

UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS
FACULDADE DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

TALITA MITSUE ONOSE ARAUJO CUNHA

**DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA MICROTURBINA
DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO**

DOURADOS
ABRIL DE 2017

TALITA MITSUE ONOSE ARAUJO CUNHA

DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA MICROTURBINA
DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheira de Energia.

Orientador: Ramón Eduardo P. Silva

DOURADOS
ABRIL DE 2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP).

C972d Cunha, Talita Mitsue Onose Araujo
DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA
MICROTURBINA DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO
/ Talita Mitsue Onose Araujo Cunha -- Dourados: UFGD, 2017.
89f. : il. ; 30 cm.

Orientador: Ramón Eduardo Pereira da Silva

TCC (Graduação em Engenharia de Energia) - Faculdade de Engenharia,
Universidade Federal da Grande Dourados.
Inclui bibliografia

1. Câmara de combustão. 2. Dimensionamento. 3. Projeto. 4. Microturbina.
I. Título.

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

©Direitos reservados. Permitido a reprodução parcial desde que citada a fonte.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por todas as bênçãos concedidas a mim, e por me permitir realizar este curso, pois tudo é feito por permissão dEle.

A minha família, em especial aos meus pais, Jafê e Edina, que não pouparam esforços para que eu tivesse educação de qualidade e desfrutasse de todas as oportunidades apresentadas a mim. Às minhas irmãs Beatriz e Kamila e meu cunhado Helly por todo apoio durante o curso.

Ao professor Ramon Eduardo P. Silva pela orientação e apoio durante minha graduação.

Ao professor Eduardo Manfredini Ferreira por ter sido o primeiro professor no curso a acreditar no meu trabalho e esforço e me orientar em projeto de pesquisa, além de apoiar e aconselhar em diversos momentos ao longo do curso.

“Consagre ao Senhor tudo o que você faz, e os seus planos serão bem-sucedidos.”

(Provérbios 16:3)

“O êxito da vida não se mede pelo caminho que você conquistou, mas sim pelas dificuldades que superou no caminho.”

(Abraham Lincoln)

RESUMO

As turbinas a gás já consolidadas para propulsão e uso industrial vem ganhando destaque devido a seu potencial para geração de energia elétrica em diferentes potências. Isso se deve ao aumento na demanda energética, assim como a aplicação de cogeração e geração distribuída. Nesse contexto, as microturbinas se sobressaem devido a vantagens como: simplicidade do sistema e custo relativamente baixo frente a outros sistemas geradores. Entretanto, no cenário brasileiro, poucos estudos são encontrados acerca do dimensionamento e projeto de microturbinas com diferentes arranjos, inclusive com finalidade didática. Este trabalho apresenta a aplicação de metodologia desenvolvida para o dimensionamento de turbinas de grande porte para o projeto de câmara de combustão de uma microturbina derivada de um turbocompressor automotivo. São apresentadas as etapas de cálculos assim como as características encontradas para tal combustor. O projeto final do tubo de chama é apresentado e comparado com literatura.

Palavras-chave: Câmara de combustão. Dimensionamento. Projeto. Microturbina.

ABSTRACT

Gas turbines are well known for their industrial and propulsion application. However, they have gained prominence due to their increasing potential for versatile power generation. This is due to the increase of energy demand, as well as cogeneration and distributed generation (DG) applications. Moreover, microturbines have grown in use recently. Some of the advantages, which make the microturbines stand out, are related to their considerable low cost and simplicity if compared to other power systems. Even though microturbines have been researched in countries as the U.S.A., few studies on how to design microturbines with different arrangements are found in the Brazilian scenario. This work demonstrated the application of a methodology developed for the design of high power capacity gas turbines for the design and project of a combustion chamber of a microturbine derived from an automotive turbocharger. Furthermore, the steps of calculation, as well as the specifications defined for the combustor are presented. The final project of the liner is displayed and compared to the literature.

Keywords: Combustion chambre. Design. Project. Microturbine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aeolipile criado por Hero	19
Figura 2 - “Macaco de chaminé” de Leonardo Da Vinci	20
Figura 3 - Turbina desenvolvida por Giovanni Branca	20
Figura 4 - Veículo a vapor de Isaac Newton	21
Figura 5 - Turbina desenvolvida por John Barber.....	21
Figura 6 - Turbina a gás construída por Stolze	22
Figura 7 - Avião modelo H178	23
Figura 8 – Ciclo aberto simples.	24
Figura 9 – Ciclo fechado simples.....	24
Figura 10 - Compressor centrífugo.....	25
Figura 11 - Compressor axial.	25
Figura 12 – Configuração básica de uma câmara de combustão.	28
Figura 13 - Evolução da configuração de câmara de combustão de turbina a gás.....	31
Figura 14 – Tipos de câmara de combustão.	32
Figura 15 - Turbina a Gás com combustor de fluxo direto.	34
Figura 16 - Combustor de fluxo reverso.	34
Figura 17 – Combustor de vórtice único.....	35
Figura 18 – Combustor de dois estágios	36
Figura 19 – Combustor de geometria variável.....	36
Figura 20 - Turbina a gás axial aeroderivativa LM2500-GE.	38
Figura 21 - Turbina a Gás radial.	38
Figura 22 - Turbina a gás aeroderivativa GE LM2500.....	39
Figura 23 - Turbina a gás heavy duty GE 7HA.	40
Figura 24 – Esquemática de uma microturbina a gás.....	41
Figura 25 – Esquemática de microturbina derivada de turbocompressor	42
Figura 26 - Mapa de desempenho do compressor GT5533R.	44
Figura 27 – Turbocompressor automotivo GT5533R.....	45
Figura 28 - Estados termodinâmicos considerados para fins de cálculo.	47
Figura 29 - Temperatura de chama adiabática	48
Figura 30 – Eficiência de combustão.....	52
Figura 31 - Relação entre comprimento e diâmetro do tubo de chama e a zona de diluição em função do fator de perda de pressão e temperatura.	58
Figura 32 – Perfil de temperatura típico	64
Figura 33 – Gráfico do perfil de temperatura dos gases para as condições de projeto.....	67

Figura 34 – Características de uma fenda de arrefecimento.....	68
Figura 35 – Transferência na parede do tubo de chama	69
Figura 36 – Temperatura na parede do tubo de chama para situação mais crítica	74
Figura 37 – Dimensões do tubo de chama.	78
Figura 38 – Câmara de combustão.....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição do Gás Natural.....	29
Tabela 2 –Propriedades do Gás Natural.....	29
Tabela 3 – Poderes caloríficos de combustíveis comuns.	30
Tabela 4 - Comparativo entre os tipos de câmara de combustão.	33
Tabela 5 - Parâmetros de desempenho do compressor.	45
Tabela 6 - Limites teóricos de razão de equivalência	49
Tabela 7 - Razão ar/combustível e quantidade de ar para zona primária.....	49
Tabela 8 - Valores de Perdas de pressão em câmaras de combustão	50
Tabela 9 - Áreas e diâmetros de referência pelo ponto de vista aerodinâmico.....	51
Tabela 10 - Valores calculados para fator de correção de temperatura “b”.....	52
Tabela 11 - Áreas e diâmetros de referência pelo ponto de vista de velocidade de queima	53
Tabela 12 - Comparativo entre áreas e diâmetros de referência calculados.....	54
Tabela 13 - Valores de Área e Diâmetro de referência escolhidos para as condições de projeto.	54
Tabela 14 - Área e diâmetro do tubo de chama calculados	54
Tabela 15 - Perda de Carga total verificada para $D_{ref} = 0,150$ m.....	55
Tabela 16 - Carga dinâmica calculada para $D_{ref} = 0,15$ m.....	55
Tabela 17 - Distribuição de ar no combustor	56
Tabela 18 - Fator de perda de pressão adotado e qualidade transversal calculada.....	57
Tabela 19 – Comprimentos das zonas de combustão.....	59
Tabela 20 – Parâmetros de Projeto do swirler	62
Tabela 21 - Projeto do swirler.....	62
Tabela 22 – Dimensões de projeto para cúpula e zona de recirculação.....	63
Tabela 23 – Perfil de temperatura dos gases em cada zona de combustão	66
Tabela 24 – Temperatura na parede do tubo de chama	74
Tabela 25 – Área, quantidade e diâmetro calculados	77
Tabela 26 – Quantidade, diâmetro e posição das colunas.....	77
Tabela 27 – Parâmetros de dimensionamento dos orifícios de admissão.....	77
Tabela 28 – Projeto do tubo de chama.....	78

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área
C	Fluxo de calor por convecção
C_d	Coefficiente de descarga
D	Diâmetro
f_{ac}	razão ar/combustível
K	Fluxo de calor por condução
K	Fator de perda de pressão
kW	Quilowatt
k	Condutividade térmica
L_u	Fator de luminosidade
l_b	Comprimento característico do gás
\dot{m}	Vazão mássica
P	Pressão total
PR	Razão de compressão
q	Pressão dinâmica
R	Fluxo de calor por radiação
rpm	rotação
T	Temperatura

Letras Gregas

α	Ângulo das pás do swirler
β	Ângulo do fluxo de ar no swirler
Δ	Varição
ε	Emissividade térmica
μ	Viscosidade dinâmica (kg/m.s)
η	Eficiência (%)
ϕ	Razão de equivalência
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann
$\theta\eta$	Carga aerodinâmica
θ	Ângulo

Subscritos

1	Entrada do compressor
2	Saída do compressor e entrada na câmara de combustão
3	Saída da câmara de combustão e entrada da turbina
4	Saída da turbina
amb	Ambiente
aer	Aerodinâmico
na	Anular
ar	Ar
ca	Chama adiabática
car	Carcaça
cc	Câmara de combustão
comp	Compressor
comb	Combustível
cup	Cúpula
est	Estequiométrico
fin	Final
g	Gases
gl	Global
h	Orifício
in	Inicial
int	Interno
méd	Média
real	Real
ref	Referência
refri	Refrigeração
sw	Swirler
t	Total
tc	Tubo de chama
w	Parede
w ₁	Parede interna
w ₂	Parede externa
zd	Zona de diluição

zp Zona primária
zr Zona de recirculação
zs Zona secundária

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Objetivos	16
1.2 Motivação.....	17
1.3 Delineamento do trabalho	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Histórico e evolução da turbina a gás	19
2.2 Princípio de Funcionamento e Principais Componentes da Turbina a Gás.....	23
2.2.1. Compressor	24
2.2.2 Câmara de Combustão.....	26
2.2.2.1 Processo de Combustão	26
2.2.2.2 Processo de Combustão em Turbinas a Gás	27
2.2.2.3 Gás Natural	28
2.2.2.4 Tipos de Câmara de Combustão	30
2.2.3 Turbinas	37
2.3 Tipos de Turbinas a Gás e Aplicações.....	39
2.4 Microturbinas a Gás	40
3. DESENVOLVIMENTO	43
3.1 Metodologia de projeto e dimensionamento da câmara de combustão	43
3.1.1 Introdução	43
3.1.2 Definição dos parâmetros iniciais de projeto	43
3.1.3 Dimensionamento da câmara de combustão	46
3.1.3.1 Limites Teóricos da Razão de Equivalência.....	47
3.1.3.2 Razão de Equivalência e Razão Ar/Combustível na Zona Primária	48
3.1.3.3 Área de referência da Câmara de combustão pelo ponto de vista aerodinâmico	50
3.1.3.4 Área de Referência da Câmara de Combustão pelo ponto de vista da velocidade de queima.....	51
3.1.3.5 Escolha da Área e do Diâmetro de Referência da Câmara de Combustão	53
3.1.3.6 Determinação da Área e do Diâmetro do Tubo de Chama	54
3.1.3.7 Verificação da Perda de Pressão Global e Eficiência de Combustão	54
3.1.3.8 Estimativa da Distribuição de Ar e do Filme de Resfriamento	55

