura 7.15.

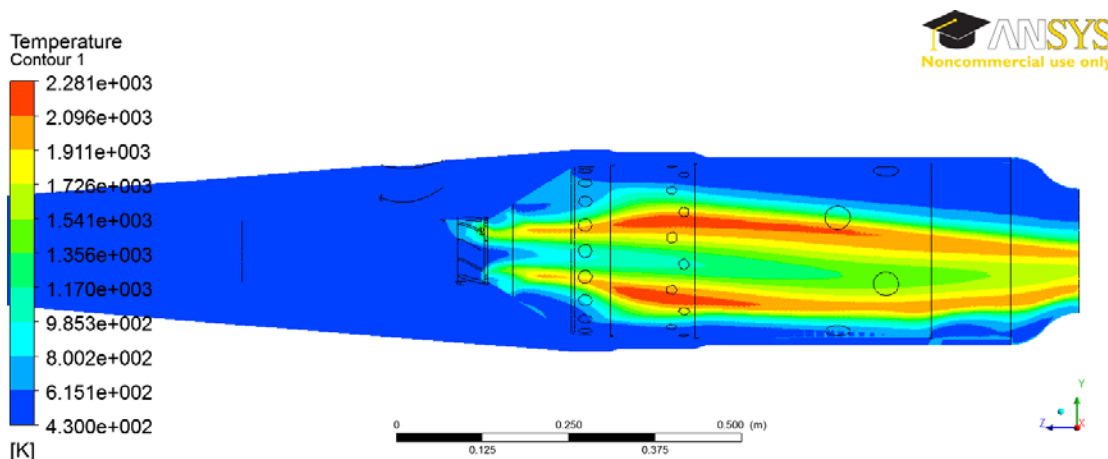


Figura 7.15 Distribuição de temperaturas para a simulação 4.

Esta distribuição de temperaturas mais uniforme reflete no plano de saída, pois velocidades baixas permitem que as reações do processo de combustão tenham tempo para ocorrer, conforme evidenciado pela Figura 7.16. Como consequência de uma boa distribuição de temperaturas, o nível de emissão de NO também será menor, como mostra a Figura 7.17.

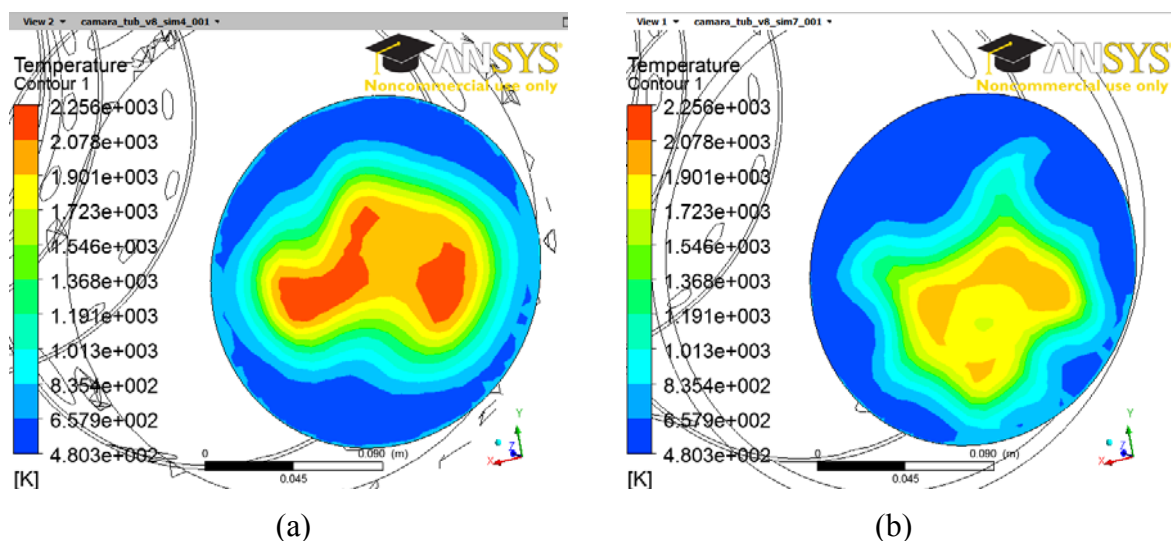


Figura 7.16 Comparação da distribuição de temperaturas no plano de saída

(a) Simulação 3 e (b) Simulação 4.

A partir das diversas melhorias apontadas, a Tabela 7.4 resume os valores obtidos das principais grandezas através da planilha e das simulações em ANSYS CFX®, considerando a Simulação 4 com GN Gaspetro®.

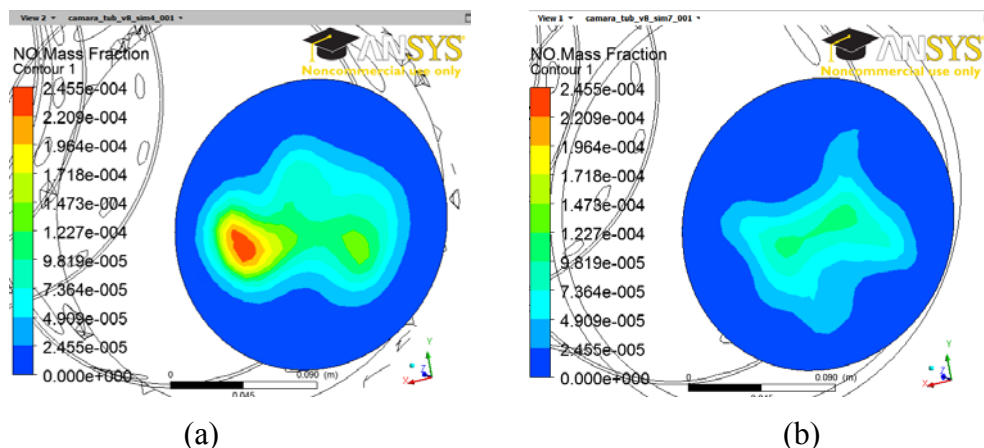


Figura 7.17 Comparação da distribuição de NO no plano de saída

(a) Simulação 3 (b) Simulação 4.