3.1.3.9 Comprimento das Zonas da Câmara de Combustão	56
3.1.3.10 Difusor	59
3.1.3.11 Dimensionamento do Swirler	59
3.1.3.12 Cúpula e Zona de Recirculação	62
3.1.3.13 Determinação das Temperaturas nas Zonas de Combustão	63
3.1.3.14 Transferência de Calor para as Paredes	67
3.1.3.15 Dimensionamento dos Orifícios de Admissão	75
4. PROJETO FINAL DO TUBO DE CHAMA	78
5. CONCLUSÕES	81
5.1 Sugestões para trabalhos futuros	82
REFERÊNCIAS	83
APÊNDICE A – ANÁLISE GASTURB	87

1. INTRODUÇÃO

A crescente necessidade de demanda de energia elétrica tem impulsionado novas tecnologias para geração de energia, com destaque para o uso de turbinas e microturbinas a gás. As razões para tal mudança estão relacionadas ao seu menor custo de operação se comparado a outros sistemas geradores. As turbinas a gás são máquinas térmicas que usam o ciclo Brayton como princípio de funcionamento. Neste ciclo, há a conversão da energia do combustível, pela combustão com o ar, em energia mecânica ou eletricidade.

Sua aplicação é consolidada em usinas termelétricas, todavia, seu uso tem aumentado substancialmente em plantas de cogeração e geração distribuída de diversas potências. Isso se deve aos benefícios por elas apresentados. Relacionado a isso, vantagens podem ser associadas as turbinas a gás. Por exemplo, o custo de investimento relativamente baixo se comparado a outros sistemas, utilização de menor área para geração de mesma potência, assim como baixa relação peso por potência e considerável simplicidade do sistema aplicado. Além disso, a possibilidade de diversificação do combustível utilizado (GOMES, 2001).

Por esse motivo torna-se de importância fundamental o estudo de tais equipamentos e o desenvolvimento de diferentes arranjos destes. Isso pode ser obtido pelo projeto e dimensionamento de turbinas, em especial microturbinas partindo de componentes já disponíveis no mercado. Assim, turbocompressores automotivos podem ser usados como base para projetos de câmaras de combustão e composição de microturbinas a gás, reduzindo custos inerentes a produção.

1.1 Objetivos

Este trabalho tem por objetivo principal o projeto e dimensionamento de câmara de combustão para microturbina derivada de turbocompressor automotivo. O projeto da câmara de combustão leva em consideração a finalidade didática, em que pretende-se usá-la para posterior montagem de uma bancada de microturbina a gás, no laboratório de máquinas térmicas e combustão do curso de Engenharia de Energia da UFGD.

Para tal, o projeto objetiva o uso de metodologia de cálculo apresentada para turbinas a gás operando com hidrocarbonetos. Desse modo, visa-se aplicar metodologia desenvolvida para turbinas de maior porte para o dimensionamento de microturbinas a gás.

1.2 Motivação

O uso de turbinas a gás tem sido significativamente intensificado e variado nos últimos anos devido a sua aplicação para geração termelétrica e cogeração. Embora as turbinas já tenham seu espaço consolidado na geração termelétrica, estas vem demonstrado seu potencial em sistemas de cogeração e geração distribuída, em especial com o uso de microturbinas. Esta aplicação é vantajosa para localidades afastadas.

Todavia, a quantidade de estudos sobre este tema, em especial no Brasil, é ainda pequena, sendo restringida à análise termodinâmica de turbinas a gás convencionais operando com diferentes combustíveis. Além disso, é possível perceber que pequena parcela destes estudos possui finalidade didática, sendo de importância fundamental o uso de práticas para formação de profissionais. Assim, é crucial a realização de estudos que contemplem o projeto e dimensionamento de microturbinas a gás. Relacionado a isso, tais estudos representam benefícios ao setor energético brasileiro, frente ao aumento e diversificação da demanda, assim como da matriz energética.

1.3 Delineamento do trabalho

Este trabalho foi dividido em 5 capítulos, com intuito de estruturar as diferentes etapas deste estudo.

No primeiro capítulo é feita uma introdução ao tema do trabalho, assim como são apresentados os objetivos e motivações para o mesmo.

O segundo capítulo consiste em revisão bibliográfica de conceitos básicos e fundamentação teórica pertinentes ao tema. Estes conceitos englobam histórico das turbinas a gás, seu funcionamento, câmaras de combustão, processo de combustão e características principais do combustível, sendo este o gás natural.

No capítulo 3 os parâmetros e condições de projeto são definidos por meio de análise termodinâmica da turbina a gás tomando como base o mapa de desempenho do compressor escolhido. Além disso, neste capítulo é desenvolvido o dimensionamento e projeto dos componentes da câmara de combustão.

O capítulo 4 apresenta o projeto final do tubo de chama dimensionado com suas características principais. Também são comentados os resultados obtidos e comparados com trabalhos relacionados.

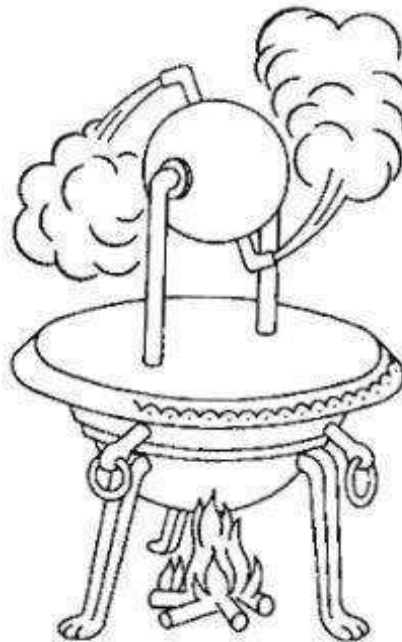
No quinto capítulo são apresentadas as conclusões obtidas com o presente trabalho, assim como as sugestões propostas para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Histórico e evolução da turbina a gás

Vários equipamentos foram desenvolvidos ao longo dos anos para que a concepção atual de turbina a gás fosse atingida. Isso foi intensificado devido ao desejo de utilizar as mesmas como máquinas motoras. Ainda no Egito antigo, em 150 A.C, o movimento do vapor de uma caldeira por bocais de uma roda foi demonstrado pelo brinquedo, Aeolipile, inventado pelo matemático Hero (CONRADO, 2002). A Figura 1 mostra o Aeolipile desenvolvido por Hero.

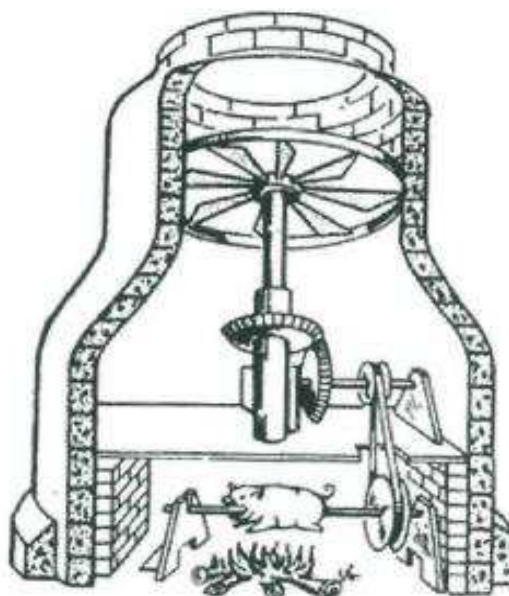
Figura 1 - Aeolipile criado por Hero



Fonte: (MARTINELLI JR., 2002).

Séculos depois, os chineses deram início ao uso de foguetes, movidos a pólvora, como armas. Já em 1500, Leonardo da Vinci esboçou o chamado “macaco de chaminé”, como mostrado na Figura 2 (GALINDO, 2015).

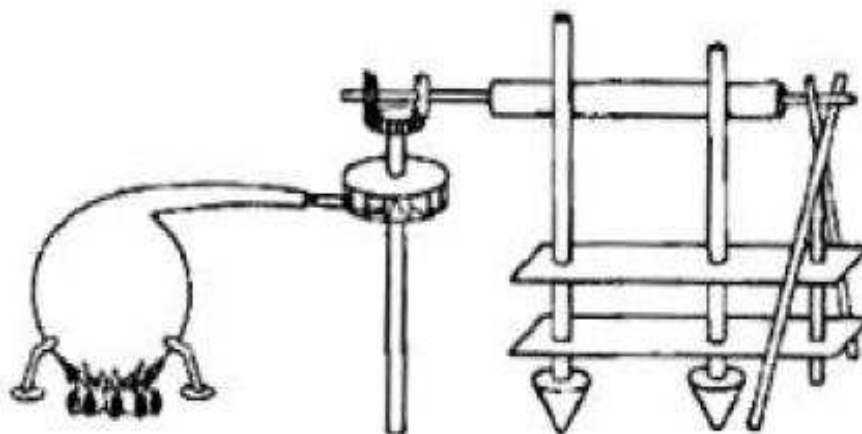
Figura 2 - “Macaco de chaminé” de Leonardo Da Vinci



Fonte: (GALINDO, 2015).

Este, era um equipamento em que o movimento dos gases quentes ao passar por uma chaminé gira espetos. Analogamente, no século seguinte, Giovanni Branca criou um sistema de estampagem que também utilizava o vapor para girar uma turbina (CONRADO, 2002). Este sistema é mostrado na Figura 3.