Analisando Tabela 7.4, foram encontrados desvios entre os valores das grandezas, devido principalmente ao método de cálculo estabelecido em cada ferramenta. Na aplicação da metodologia, os valores de perda de carga são estimados a partir de valores típicos sugeridos por Lefebvre (1998). Assim, a perda de carga no difusor, no *swirler*, ao longo do tubo de chama, após a passagem pelos orifícios e pelas fendas de resfriamento são estimadas, além da própria perda de carga distribuída ao longo da câmara são estimados. Desta forma, os dados de pressão em diversos pontos da simulação vão certamente apresentar valores diferentes daqueles calculados pela planilha Excel®. Também, por esse mesmo motivo, foram observados desvios em alguns valores de velocidade, além de grandezas como a massa específica, interferindo assim na distribuição das massas de ar prevista pela metodologia.

Outro ponto observado corresponde à distribuição de temperaturas. Como as velocidades estimadas pela metodologia estiveram aquém do valor observado pelas simulações, as reações de combustão foram prejudicadas, em função do curto tempo de reação dispensado, gerando pontos quentes em diversas regiões, além de não se localizar na zona primária como previsto. Ainda, como não foram consideradas pela metodologia as inúmeras reações parciais simultâneas que ocorrem num processo real, a distribuição de temperatura pela planilha torna-se difícil de determinar. Contudo, as simulações empregando o ANSYS CFX® consideram, com maiores detalhes, estas reações parciais através de listas de reações e bibliotecas, contendo diversos compostos químicos. Assim, a previsão das características dos produtos da combustão pela planilha Excel® foi aproximada, o que justifica os desvios encontrados nos resultados. Contudo, é preciso investigar também os resultados obtidos por outros modelos de turbulência, de combustão e de radiação, a fim de verificar com maior precisão, os resultados obtidos pela metodologia empregada.

Tabela 7.4 Comparação dos valores obtidos pela planilha Excel e simulações ANSYS CFX®.

Regiões	Variável	Unidade	Planilha Excel	Simulações	Desvio %
Entrada Ar	V_3	m/s	102,408	107,971	5,432
	\dot{m}_3	kg/s	4,288	4,288	-
	P_3	bar	4,053	3,837	-5,329
	p_3	bar	3,899	3,673	-5,796
	ρ_3	kg/m ³	2,933	2,764	-5,762
	T_3	K	461,0	461	-
Entrada Combustível	V_{comb}	m/s	6,0	6,63	10,500
	\dot{m}_{comb}	kg/s	0,0745	0,0745	-
	P_{comb}	bar	4,053	3,782	-6,686
	p_{comb}	bar	4,052	3,781	-6,688
	ρ_{comb}	kg/m ³	2,014	1,794	-10,924
	$Mach_{comb}$	-	0,012	0,0130141	8,451
Saída	$V_{saída}$	m/s	153,204	111,355	-27,316
	$\dot{m}_{saída}$	kg/s	4,3634	4,363	-0,009
	$P_{saída}$	bar	3,810	3,7698	-1,055
	$p_{saída}$	bar	3,678	3,673	-0,136
	$\rho_{saída}$	kg/m ³	1,119	1,778	58,892
	$T_{saída}$	K	1169,46	905,221	-22,595
Plano <i>snout</i>	V_{snout}	m/s	40,00	58,226	45,565
	\dot{m}_{snout}	kg/s	0,726	1,112	53,168
	P_{snout}	bar	4,044	3,8562	-4,644
	p_{snout}	bar	4,020	3,808	-5,274
	ρ_{snout}	kg/m ³	2,933	2,840	-3,171
Plano Referência (ZP)	V_{ZP}	m/s	21,05	32,51	54,442
	ρ_{ZP}	kg/m ³	0,76	1,291	69,868
	$Mach_{ZP}$	-	0,049	0,048	-2,653
	T_{ZP}	K	2416,	1132,54	-53,123
Região Anular	V_{anular}	m/s	58,762	47,660	-18,893
	ρ_{anular}	kg/m ³	3,024	2,832	-6,349

7.2. Mudança no projeto original

7.2.1 Simulação 5: Aumento da área de referência calculada pela planilha.

A partir da simulação 4, foi observado que uma redução na velocidade de chegada no *swirler* melhorou a distribuição da chama ao longo da câmara, bem como o perfil de velocidades com as modificações feitas. Também o escoamento que deixava o *swirler* foi melhorado, concentrando-o na região central. Contudo, a velocidade elevada do escoamento no interior da câmara ainda persiste, mesmo após as modificações propostas.

Neste sentido, a redução da velocidade do escoamento no interior da câmara só será possível a partir de um aumento na área de referência calculada, pois componentes como difusor, *snout* e *swirler* já foram investigados e estão no limite para esta configuração apresentada.

Para se determinar a área de referência adequada ao escoamento, foram pesquisados os dados referentes de uma câmara de combustão anular, modelo T-62T-32 de 60kW, fabricada pela Solar Turbines, descrito por Rodrigues (2009).

Apenas com base nos dados da Tabela 7.5, a área de referência obtida pela planilha Excel® foi de 0,015m² distante do valor empregado pela *Solar Turbine* e, com uma velocidade de referência de 21,322 m/s, Neste sentido, o diâmetro de referência obtido pela planilha Excel® foi variado até que a área resultante estivesse próxima daquela informada pela Tabela 7.5. Ao final, o diâmetro inicial teve que ser aumentado em 60%, resultando em um velocidade de referência de 8,329 m/s.

Tabela 7.5 Dados de projeto da *Solar Turbines* (RODRIGUES, 2009).

Variável	Valor	Unidade
Vazão mássica de ar	0,95	kg/s
Pressão total na entrada	4,053	bar
Área de referência	0,038118224	m ²
Temperatura de entrada	473	bar
Potência gerada	60	kW

Desta forma, julgou-se necessário simular uma nova câmara de combustão, empregando nos cálculos um diâmetro de referência 50% maior. Assim, a geometria da câmara mudou, além do comprimento, liberando um espaço maior para a combustão.

- **Distribuição da velocidade no plano longitudinal YZ**

Em virtude do aumento do diâmetro de referência, inúmeras dimensões da câmara de combustão foram também alteradas pela planilha Excel®. Conforme mostrado pela Figura 7.18, a distribuição dos vetores velocidade reduziu seu valor.