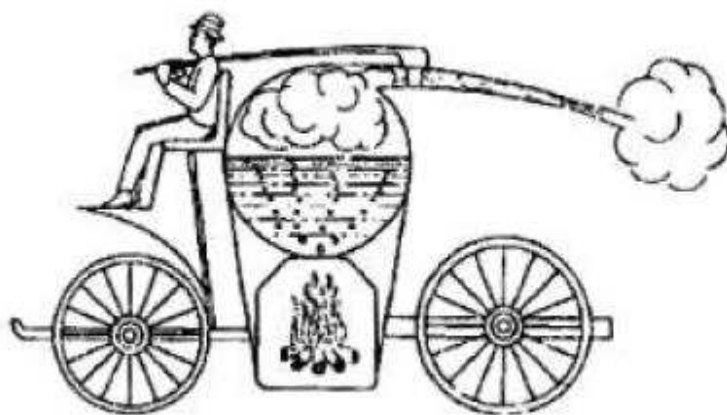
Figura 3 - Turbina desenvolvida por Giovanni Branca



Fonte: (CONRADO, 2002).

Anos após a invenção de Branca, Isaac Newton, em 1687, ao anunciar as leis do movimento, as quais são a bases para a propulsão, desenvolveu um veículo movido a vapor, como demonstrado na Figura 4 (CONRADO, 2002).

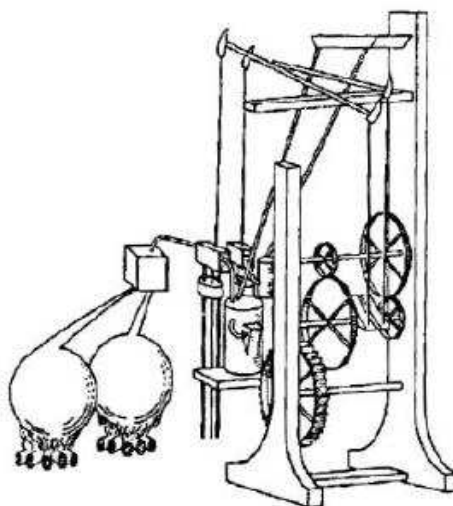
Figura 4 - Veículo a vapor de Isaac Newton



Fonte: (CONRADO, 2002).

Entretanto, somente em 1791 que John Barber patenteou a primeira concepção de turbina a gás. A sua esquematização é demonstrada na Figura 5. Apesar de John Dumbell em 1808 e Bresson em 1837, já terem incluído em suas considerações todos os componentes de turbinas a gás atuais, somente em 1872, J. F. Stolze demonstrou a turbina a gás com combustão adiabática demonstrado na Figura 6 (MARTINELLI JR, 2002).

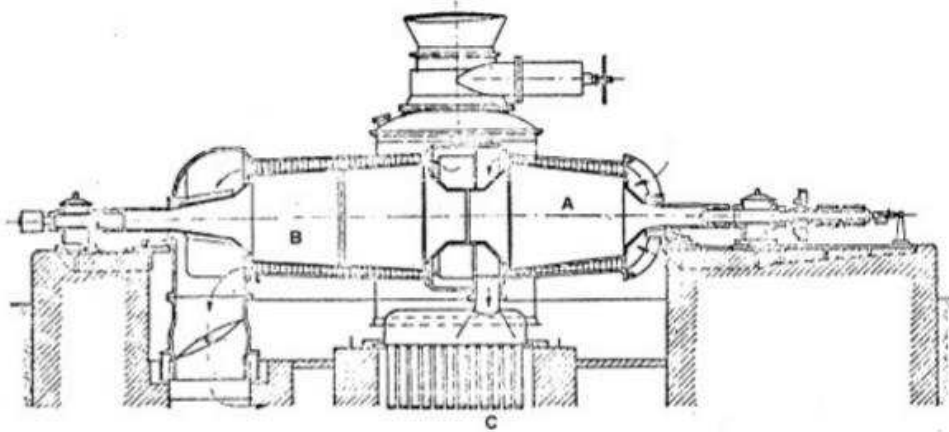
Figura 5 - Turbina desenvolvida por John Barber



Fonte: (CONRADO, 2002).

Figura 6 - Turbina a gás construída por Stolze

(a) Soprador axial múltiplo estágio (b) turbina de reação de múltiplo estágio (c) Pré aquecedor de ar

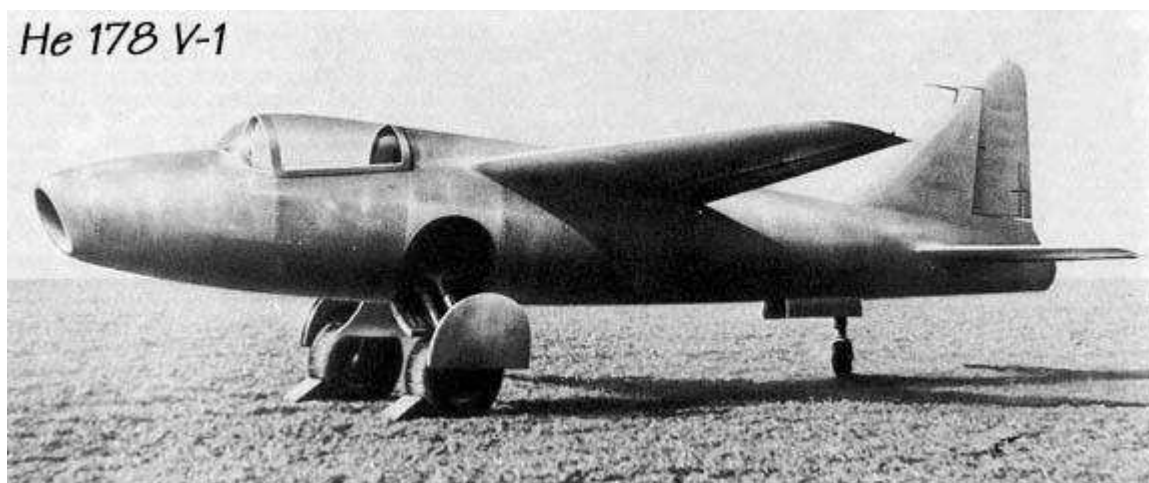


Fonte: (MARTINELLI JR., 2002).

Maiores avanços nas turbinas a gás foram obtidos no século XIX com o estudo da termodinâmica. Todavia, esses avanços ainda eram freados a rendimentos baixos devido ao conhecimento limitado de metalúrgica e aerodinâmica. Estudos realizados por Armengaud e Charles Lemale, assim como pela General Electric Co., ambos em 1903, demonstraram que o insucesso das turbinas a gás era atribuído a limitação da temperatura máxima e relação de pressão. Para driblar tal problema, em 1909, Holzwarth propôs a combustão a volume constante, para acabar com a restrição do aumento de pressão nos compressores. Seguindo este modelo, outros estudos foram realizados pela Westinghouse Electric and Manufacturing Comp. e pelo Dr. A.A. Griffith. Entretanto, todos esses estudos não foram suficientes para elevar o rendimento desta máquina, não permitindo esta ser competitiva ao motor alternativo (MARTINELLI JR, 2002).

Baseando-se nessas ideias anteriormente mencionadas, Frank Wittle, em 1930, patenteou a propulsão por jato, utilizando turbina a gás. O modelo de Wittle, por ser capaz de mover um avião do chão, foi usado com sucesso no British Gloster G.40. De maneira simultânea a Wittle, em 1939, Von Ohan desenvolveu o mesmo estudo na Alemanha com o uso de compressor axial na turbina (OLIVEIRA et al, 2010). A turbina de Ohan foi testada em dois aviões, com reator de gás (jato de propulsão), o ME 262 e o HE178 como mostrado na Figura 7.

Figura 7 - Avião modelo H178



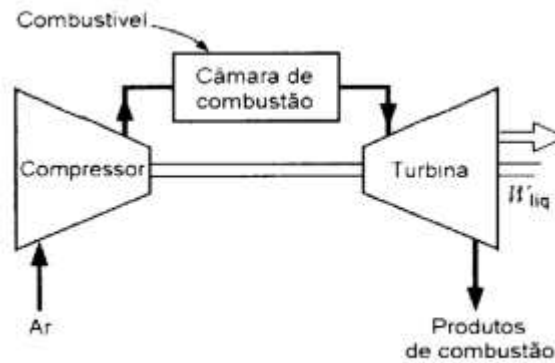
Fonte: (LUFTWAFFE RESOURCE CENTER, 2017).

Foi a partir do uso de motores a jato para propulsão que avanços significativos quanto a melhoria de rendimento e aerodinâmica de turbinas a gás foram obtidos, visando estabilidade e velocidade dos equipamentos.

2.2 Princípio de Funcionamento e Principais Componentes da Turbina a Gás

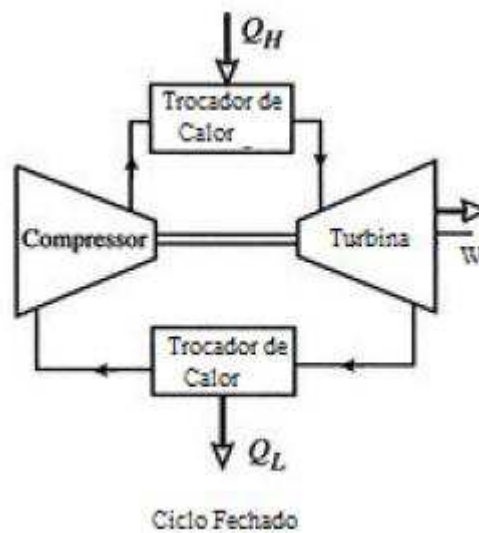
As turbinas a gás são máquinas térmicas cujo princípio de funcionamento consiste no ciclo Brayton. Neste ciclo, há conversão da energia do combustível, pela combustão com o ar, em energia de eixo ou eletricidade. Uma esquematização de um ciclo simples é demonstrada na Figura 8. Tais turbinas podem trabalhar em ciclo aberto, no qual o fluido de trabalho não é reutilizado no sistema. Já no ciclo fechado, o fluido de trabalho permanece no sistema, como mostrado na Figura 9. Estas máquinas possuem três componentes principais sendo estes o compressor, câmara de combustão e turbina a gás (CONRADO, 2002). Sua operação consiste em fluxo de ar ambiente admitido no compressor, em que ocorre compressão adiabática do ar, posteriormente direcionado a câmara de combustão. Na câmara de combustão, o ar reage com o combustível, aumentando a temperatura, gerando assim gases quentes que são expandidos na turbina.

Figura 8 – Ciclo aberto simples.



Fonte: (MARTINELLI JR., 2002).

Figura 9 – Ciclo fechado simples.