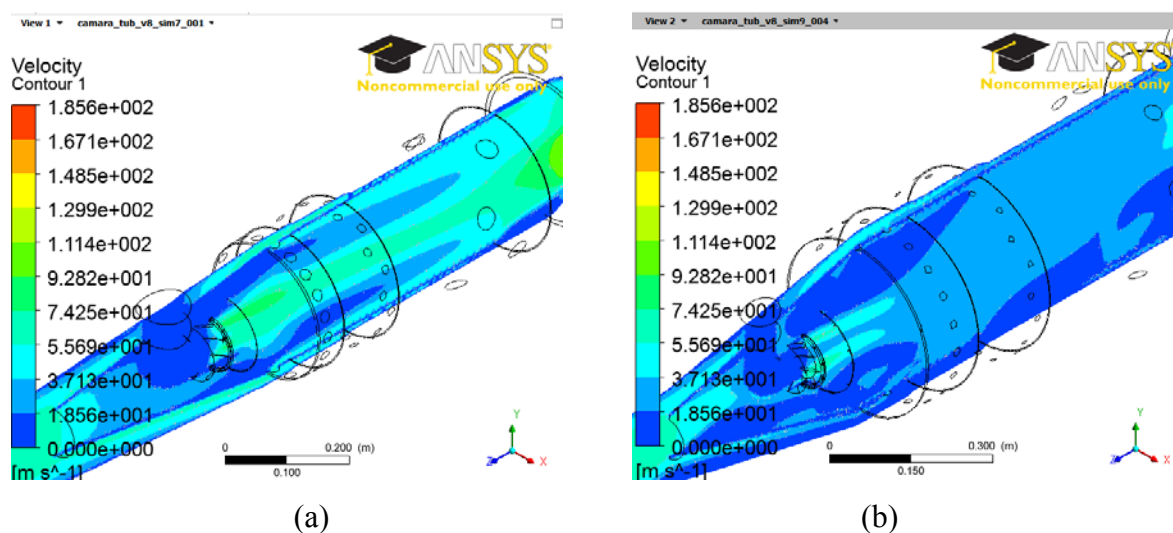


Figura 7.18 Comparação da distribuição de velocidades no plano longitudinal YZ.

(a) Simulação 4 (b) Simulação 5.

- **Temperatura no plano longitudinal YZ e fração mássica de CH₄**

Com a modificação realizada, pode ser observado ainda, que a redução da velocidade do escoamento no tubo de chama favoreceu o processo de combustão e a entrada de ar pelos orifícios, conforme mostrado pela melhor distribuição de temperaturas na Figura 7.19 e da fração mássica de CH₄ na Figura 7.20.

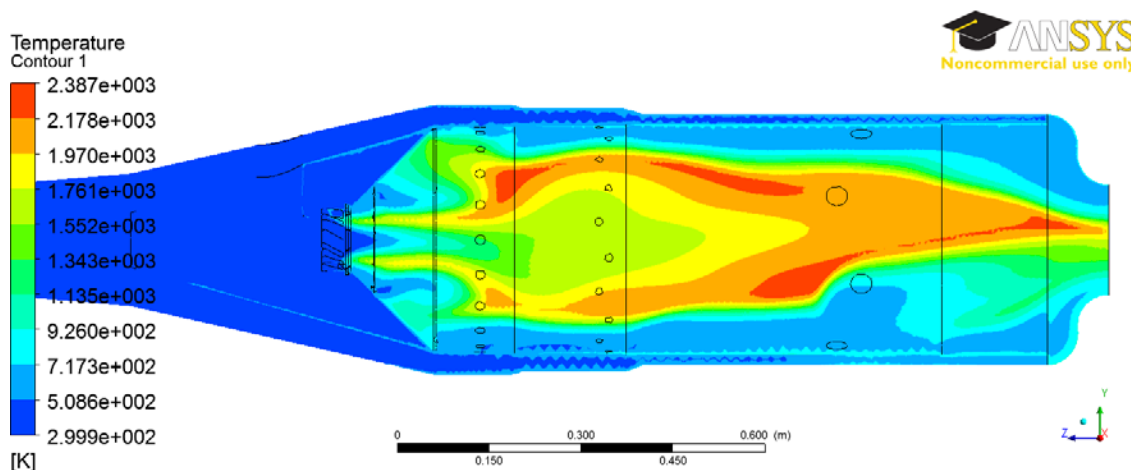


Figura 7.19 Distribuição de temperaturas no plano longitudinal YZ para a Simulação 5.

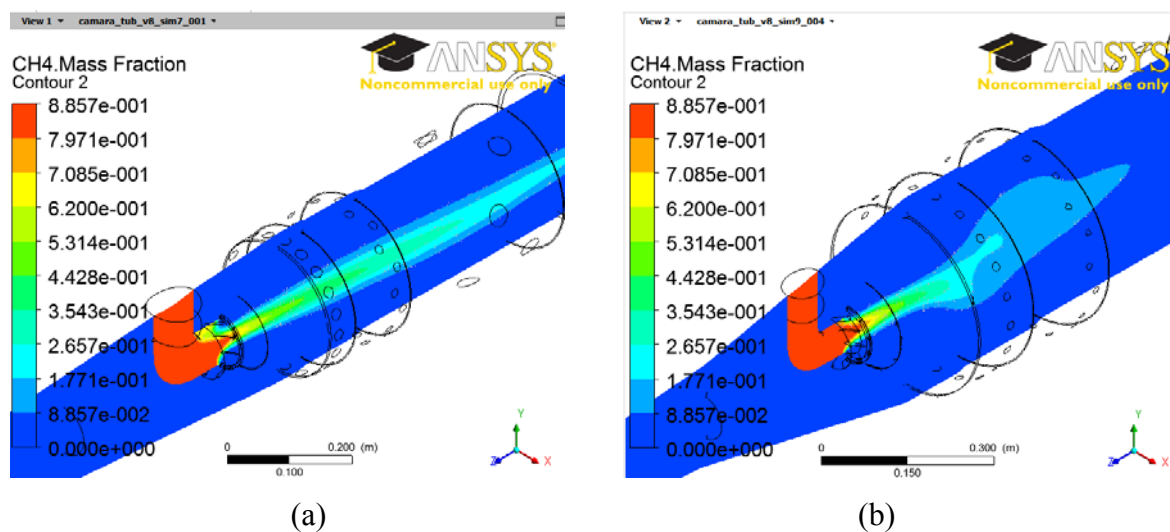


Figura 7.20 Comparação da distribuição da fração mássica de CH_4 entre as simulações.