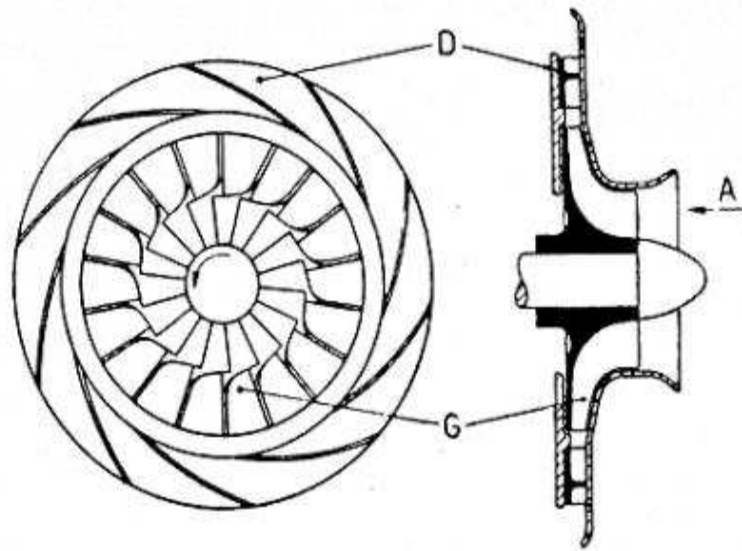


Fonte: (MAZURENKO, 2013).

2.2.1. Compressor

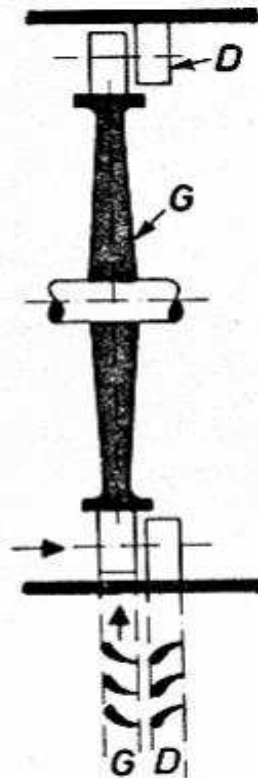
Os compressores de ar destinados a turbinas a gás podem ser do tipo axial ou centrífugo, sendo ambos compostos por um rotor e um difusor que formam um estágio (Figuras 10 e 11). Os compressores usados em turbinas de maior porte possuem vários estágios. Como medida de aumento de rendimento, resfriadores intermediários são posicionados entre uma compressão e outra (entre estágios) para redução de temperatura (SILVA et al., 2017).

Figura 10 - Compressor centrífugo.



Fonte: (SILVA, J, 2017).

Figura 11 - Compressor axial.



Fonte: (SILVA, J, 2017).

2.2.2 Câmara de Combustão

2.2.2.1 Processo de Combustão

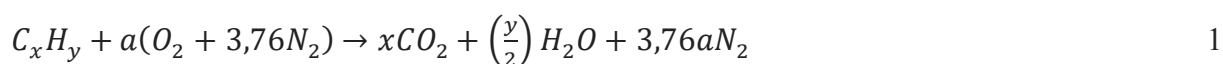
Segundo BIZZO (2016), a reação de combustão é uma reação em que ocorre a oxidação completa do combustível. Neste tipo de reação também há o desprendimento de calor e luz.

A combustão completa, de acordo com CARVALHO JUNIOR e MCQUAY (2007), ocorre quando há reação ideal de combustão, em que todo carbono do combustível é oxidado para dióxido de carbono (CO_2), todo hidrogênio para água (H_2O), assim como todo enxofre é convertido em dióxido de enxofre (SO_2).

Um combustível é tipicamente composto pelos seguintes elementos: carbono, hidrogênio, oxigênio e em alguns casos o enxofre. Grande parte dos combustíveis fósseis são hidrocarbonetos, combustíveis muito usados, e compostos de modo geral por carbono, hidrogênio.

O comburente ou oxidante mais utilizado em processos industriais é o ar atmosférico, com composição volumétrica dividida em: 78,08% de nitrogênio, 20,95% de oxigênio, 0,93% de argônio, 0,03% de dióxido de carbono e 0,01% de outros gases como hélio, metano e neônio (CARVALHO JUNIOR e MCQUAY, 2007). Para fins de simplificação de cálculos de balanços entre reagentes e produtos, o ar é considerado como somente 21% oxigênio e 79% nitrogênio em volume, ou seja, 0,21 e 0,79 em fração molar respectivamente. Desse modo, pelo quociente entre ambos, é considerado 3,76 moléculas de nitrogênio para cada molécula de oxigênio.

A quantidade mínima de oxidante necessária para queimar determinada quantidade de combustível é chamada de estequiométrica. Quando uma quantidade maior do que esta é fornecida ao combustível, a mistura torna-se pobre. Ao fornecer uma quantidade menor que a estequiométrica, a mistura passa a ser rica. De modo geral, os produtos de combustão completa com o ar são o dióxido de carbono e água. A relação estequiométrica entre ar e combustível, considerando a combustão de um hidrocarboneto, é dada pelas Equações 1 e 2 (TURNES, 2013).



$$a = x + \frac{y}{4} \quad 2$$

A razão estequiométrica entre ar/combustível é obtida por meio de um balanço de massa da Equação 1 e pode ser determinada pela Equação 3.

$$f_{esteq} = A/C_{esteq} = \dot{m}_a/\dot{m}_c \quad 3$$

Na prática, a razão A/C difere da razão estequiométrica. A razão de equivalência é usada para avaliar a relação entre estas razões. Esta é calculada pela Equação 4 e tem a finalidade de indicar se a mistura ar/combustível é pobre, rica ou estequiométrica (TURNNS, 2013).

$$\Phi = \frac{(A/C)_{esteq}}{(A/C)_{real}} = \frac{f_{esteq}}{f_{real}} \quad 4$$

Sendo,

$\Phi > 1$ para misturas ricas;

$\Phi < 1$ para misturas pobres;

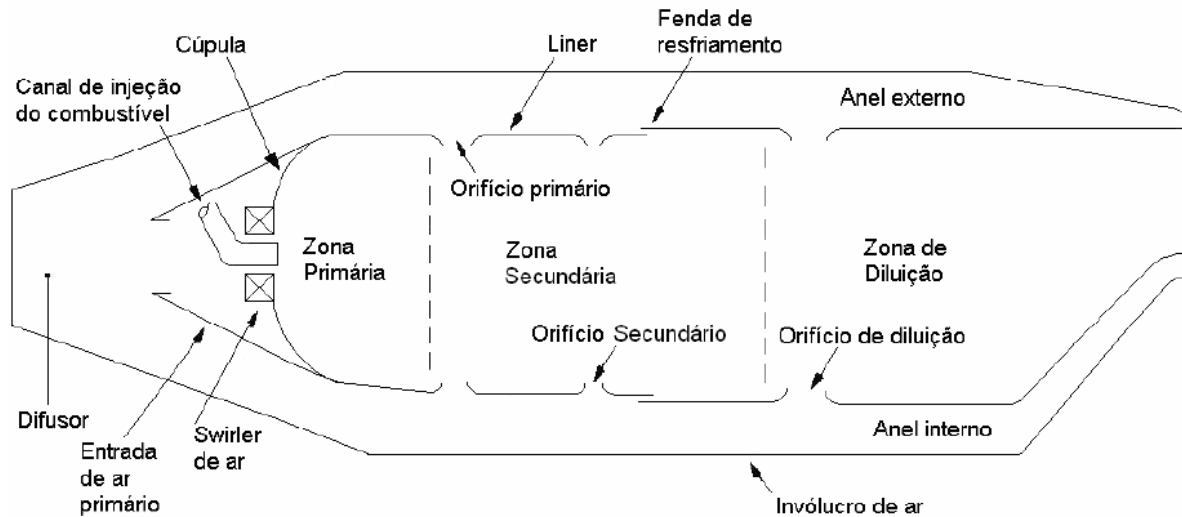
$\Phi = 1$ para misturas estequiométricas.

Para que uma mistura queime é necessário se atentar ao limite de inflamabilidade. Este limite está relacionado a estabilidade de chama. Quando as condições de combustão permitem a propagação da chama estável, e ao variá-las a chama continua a se propagar, estas estão dentro do limite de estabilidade. Entretanto, quando os diferentes comportamentos fazem com que a chama não se propague mais, este é o limite de inflamabilidade. A chama estável é obtida, pela reação de combustível entre os limites inferior e superior de inflamabilidade. Os valores para limite de inflamabilidade são obtidos de maneira empírica e dependem das condições do experimento.

2.2.2.2 Processo de Combustão em Turbinas a Gás

Em turbinas a gás há a necessidade de grandes vazões de ar para movimentação das palhetas da turbina. Tal quantidade excessiva de ar resulta em uma razão de equivalência muito baixa, trazendo problemas de estabilidade de chama e adequação ao limite de inflamabilidade. A Figura 12 mostra a câmara de combustão com suas zonas.

Figura 12 – Configuração básica de uma câmara de combustão.



Fonte: (Adaptado de SILVA, H, 2006).

A estabilidade de chama em câmaras de combustão ocorre pela recirculação dos gases quentes de combustão. Um dos maiores desafios encontra-se na adequação da vazão de ar na zona primária. Inicialmente, o problema era a adequação da vazão de ar na zona primária. Como consequência disso, a quantidade estequiométrica foi substituída por valor inferior e de razão ar/combustível de aproximadamente 18/1 (MELCONIAN e MODAK, 1985).

Mesmo com tal medida, persistiam os problemas com ignição do combustível e descontinuidade de chama. Como solução, criou-se a zona secundária, a qual tem por função permitir a entrada de ar necessário a combustão completa. A zona primária passou a ser uma região de mistura rica e com boa estabilidade de chama. Após a combustão, para melhor distribuir o calor e homogeneizar a temperatura, o restante de ar proveniente do compressor é adicionado na zona de diluição.

2.2.2.3 Gás Natural

O gás natural é um combustível fóssil composto por uma mistura de hidrocarbonetos leves como metano, etano e propano. A Tabela 1 mostra a composição do gás natural bruto por estado no cenário brasileiro (GASNET, 2013). A Tabela 2 demonstra as propriedades do gás natural a condições de referência a temperatura ambiente de $T=20^{\circ}\text{C}$ e $P=1\text{atm}$ (GASNET, 2013).

Tabela 1 – Composição do Gás Natural

Origem	Composição em % volume						Densidade	Poder Calorífico Superior (MJ/Nm ³)
	Metano	Etano	Propano	≥C ₄	CO ₂	N ₂		
Rio de Janeiro	89,44	6,7	2,26	0,46	0,34	0,8	0,623	40,22
Bahia	89,56	9,17	0,42	-	0,65	1,2	0,615	39,25
Alagoas	76,9	10,1	5,8	1,67	1,15	2,02	-	47,7
Rio Grande do Norte	83,48	11	0,41	-	1,95	3,16	0,644	38,54
Espirito Santo	84,8	8,9	3	0,9	0,3	1,58	0,664	45,4
Ceará	76,05	8	7	4,3	1,08	1,53	-	52,4

Fonte: (Adaptado de GASNET, 2013).