(a) Simulação 4 (b) Simulação 5.

▪ Distribuição da temperatura no plano de saída

Outra vantagem do aumento do diâmetro de referência pode ser observada na Figura 7.21. Com a melhora no processo de mistura, obteve-se uma distribuição média adequada e mais uniforme da temperatura no plano de saída. Na Simulação 4, existiam pontos quentes de 2000K e uma grande porção com baixa temperatura, resultando em uma média de 905,221K. Na Simulação 5, a distribuição esteve mais uniforme, ainda com pontos quentes, mas com uma temperatura média de 1110,97K, mais próxima do valor de projeto em 1123K.

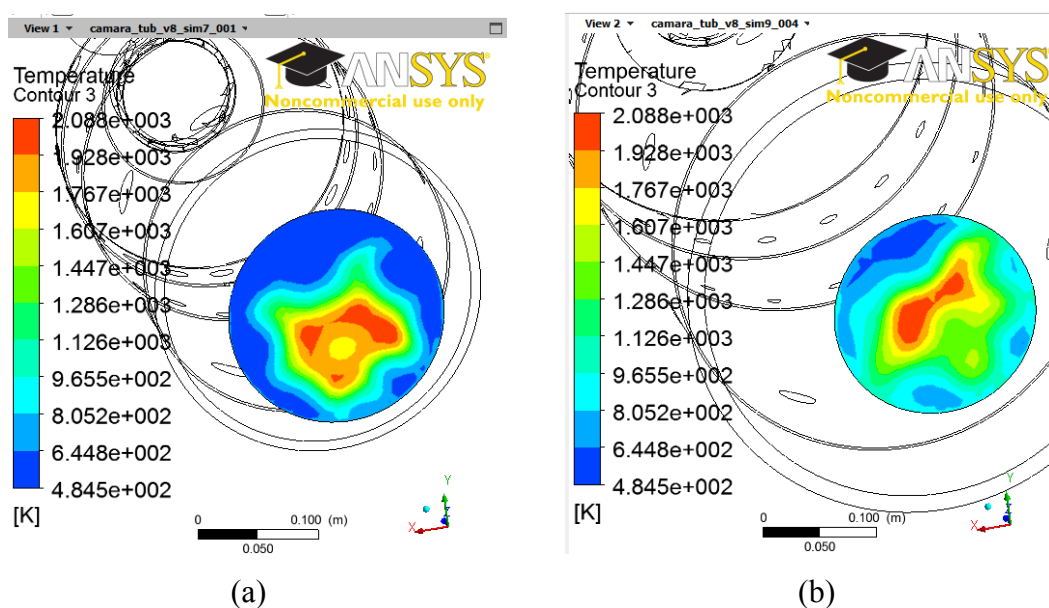


Figura 7.21 Comparação da distribuição de temperaturas no plano de saída

(a) Simulação 4 (b) Simulação 5.

7.3. Substituição do combustível de projeto

Existe um enorme incentivo no uso de fontes alternativas de combustível, conforme argumentado ao longo deste texto. Contudo, dependendo das características físico-químicas do combustível empregado, inúmeras mudanças são necessárias ao projeto inicial, a fim de permitir a substituição. Assim, parâmetros como o Índice de Wobbe são normalmente utilizados para verificar a intercambiabilidade dos gases, sendo permitida a troca somente se a diferença do índice entre os combustíveis for de 5% a 10% (LEFEBVRE, 1998)

De modo a demonstrar a necessidade de se projetar uma nova câmara de combustão, um combustível com poder calorífico diferente do gás natural, empregado inicialmente, foi testado na mesma geometria da Simulação 4. Assim, estão descritas as simulações realizadas bem como as novas dimensões sugeridas pelos cálculos da planilha Excel®.

7.3.1 Simulação 6: Queima de um biogás ETE-SABESP.

Foi inicialmente testada a queima de um biogás, que não apresenta intercambiabilidade com o GN Gaspetro®, sendo então previsto que algumas modificações na geometria da câmara da Simulação 4 devem ser realizadas. A composição química do combustível está mostrada na Tabela 7.6. De acordo com a planilha Excel®, a vazão mássica de combustível necessária deve ser 0,16 kg/s. A seguir, estão detalhados os resultados obtidos.

Tabela 7.6 Composição média do biogás ETE-SABESP (RODRIGUES, 2009).

Composição média	Fração vol.	Unidade
CH ₄	66,50	%
CO ₂	30,50	%
O ₂ +N ₂	0,50	%
H ₂ O	2,50	%
PCI	22195	kJ/kg

▪ Distribuição da temperatura no plano YZ

De acordo com a distribuição de temperaturas mostrada na Figura 7.22, a presença menor de CH₄ na composição do biogás resulta em temperaturas mais baixas. Contudo, altas velocidades ainda permanecem no interior do tudo de chama, trazendo a chama para a saída da câmara.