Tabela 2 –Propriedades do Gás Natural

Características	Unidades	Grupos		
		B (baixo)	M (médio)	A (alto)
Poder Calorífico Superior	kcal/m ³	8000 a 9000	8800 a 10200	10000 a 12500
Densidade Relativa do Ar		0,54 a 0,60	0,55 a 0,69	0,66 a 0,82
Teor Máximo de Gás Sulfídrico (H ₂ S)	mg/m ³	20	20	20
Teor Máximo de Enxofre (H ₂ S e enxofre mercaptídico)	mg/m ³	80	80	80
Teor Máximo de Dióxido de carbono (CO ₂)	%volume	2	2	2
Teor Máximo de Inertes	%volume	4	4	4
Teor Máximo de Oxigênio (O ₂)	%volume	0,5	0,5	0,5
Ponto de Orvalho Máximo da Água à 1atm	°C	-45	-45	-45

Fonte: (Adaptado de GASNET, 2013).

Como observado na Tabela 1, o metano compõe mais de 80% do gás natural e, dessa forma, as propriedades gás natural foram adotadas como as do metano para fins de cálculo.

O poder calorífico pode ser definido como a quantidade de calor liberada pela combustão estequiométrica do combustível, sendo dividido em poder calorífico superior (PCS) e inferior (PCI). O PCS considera o calor liberado pela combustão onde a água presente encontra-se no estado líquido. Já o PCI considera tal calor quando a água é liberada em estado gasoso (GARCIA, 2013).

Um dos combustíveis com maior PCI é o metano, se comparado com outros combustíveis, o que faz do gás natural um combustível bastante utilizado em processos industriais e na geração de energia termelétrica, além de comercialmente difundido (GARCIA, 2013). A Tabela 3 mostra uma comparação entre o PCI do metano e outros combustíveis como o etanol e o propano.

Tabela 3 – Poderes caloríficos de combustíveis comuns.

Combustível	PCS [kJ/kg]	PCI [kJ/kg]
Metano	55,38	49,91
Etano	51,77	47,38
Propano	50,24	46,25

Fonte: (Adaptado de GARCIA, 2013).

2.2.2.4 Tipos de Câmara de Combustão

A câmara de combustão pode ser dividida em três zonas principais sendo elas: zona primária, zona secundária e zona de diluição. A combustão ocorre na zona primária e é concluída na zona secundária. Para suprir as perdas geradas por dissociação química dos produtos de combustão, são adicionadas quantidades de ar na zona secundária. Já na zona de diluição, ocorre a mistura do ar não utilizado na combustão com os gases quentes para redução a uma temperatura aceitável desses gases na entrada da turbina (CONRADO, 2002).

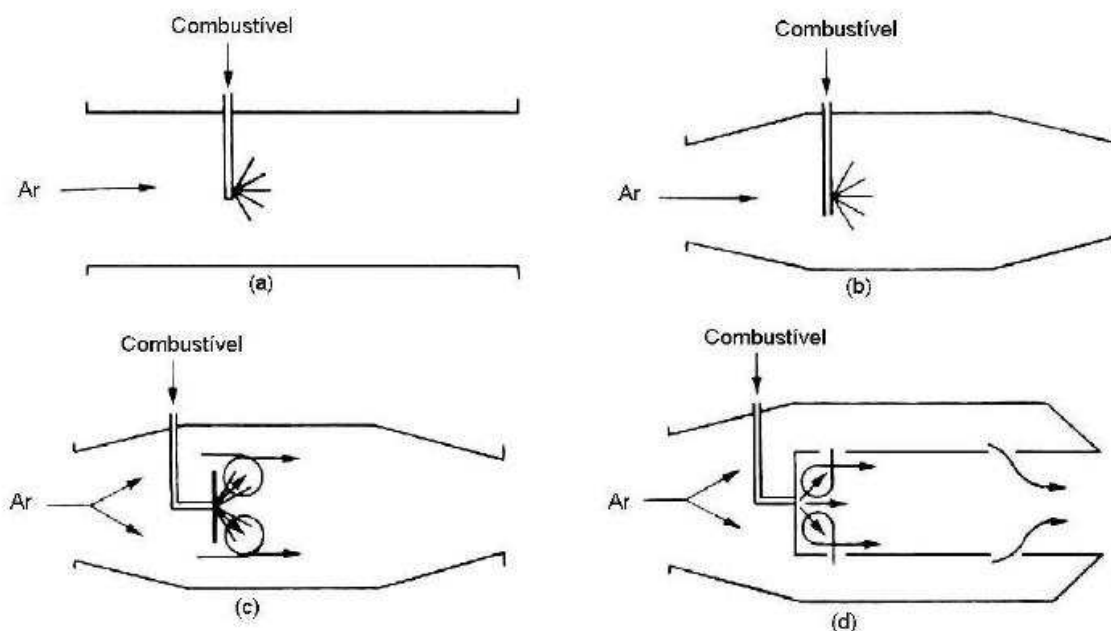
As configurações da câmara de combustão variam desde simples a múltiplas, como mostrado na Figura 13. De modo mais simplificado, a câmara de combustão pode ser constituída por um duto cilíndrico conectando o compressor a turbina (Figura 13a) (CONRADO, 2002). A perda de pressão nessa configuração é muito alta. Isso se deve ao seu perfil de velocidade. Na configuração mostrada na Figura 13(a), a perda de pressão pode chegar a um quarto do aumento de pressão alcançado no compressor, o que impossibilita o uso de tal modelo.

Para solucionar esse problema, difusores e obstáculos mecânicos são utilizados como na configuração mostrada na Figura 13(b). Além do uso de difusores, também foi incorporada a zona de recirculação, mostrada na Figura 13(c), para estabilizar a chama.

Mesmo com a introdução da zona de recirculação e chama estável, outro problema impede que a combustão ocorra. Esse problema reside no fato de que a razão ar/combustível deve ser aproximadamente 50. Tal valor está fora dos limites de inflamabilidade para hidrocarbonetos, que se encontra em torno de 20 (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Como solução, o obstáculo mecânico é substituído pelo *liner* com orifícios, mostrado na Figura 13(d). Essa região tem a finalidade de proporcionar uma zona de baixa velocidade onde a combustão se mantém pela recirculação dos gases quentes formados, o que libera energia suficiente para a ignição do combustível com o ar de entrada. Dessa maneira, somente a vazão de ar necessária a combustão, dentro dos limites de inflamabilidade, é inserida na zona primária. O restante do ar é direcionado as outras zonas e adicionado através dos orifícios (CONRADO, 2002).

Figura 13 - Evolução da configuração de câmara de combustão de turbina a gás.



Fonte: (LEFEBVRE, 1983, apud CONRADO, 2002).

Embora a estabilidade de chama esteja garantida, outros fatores são necessários para que haja combustão. É necessário adequar o aumento de temperatura na câmara, assim como operar com razão ar/combustível dentro dos limites de inflamabilidade. Apesar de ideal, a razão

de equivalência para zona primária de 0,8 produz emissões de NO_x . Com o intuito de reduzi-las, o valor típico de 0,6 é empregado (CARVALHO JUNIOR e LACAVALA, 2003).

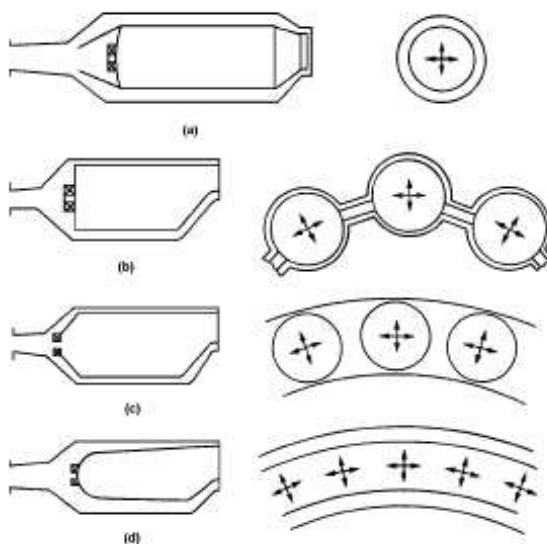
De modo geral, as turbinas podem ser classificadas quanto a sua geometria, distribuição de ar e injeção de combustível. Quanto a geometria, as câmaras de combustão podem ser tubulares, anulares ou tuboanulares (Figura 14).

A câmara tubular é composta por tubos de chama cilíndricos inseridos em uma estrutura também cilíndrica, como mostrado na Figura 14(a) e 14(b). Por outro lado, a câmara anular consiste em um único tubo, com tubo de chama concêntrico a carcaça, mostrada na Figura 14(c). Já a câmara tuboanular é formada por várias câmaras posicionadas ao redor do eixo da turbina envoltas por uma única carcaça anular, combinando as vantagens de ambos os modelos anteriormente mencionados (CONRADO, 2002).

As vantagens e desvantagens de cada modelo foram demonstradas por LEFEBVRE, 1983, apud CONRADO (2002) e podem ser observadas na Tabela 4. Enquanto as câmaras anulares são mais utilizadas em motores de maior porte, indicadas para compressores e turbinas axiais, os motores anulares de menor porte possuem compressores centrífugos e turbinas axiais, porém com o uso de câmaras de combustão diferentes.

Figura 14 – Tipos de câmara de combustão.

(a) Tubular única. (b) Tubular. (c) Tuboanular. (d) Anular



Fonte: (CONRADO, 2002).

Tabela 4 - Comparativo entre os tipos de câmara de combustão.

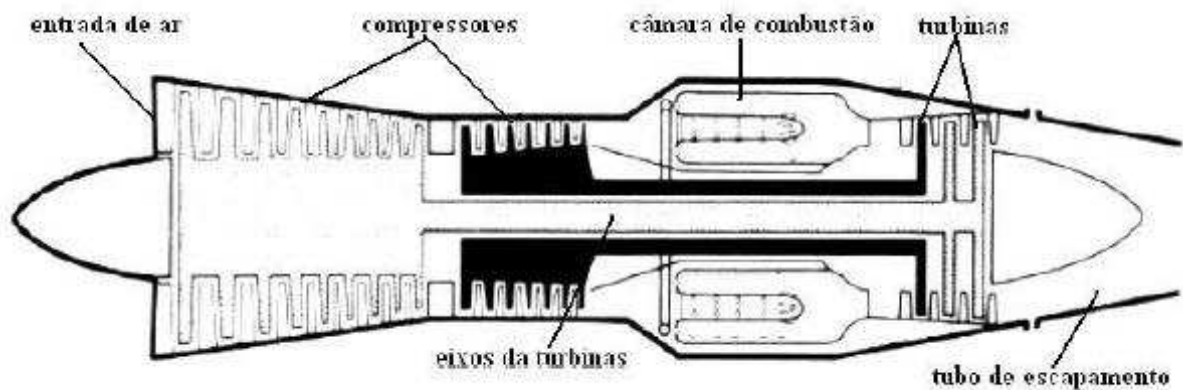
	Vantagens	Inconvenientes
Tubular	<ul style="list-style-type: none"> ● Robustez mecânica. ● Aerodinâmica interna simples, fluxos de ar e combustível. ● Teste de equipamento apenas com uma fração do fluxo total de massa de ar. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Volumoso e pesado. ● Alta perda de pressão. ● Necessita interconectores. ● Acendimento difícil.
Tuboanular	<ul style="list-style-type: none"> ● Robustez mecânica. ● Aerodinâmica interna simples, fluxos de ar e combustível. ● Teste de equipamento apenas com uma fração do fluxo total de massa de ar. ● Baixa perda de pressão. ● Mais curto e leve que a câmara tubular. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Menos compacta que a anular. ● Necessita interconectores. ● Acendimento difícil.
Anular	<ul style="list-style-type: none"> ● Comprimento e peso mínimos. ● Mínima área frontal de pressão. ● Acendimento fácil. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Injetores numerosos e pequenos. ● Sérias deformações no exterior o liner. ● Custo elevado. ● Desenvolvimento difícil (Aerodinâmica complexa e teste de equipamento com fluxo total de massa de ar do motor). ● Dificuldade de manter o perfil de temperatura na saída da câmara estável.

Fonte: (Adaptado de CONRADO, 2002).

Quanto ao fluxo de ar, as turbinas a gás são comumente divididas entre fluxo direto ou reverso. Nas turbinas de fluxo direto, não há alteração na direção do fluxo entre o compressor e a turbina. Uma câmara de combustão com fluxo direto é mostrada na Figura 15 (SILVA, R, 2015).

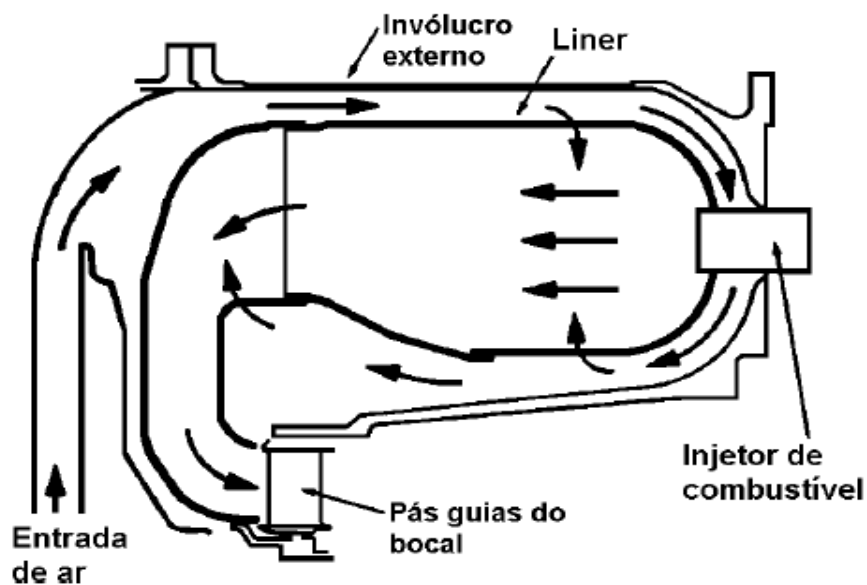
Já na configuração de fluxo reverso, o fluxo tem alteração de direção na câmara de combustão, como mostrado na Figura 16, permitindo que o combustor seja posicionado e mantido concêntrico a turbina ou compressor. Conseqüentemente, neste tipo de fluxo o comprimento do eixo pode ser reduzido (SILVA, R, 2015).

Figura 15 - Turbina a Gás com combustor de fluxo direto.



Fonte: (MAZURENKO, 2013).

Figura 16 - Combustor de fluxo reverso.

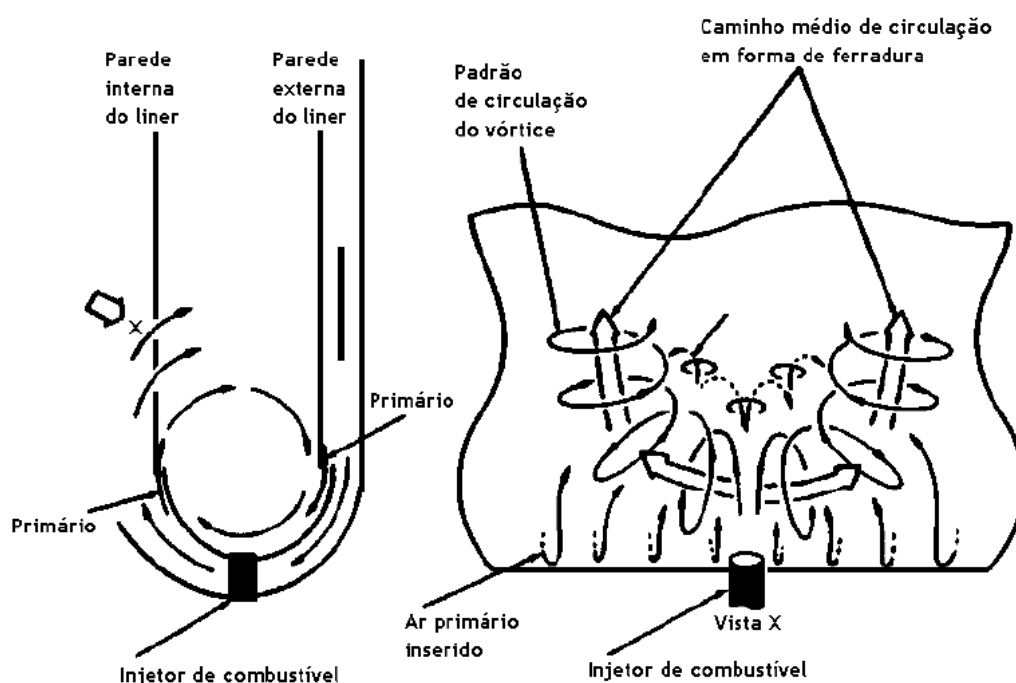


Fonte: (LEFEBVRE, 1983, apud CONRADO, 2002).

Outros tipos de combustores são: combustores regeneradores, de vórtice único, dois estágios, de geometria variável, pré-mistura completa e catalíticos. Nos combustores regeneradores, a combustão é facilitada pela troca de calor dos gases de entrada do compressor com os gases quentes de exaustão, em que estes entram na câmara de combustão por meio de fluxo direto, reverso ou cruzado (CONRADO, 2002).

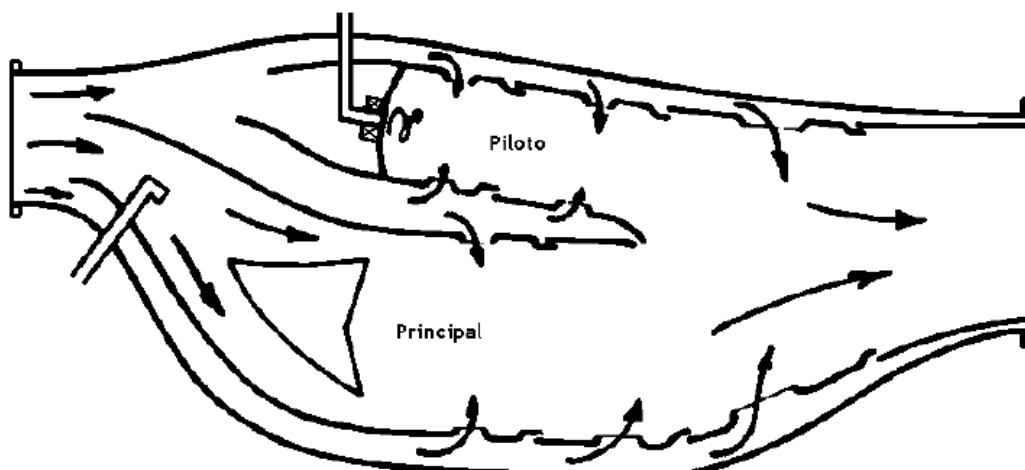
Os combustores de vórtice único são projetados com apenas um vórtice induzido na zona primária que, pelo caminho de sua circulação formam vórtices secundários para completar a combustão (Figura 17). O mesmo não ocorre nos combustores de dois estágios, pois existem zonas separadas de queima, as quais são controladas independentemente (Figura 18). Isso resulta em menores emissões de poluentes, sendo assim vantajoso ambientalmente (CONRADO, 2002).

Figura 17 – Combustor de vórtice único



Fonte: (CONRADO, 2002).

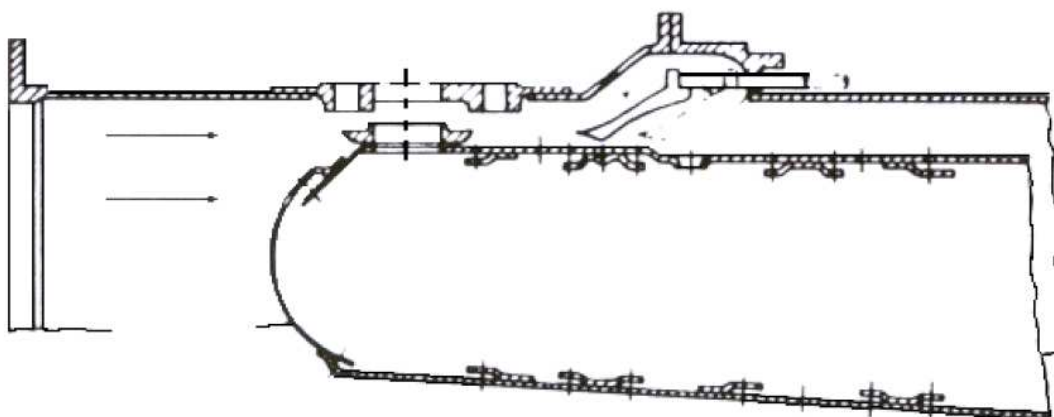
Figura 18 – Combustor de dois estágios



Fonte: (LEFEBVRE, 1983).

Uma alternativa a este último modelo é o combustor de geometria variável, no qual ocorre o controle de entrada de ar na zona primária por meio de uma entrada cônica e um defletor que se movimenta de forma a regular a entrada de ar. Esse modelo é mostrado na Figura 19. Tal mecanismo garante mistura pobre em todas as condições, desta forma reduzindo a emissão de poluentes. Além desses modelos, o combustor com pré-mistura, com o intuito de manter a combustão em ótimas condições, emprega a vaporização do combustível e mistura deste com o ar antes da combustão, assim como também lança mão de geometria variável.

Figura 19 – Combustor de geometria variável



Fonte: (SWAYER, 1985).