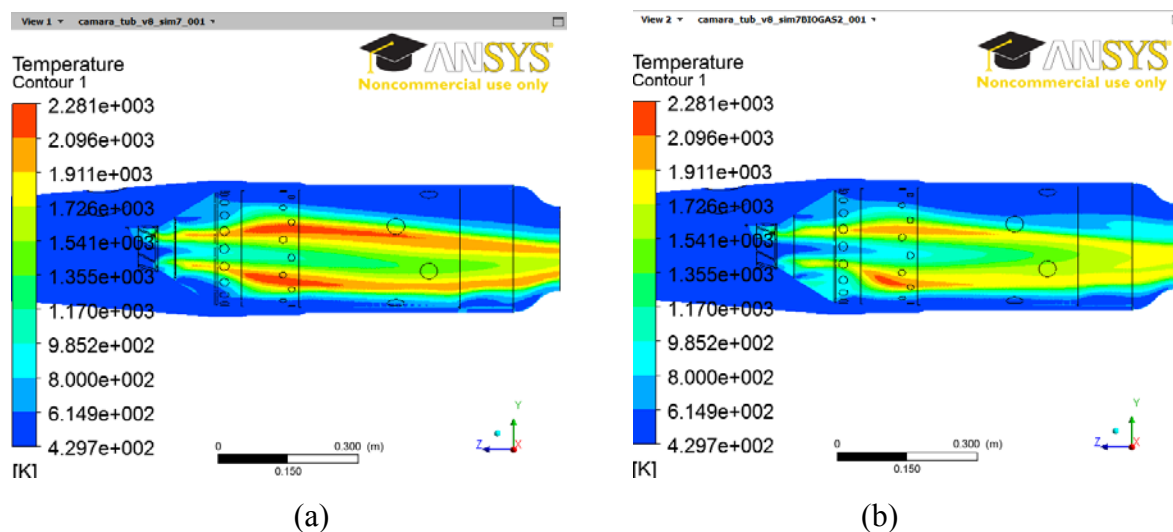


Figura 7.22 Comparação entre a distribuição de temperaturas no plano YZ

a) GN Gaspetro® b) Biogás

▪ **Distribuição da temperatura no plano de saída**

A temperatura média no plano de saída com GN Gaspetro está em 905,221K e para o Biogás em 939,166K. A partir da Figura 7.23 é possível observar uma distribuição de temperaturas melhor na saída da câmara. Isto evidencia o fato de que se um combustível com elevado poder calorífico, como é o caso do GN Gaspetro®, tem sua combustão prejudicada, isto resulta em temperaturas menores na saída, além de um excesso de combustível não queimado. Neste sentido, as vazões mássicas de ar e combustível previstas por programas como o GateCycle® somente estarão adequadas se a eficiência da combustão apresentar valores elevados. Do contrário, um aumento na vazão mássica de combustível deve ser previsto, a fim de obter a temperatura desejada na saída.

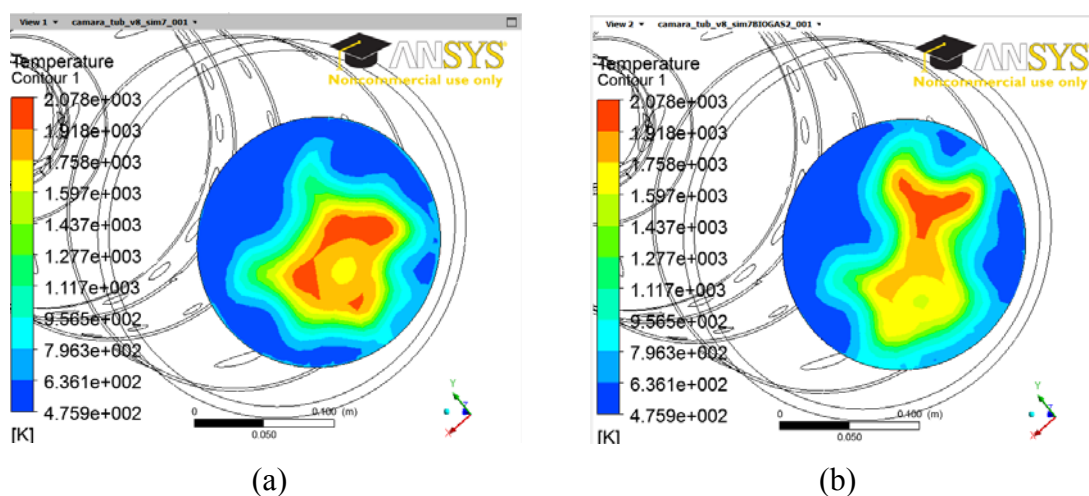


Figura 7.23 Comparação de temperaturas no plano de saída a) GN Gaspetro® b) Biogás

Pode ser observado pelos resultados das simulações anteriores que a geometria da câmara de combustão não é adequada. Neste sentido, utilizando os mesmos dados de entrada da Simulação 4 e considerando a composição química da Tabela 7.6, a nova geometria obtida para o biogás, através da planilha está descrita na Figura 7.24.

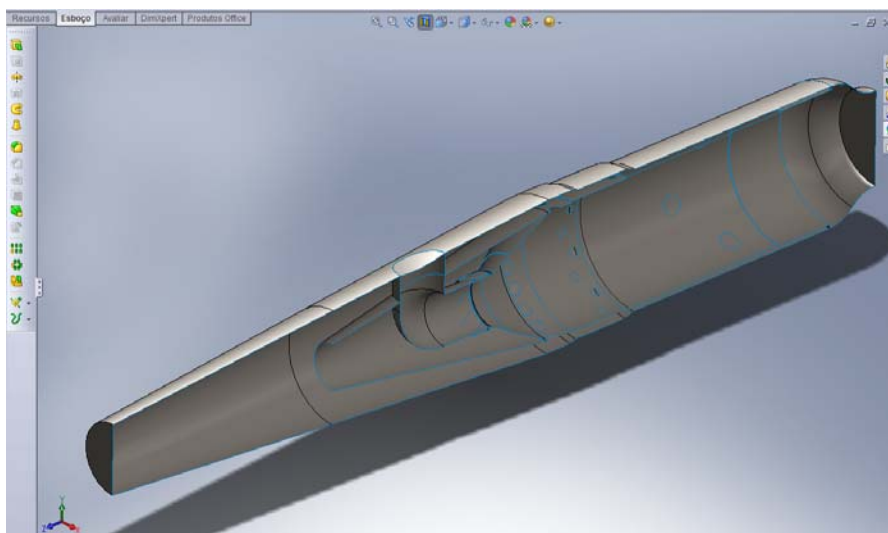


Figura 7.24 Geometria de uma câmara de combustão projetada para o biogás.

As principais modificações observadas após a troca do combustível estão no tamanho do injetor de combustível e nos orifícios de entrada de ar na zona primária, conforme detalhado na Figura 7.25, pelo fato da vazão mássica empregada ser maior.