O combustor catalítico além de realizar a pré-mistura de combustível e ar, também utiliza um reator catalítico. Este modelo visa a possibilidade de queima pobre com redução de emissões de poluentes (CONRADO, 2002).

Segundo LEFEBVRE (1983), apud CONRADO (2002) e SILVA, R (2015) os principais fatores necessários a um combustor de uma turbina a gás são:

- Elevada Eficiência de Combustão;
- Fácil ignição;
- Amplos limites de estabilidade de chama;
- Ausência de instabilidade acústica devido ao processo de combustão;
- Uniformidade de Temperatura na saída da câmara de combustão;
- Baixas emissões de poluentes gasosos, fuligem, e hidrocarbonetos não queimados;
- Projeto com baixo custo e fácil manutenção;
- Compatibilidade de dimensões com o restante do sistema;
- Durabilidade;
- Operação com diferentes combustíveis.

Entretanto, não é possível conciliar todos esses requisitos, em que é necessário a priorização de alguns de acordo com determinada aplicação. Por exemplo, a elevada eficiência de combustão, confiabilidade, assim como os limites de estabilidade e dimensões do combustor são essenciais as máquinas de uso aeronáutico enquanto que a operação com diferentes combustíveis e custo relativamente baixo de projeto e manutenção são mais considerados para uso industrial ou de geração termelétrica.

2.2.3 Turbinas

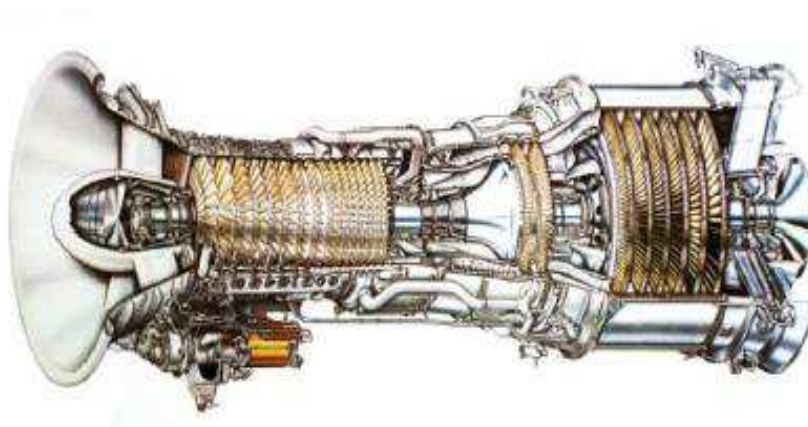
Assim como os compressores, as turbinas, são classificadas em axiais ou radiais. As turbinas axiais são as mais utilizadas. Sua construção é análoga a das turbinas a vapor, podendo ser de ação ou reação (SILVA, J, 2017).

Nas turbinas de ação a perda de pressão total ocorre estágio a estágio no estator, por meio de força impulsiva pelo contato com as palhetas. Já nas turbinas de reação as palhetas alteram a direção do fluxo sem mudar a pressão, ao mesmo tempo em que ocorre uma força de reação devido a passagem convergente do gás pelas palhetas durante o processo de expansão.

Existem ainda as turbinas combinadas, tipo mais utilizado nas turbinas a gás. Estas combinam ambas turbinas de ação e reação.

De mesmo modo, as turbinas axiais podem ser constituídas de vários estágios, sendo que o número deste depende da potência requerida a ser retirada do gás, rotação de operação e diâmetro de projeto (Figura 20). Cada estágio é composto de um empalhamento estacionário (estator ou bocal) e um empalhamento rotativo (rotor). As turbinas radiais, (Figura 21), por outro lado, significativamente semelhantes aos compressores centrífugos, é substancialmente utilizada em turbocompressores automotivos e turbinas de pequeno porte, por serem mais eficientes que as turbinas axiais para baixos fluxos (SILVA, R, 2015).

Figura 20 - Turbina a gás axial aeroderivativa LM2500-GE.



Fonte: (BOYCE, 2006).

Figura 21 - Turbina a Gás radial.



Fonte: (BOYCE, 2006).

2.3 Tipos de Turbinas a Gás e Aplicações

Atualmente existe grande variedade de turbinas a gás no mercado. De modo geral, esses equipamentos podem ser utilizados para propulsão de aeronaves assim como geração de energia. Neste âmbito, as turbinas se dividem em dois grupos sendo estes: Turbinas a Gás aeroderivativas e as industriais ou também chamadas de *heavy duty*.

Apesar de usadas na geração termelétrica, as turbinas aeroderivativas possuem mesma tecnologia aeronáutica e os benefícios adjacentes como menor consumo específico, maior confiabilidade, facilidade de instalação e manutenção e disponibilidade no mercado. Sua potência varia por de 14 MW a 42 MW com rendimento térmico de 35% a 42%, podendo operar com diferentes combustíveis como gás natural e querosene (SILVA, 2015).

Por outro lado, as turbinas a gás industriais têm seu desenvolvimento voltado para grande esforço mecânico e essencialmente industrial. Este tipo conta com vantagens como maior robustez, baixo custo, além de flexibilidade com capacidade máxima de aproximadamente 340 MW (ANDRADE, 2017).

A potência serve como critério de classificação para as turbinas em três categorias principais. Estas categorias são: turbinas de pequeno porte (abaixo de 1 MW), em que as microturbinas atingem valores até 300 kW, médio porte (1 MW a 15 MW) e grande porte (acima de 15 MW) (ANDRADE, 2017).

As turbinas a gás têm demonstrado nos últimos anos forte emprego no acionamento de geradores elétricos, assim como em sistemas de cogeração. As Figuras 22 e 23 mostram turbinas aeroderivativas e industriais respectivamente.

Figura 22 - Turbina a gás aeroderivativa GE LM2500.



Fonte: (GE AVIATION, 2016).

Figura 23 - Turbina a gás heavy duty GE 7HA.



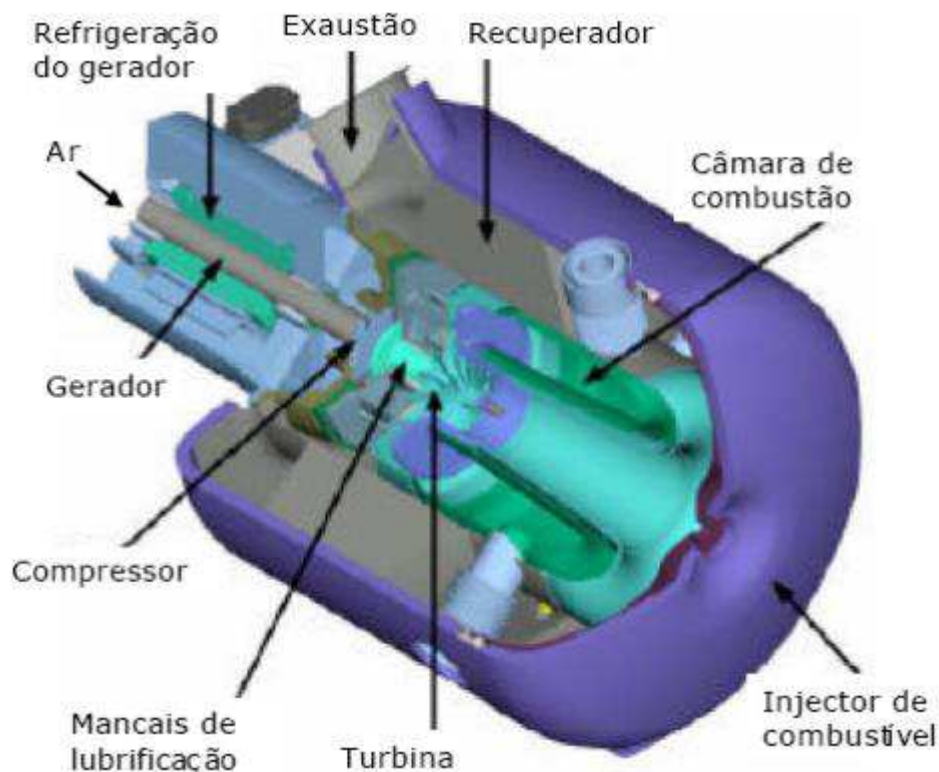
Fonte: (GE POWER & WATER, 2016).

2.4 Microturbinas a Gás

As microturbinas a gás são assim chamadas por serem um conjunto gerador de gases com dimensão reduzidas, se comparada a turbinas a gás convencionais. As microturbinas a gás são compostas por compressor, câmara de combustão turbina e gerador elétrico quando para fins de produção de eletricidade (GOMES, 2011).

No início de sua fabricação, as microturbinas a gás tinham finalidade de transporte, como motores de ônibus e geradores de aviões. Atualmente entre as microturbinas encontradas no mercado, vários modelos são destinados à produção de eletricidade, principalmente funcionando como sistemas de cogeração. Uma pequena parcela das microturbinas a gás é destinada também a produção de calor e CHP (Combined Heat Power) (CEEETA, 2017). No mercado, já são comercialmente difundidas microturbinas a gás com potência de até 200 kW (GOMES, 2011). A Figura 24 mostra uma esquematização de microturbina a gás.

Figura 24 – Esquemática de uma microturbina a gás.



Fonte: (FRANÇA e CASEIRO, 2007).

As microturbinas a gás, devido a sua simplicidade construtiva, são compostas por apenas um estágio de expansão. O ar é admitido no compressor, onde sua pressão é aumentada, sendo direcionado a câmara de combustão. Na câmara de combustão, o ar reage com o combustível, produzindo calor, sendo os gases quentes direcionados a turbina. A expansão dos gases de combustão na turbina gera energia mecânica. Essa energia mecânica é convertida em energia elétrica pelo gerador (CEEETA, 2017).

Além disso, com intuito de aumentar a eficiência energética, recuperadores de calor são posicionados frente ao compressor para troca de calor entre gases de exaustão e ar de admissão do compressor (VENSON, 2006).

Visando aumento na eficiência de sistemas, nota-se o potencial de microturbinas em sistemas de cogeração. Por exemplo, segundo FRANÇA e CASEIRO (2007), enquanto o rendimento global obtido em microturbinas é de 30% com recuperador de calor, ao ser adicionada em sistemas de cogeração, o rendimento global pode atingir mais de 80%.

Outra aplicação que tem demonstrado grande potencial nos últimos anos, está no uso destes equipamentos para geração distribuída de eletricidade em pequena escala. Tal aplicação

está relacionada a vantagens oferecidas pelas microturbinas a gás, dentre essas, a sua simplicidade de projeto, alta confiabilidade, fácil instalação e manutenção, assim como de dimensões reduzidas. Este tipo de aplicação tem alta tendência de ampliação, frente a utilização em sistemas de cogeração no setor terciário, como em hospitais e hotéis (GOMES, 2011).