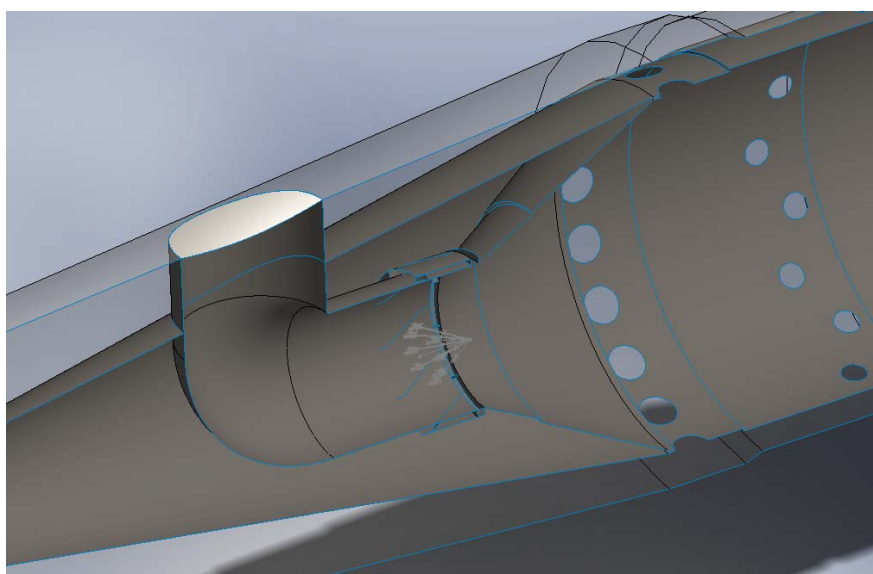


Figura 7.25 Detalhe das principais modificações observadas após a troca do combustível.

7.3.2 Simulação 7: Queima de um gás de gaseificação da biomassa.

De modo a verificar o comportamento da câmara para um combustível com poder calorífico ainda menor que o biogás, foi simulado no ANSYS CFX® a queima de um gás resultante da gaseificação da biomassa, cuja composição é mostrada na Tabela 7.7. Pela planilha Excel®, a vazão mássica de combustível necessária para os mesmos dados de entrada da Simulação 4 é de 2,7036kg/s.

Tabela 7.7 Composição média do gás de gaseificação da biomassa (MENDES, 2003).

Composição média	Valor*	Unidade
N ₂	0,3886	-
CO ₂	0,1075	-
CO	0,1947	-
CH ₄	0,0144	-
H ₂ S	0,0030	-
H ₂	0,1898	-
H ₂ O	0,1048	-
PCI	4771	kJ/kg

* Fração volumétrica

▪ Distribuição da velocidade no plano longitudinal YZ

Conforme previsto, a mudança para um combustível de poder calorífico menor requer o desenvolvimento de uma nova geometria da câmara de combustão, de modo a atender esta nova condição. Como a vazão mássica combustível foi muito maior que para o GN Gaspetro®, as velocidades serão elevadas partindo do injetor de combustível, conforme observado pela Figura 7.26. Ainda, estas velocidades elevadas irão prejudicar o processo de mistura e de combustão.

Através da Figura 7.27, observou-se que o perfil de temperaturas esteve menor em comparação com a simulação com GN Gaspetro®, em virtude do tempo reduzido que as reações tiveram para ocorrer, além do poder calorífico do gás de gaseificação ser muito menor.

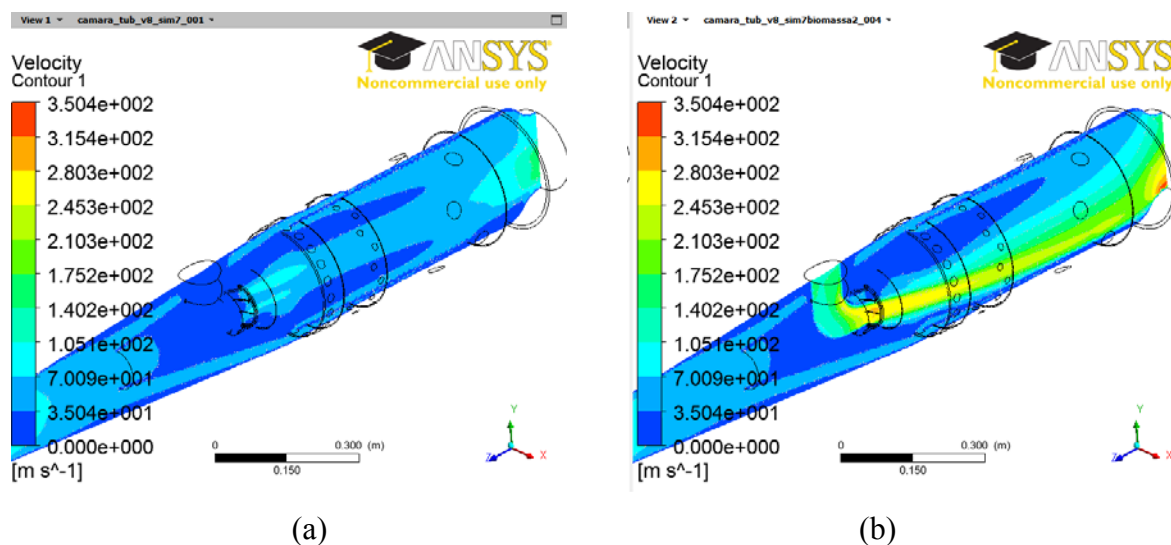


Figura 7.26 Comparação do perfil de velocidade no plano longitudinal YZ

a) GN Gaspetro® b) Gás de Gaseificação da Biomassa.

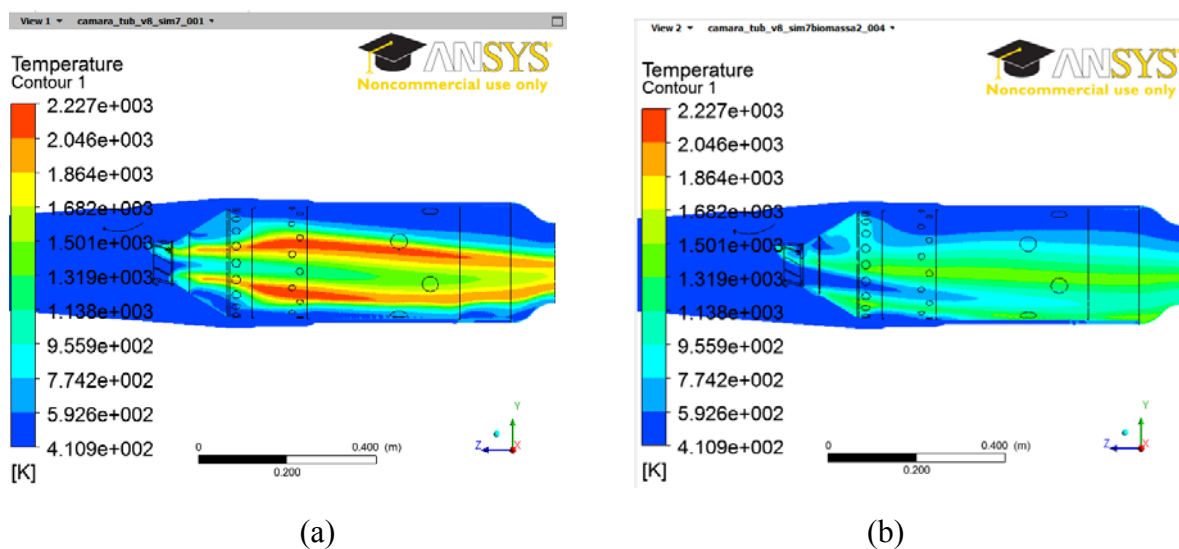


Figura 7.27 Comparação da distribuição de temperaturas no plano longitudinal YZ

a) GN Gaspetro® b) Gás de Gaseificação da Biomassa.

Finalmente, diante das simulações realizadas, pode ser observado que a planilha Excel® é capaz de fornecer uma geometria aproximada da câmara de combustão, a partir dos dados de entrada e da composição do combustível empregado. Contudo, pelo fato das equações empregadas serem concebidas para um caso particular, existe a necessidade de se investigá-las, a fim de adequar a geometria da câmara de combustão às reações de combustão em cada condição de operação.

Capítulo 8

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Com as simulações realizadas no ANSYS CFX® ao longo do Capítulo 7, pode ser verificado que a metodologia de cálculo aplicada apresentou bons resultados para o projeto preliminar de câmara de combustão de turbina a gás, considerando a abordagem unidimensional empregada nos cálculos e os diversos parâmetros que foram estimados. Porém, conforme revelado pelas simulações, alguns ajustes devem ser realizados na geometria da câmara de combustão obtida através da metodologia, principalmente com o objetivo de redução das velocidades na região do tubo de chama.

Contudo, problemas na aerodinâmica do escoamento, principalmente em regiões de recirculação e descolamento da parede também puderam ser identificados com as simulações, reduzindo problemas de perda de carga e melhorando a estabilização e o comportamento da chama. Também, o efeito do posicionamento dos orifícios de diluição no escoamento interno ao tubo de chama foi observado e, as melhores posições, foram então escolhidas.

O comportamento da chama e da distribuição dos vetores velocidade ao longo da câmara de combustão também puderam ser identificados pelas simulações numéricas. Neste caso, regiões de recirculação e aceleração do escoamento foram localizadas e pequenos ajustes foram realizados na geometria. As baixas velocidades na região de chama são imprescindíveis para a estabilização da chama, bem como para obtenção de uma distribuição adequada da temperatura.

Neste sentido, o estudo detalhado de mecanismos de redução da velocidade e o projeto

aerodinâmico do *swirler* devem ser investigados, principalmente pelo forte impacto que produzem no escoamento da região de chama. Tais investigações incluem, por exemplo, o estudo do escoamento a partir de diferentes ângulos de pás e formato das mesmas.

Em geral, foram observados pelas simulações resultados diferentes daqueles estimados pelos cálculos da metodologia, basicamente devido ao método de cálculo empregado. Nas simulações, as equações são resolvidas de forma iterativa em um domínio tridimensional, e que variam, sobretudo de acordo com o modelo numérico empregado. Por outro lado, as equações empregadas na metodologia são unidimensionais, sendo comum a existência de desvios entre ambas as abordagens.

Ainda, pode ser comprovado que o projeto de câmara de combustão de turbina a gás é complexo, e que se torna um desafio principalmente pela escassez de equações e metodologias. Na literatura, existem equações aplicáveis a um dado caso específico, que normalmente não é informado pelo autor, com coeficientes baseados em resultados experimentais, além de fatores que são estimados. Com este trabalho, pode-se verificar ainda que as diversas grandezas empregadas na metodologia não estão interligadas e, que parâmetros importantes, como a área de referência e comprimento da câmara não estão associados aos cálculos do tempo de reação, comprimento de chama, nem tampouco com a composição do combustível queimado. Por este motivo, as equações da metodologia devem ser revistas, de modo a prever o comportamento físico com maior precisão, reduzindo os ajustes necessários que foram revelados pelas simulações.

Finalmente, os resultados obtidos ao longo deste trabalho e a planilha Excel® desenvolvida, poderão auxiliar o projeto preliminar de câmara de combustão de turbina a gás, facilitando a identificação das regiões em conflito e que precisam ser investigadas, reduzindo assim, o tempo total de projeto.

Trabalhos Futuros

- Investigar outros modelos numéricos de turbulência, de combustão e radiação, a fim de evitar que erros do próprio modelo interfiram nos resultados.
- Buscar resultados experimentais, a fim de apontar ajustes nos cálculos da planilha e facilitar a escolha do modelo numérico empregado.
- Investigar as diversas grandezas e parâmetros estimados pela metodologia, de

modo a reduzir o valor dos desvios encontrados.

- Verificar os limites operacionais da metodologia empregada, em termos da razão ar/combustível mais adequada, a vazão mássica de ar e combustível e a pressão de entrada na câmara, que normalmente estão ligadas à potência gerada. Dependendo da configuração, a geometria calculada pela metodologia poderá ser mais adequada.
- Investigar com maiores detalhes as equações empregadas na metodologia, identificando a condição de contorno pré-estabelecida e o combustível considerado.
- Implementar nos cálculos da metodologia e simular o funcionamento da câmara de combustão com combustíveis líquidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALENCAR, H. S. (2007), “Estudo Numérico da Termo Aerodinâmica de Câmaras de Combustão para Turbinas a Gás: Aplicação ao caso das Micro Turbinas”, Tese (Doutorado em Dinâmica de Fluidos), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 261 p.

ANEEL, (2002), “Agência Nacional de Energia Elétrica - Atlas de Energia Elétrica do Brasil”, Brasília, 153 p.

ANP (2010), Agência Nacional do Petróleo. Disponível em:

<<http://www.anp.gov.br/?pg=13660em=et1=et2=et3=et4=ear=eps=ecachebust=1275507184140>>. Acesso em 08/04/2010.

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

BEN, (2010), “Balanço Energético Nacional 2010: Ano base 2009”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro.

BOHN, D., LEPERS, J. (2003), “Effects of biogas combustion on the operation characteristics and pollutant emissions of a micro gas turbine”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38767, Atlanta, Georgia, USA.

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

CARVALHO, H. M. (2006), “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.

COHEN H., SARAVANAMUTTOO H., ROGERS G. (1987), “Gas Turbine Theory”, 3^a Edition, Longman Scientific e Technical, New York, USA.

CRISTALDO, C. F. C. (2008), “Solução Numérica de uma chama difusiva e sua validação”, PPGMAp da UFRGS, Porto Alegre.

DOE (1998), “*U. S. Department of Energy - Industrial Combustion Vision: A Vision by and for the Industrial Combustion Community*”, Washington, D.C.

ELDRAINY, Y. A., SAQR, K. M., ALY, H. S., JAAFAR, M. N. M. (2009), “CFD insight of the flow dynamics in a novel swirler for gas turbine combustors”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 936-941 pp.

EPE (2009), “Empresa de Pesquisa Energética - Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos”, Série Estudos de Energia, Nota técnica DEA 15/09.

ESCOLA DE COMBUSTÃO, (2009), “II Escola de Combustão – Combustão em Turbinas a Gás”, São José dos Campos, SP, Brasil, 195 p.

FORECAST INTERNATIONAL (2005), “The Gas Turbine Electrical Power Generation Market: 2005-2014”. Acesso em: 18/04/2011. Disponível em:

<http://www.powergenworldwide.com/index/display/articledisplay/229177/articles/power-engineering/-/electrical-generation-gas-turbine-market-to-top-118-billion-through-2014.html>

GHASSAN, T. A., MOHAMADI, I., AL-WIDYAN, B., ALI O, A. (2003), “Combustion performance and emissions of ethyl ester of a waste vegetable oil in a water cooled furnace” *Appl. Thermal Eng.*, vol. 23, 285-293 pp.

GIAMPAOLO, A. (2006), “Gas Turbine Handbook: Principles and practices”, 3rd edition, CRC Press.

GOKALP, I., LEBAS, E. (2004), “Alternative fuels for industrial gas turbines (AFTUR)” *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, 1655-1663 pp.

GOLDEMBERG, J. R. (2000), “World Energy Assessment, Preface. United Nations Development Programme, New York, USA.

GUPTA K. K., REHMAN A., SARVIYA R. M. (2010), “Bio-fuels for the gas turbine: a review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 2946-2955 pp.

HALL, D. O., ROSILLO-CALLE, F., WILLIAMS, R. H., WOODS, J. (1993), “Biomass for energy supply prospects” *Renewable Energy, sources for fuels and electricity*, Island Press, Washington, DC, USA, 593-653 pp.

HUNG, W. S. Y. (1989), “Gas Turbine Fuels”. *Gas Turbine Technology Seminar, Solar Gas Turbines*, San Diego (CA), USA.

IEA (2006), “International Energy Agency - World Outlook 2006”, Paris.

JANSSEN, R., GRIMM, H. P., HELM, P., PIGATH, M. (2005), “Biofuel burning microturbines – current status and future perspectives” 14th European Biomass Conference, Paris, France.

JAPIKSE, D. BAINES, N. C. (1998), “Diffuser Design Technology”, Ed. Concepts ETI Inc, Vermont, USA.

LEFEBVRE, A. H., (1983), “Gas Turbine Combustion” Taylor e Francis, USA.

LEFEBVRE, A. H., (1998), “Gas Turbine Combustion 2nd edition” Taylor e Francis, USA.

LIAO, S. Y., JIANG, D. M., CHENG, Q. (2004), “Determination of laminar burning velocities for natural gas”, *Fuel* 83, 1247-125 pp.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. (2004), “Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação Volume 1”, Editora Interciência.

MARTINELLI, L. C. (2008), “Introdução às Máquinas Térmicas. Turbinas a vapor e gás” ISBN 978-85-908775-3-0. Disponível em <<http://www.martinelli.eng.br/ebooks.htm>> Acesso em 15/01/2010.

MELLOR, A. M. (1990), “Design of Modern Turbine Combustors”, Academic Press, England.

MENDES, L. J., (2003), “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.

MOLLIÈRE, M. (2002), “Benefiting from the wide fuel capability of gas turbines: a review of application opportunities”, ASME Paper GT-2002-30017.

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

PAVLAS, M., STEHLIK, P., ORAL, J., SIKULA, J. (2006), “Integrating renewable sources of energy into an existing combined heat and power system”. Energy, vol. 31, 2499-2511 pp.

PESSUTI, O. (2003), “A biomassa paranaense e sustentabilidade de novos sistemas produtivos”. Seminário Paranaense de Biodiesel, Londrina, Paraná.

RODRIGUES, L. O. (2009), “Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando CFD”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 244 p.

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

SSE (2007), “Secretaria de Saneamento e Energia - Balanço energético do Estado de São Paulo (ano base 2006)”. Disponível em: <<http://www.energia.sp.gov.br/beesp2007.pdf>> Acessado em 10/04/2010>.

STAISS, C., PEREIRA, H. (2001), “Biomassa, energia renovável na agricultura e no setor florestal” Revista AGROS, nº1.

TOMCZAK, H. J., BENELLI, G., CARRAI, L., CECCHINI, D. (2002), “Investigation of a gas turbine combustion system fired with mixtures of natural gas and hydrogen”, IFRF Combustion Journal, nº 200207.

URNS, S. R. (2000), “An introduction to combustion: concepts and applications”, 2nd edition, McGraw-Hill series in mechanical engineering.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. (2006), “Thermodynamics – An engineering approach”, 5th edition, McGraw-Hill Higher Education, 988 p.