Ao considerar a necessidade de alternativas mais sustentáveis de geração de eletricidade, há também o uso de microturbinas a gás para geração elétrica a partir de biogás. Além disso, a crescente necessidade de otimização de processos, redução de custos e utilização de novas e diversas fontes de energia, reflete-se em importância significativa na utilização de microturbinas a gás.

Diferentes modelos construtivos têm sido estudados para o projeto e montagem de microturbinas a gás. Por exemplo, o uso de turbocompressores automotivos para fabricação de microturbinas a gás, proporcionando redução de custos.

Entretanto, ao estudar esses avanços no processo construtivo e materiais, são encontrados poucos trabalhos no cenário brasileiro, como os trabalhos de SILVA, R, (2015) e CONRADO (2002). O uso bem sucedido de turbocompressores é demonstrado por trabalhos, como o estudo desenvolvido pelo TURBO&JET ENGINE LABORATORY do Instituto Tecnológico de Israel (2017), ou ainda o trabalho feito por TURRA (2006). Uma esquematização de uma microturbina a gás derivada de um turbocompressor é mostrada na Figura 25.

Figura 25 – Esquematização de microturbina derivada de turbocompressor



Fonte: (TURRA, 2006).

3. DESENVOLVIMENTO

3.1 Metodologia de projeto e dimensionamento da câmara de combustão

Neste item é descrita a metodologia utilizada para o dimensionamento de um combustor para turbina a gás. Desse modo, a câmara de combustão foi obtida pelo projeto de uma câmara de combustão tubular de fluxo reverso seguindo métodos sumarizados por MELCONIAN e MODAK (1985), LEFEBVRE e BALLAL, (2010) e SILVA, R, (2015).

3.1.1 Introdução

O início do projeto é dado pela definição de seus requisitos para todas as condições de operação, assim como pela escolha do combustor a ser utilizado. Relacionado a isso, no estudo uma microturbina é considerada, sendo esta composta pela adaptação de um turbocompressor automotivo Garrett GT5533R, também chamado de GT55R. Nesse modelo ambos compressor e turbina são centrífugos de estágio simples. A escolha da câmara de combustão de fluxo reverso possibilita uso do próprio eixo do turbocompressor. Portanto, o projeto teve como base os métodos apresentados por MELCONIAN e MODAK (1985) e LEFEBVRE e BALLAL, (2010), apud SILVA (2015) para combustores de grandes turbinas a gás operando com hidrocarbonetos.

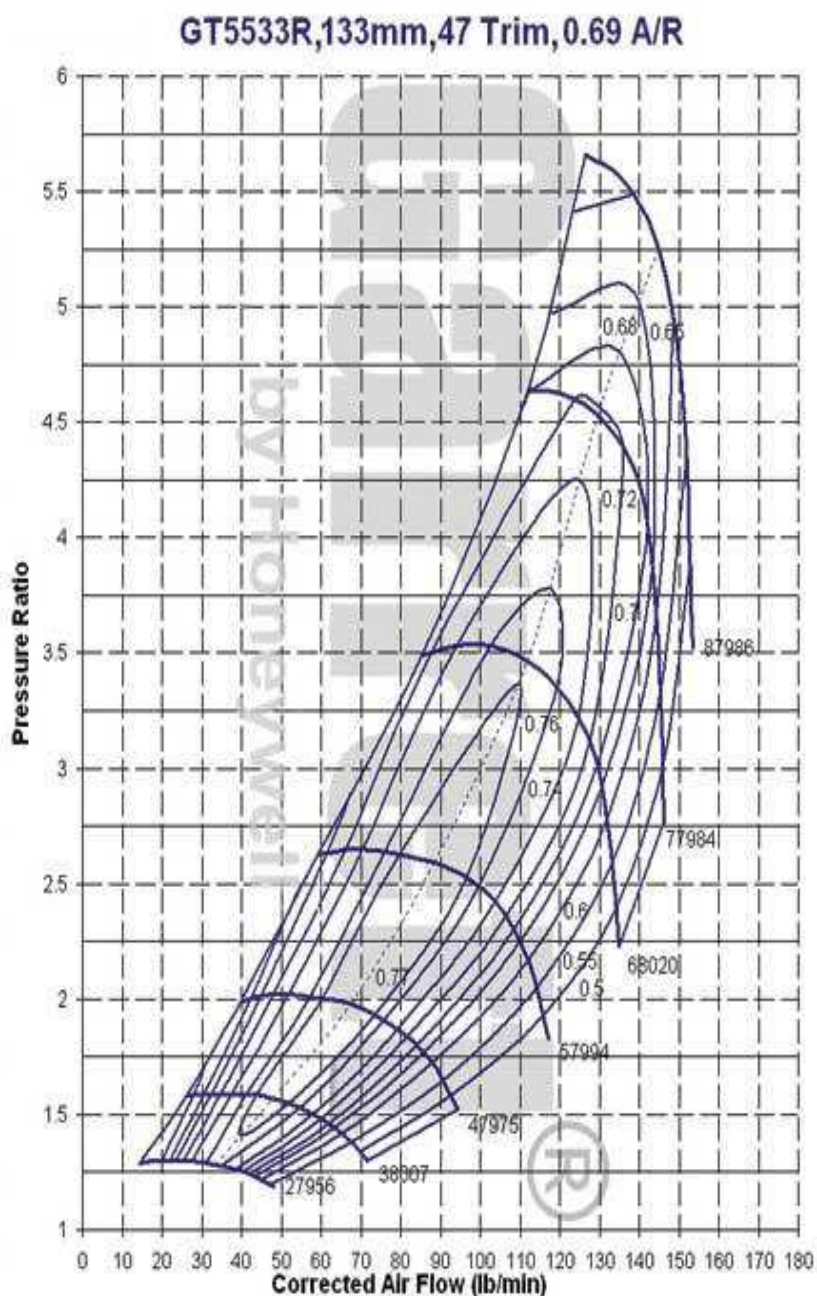
3.1.2 Definição dos parâmetros iniciais de projeto

Tendo em vista que o objetivo deste trabalho como o projeto do combustor e não o detalhamento dos cálculos termodinâmicos dos estados do conjunto gerador de gases, estes foram obtidos a partir do programa Gasturb®, por meio dos dados encontrados na curva de eficiência escolhida do mapa de desempenho do compressor dadas as rotações de 57994 rpm, 68020 rpm e 77084 rpm. Relacionado a isso, para a obtenção de tais dados foram consideradas as condições termodinâmicas estabelecidas pela norma ISO 2314:2009 e API 616:2011, em que $T_{amb} = 298,15 \text{ K}$ e $P_{amb} = 101,325 \text{ kPa}$.

Considerou-se também que a turbina possibilita a expansão dos gases até a pressão atmosférica, não havendo a perda de carga restrita ao requisito da câmara de combustão. Já na câmara de combustão considerou-se eficiência de combustão de 100%, assim como as perdas de potência por atrito foram desconsideradas. A Figura 26 demonstra o mapa de desempenho

do compressor e seus parâmetros de análise de desempenho, bem como os estados termodinâmicos presentes na Tabela 5. Por meio de análise de literatura e seguindo especificações aconselhadas pelo fabricante a temperatura máxima de trabalho da turbina, assumindo esta como sendo o mesmo valor de saída da câmara de combustão, foi definida como 1100 K. O turbocompressor escolhido, GT5533R é mostrado na Figura 27.

Figura 26 - Mapa de desempenho do compressor GT5533R.



Fonte: (GARRETT, 2004).

Tabela 5 - Parâmetros de desempenho do compressor.

Parâmetro	Símbolo	Valor			Unidade
Rotação		57994	68020	77084	Rpm
Eficiência isoentrópica	η_{comp}	77	76	72	%
Razão de compressão	PR	2,5	3,5	4,5	
Pressão total de saída	P2	253312	354637	455962	Pa
Temperatura na saída	T2	399,55	449,77	500,44	K
Vazão mássica de ar	mar	718,1877	831,586	982,7831	g/s
Vazão mássica de combustível	mcomb	8,76	9,34	10,08	g/s

Figura 27 – Turbocompressor automotivo GT5533R.



Fonte: (GARRETT, 2004).

3.1.3 Dimensionamento da câmara de combustão

Definidas as condições e parâmetros iniciais de projeto, o dimensionamento e projeto da câmara de combustão é efetuado de acordo com as fases de projeto apresentadas por SILVA (2015).

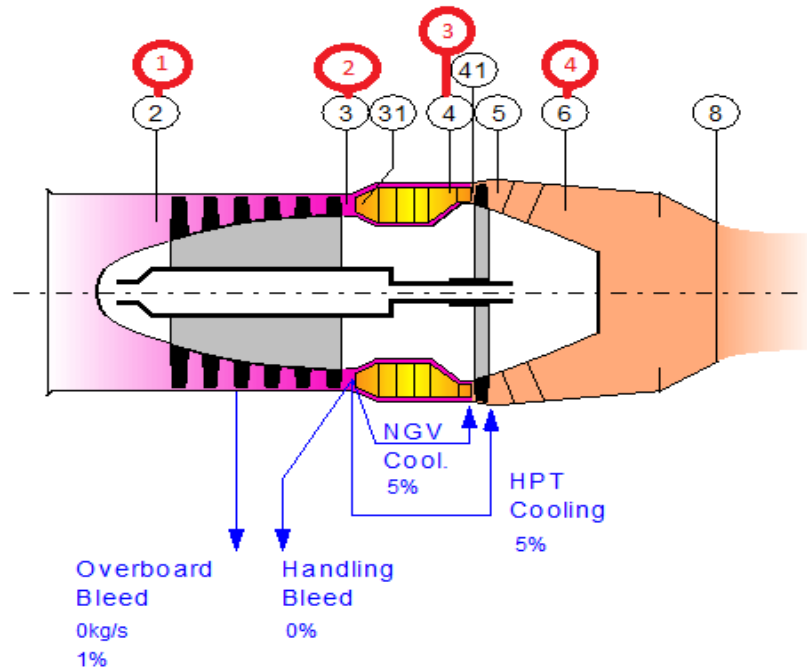
- 1) Determinação dos limites teóricos da razão de equivalência;
- 2) Determinação da razão de equivalência na zona primária;
- 3) Determinação dos limites de estabilidade e extinção de chama na zona primária;
- 4) Dimensionamento da área de referência da câmara de combustão pelo ponto de vista aerodinâmico;
- 5) Dimensionamento da área de referência da câmara de combustão pelo ponto de vista da velocidade de chama;
- 6) Escolha da área e do diâmetro de referência da câmara de combustão;
- 7) Determinação da área e do diâmetro do tubo de chama;
- 8) Verificação da perda de pressão global na câmara de combustão;
- 9) Estimativa da distribuição de ar e do filme de refrigeração;
- 10) Dimensionamento dos comprimentos das zonas da câmara de combustão;
- 11) Dimensionamento do difusor;
- 12) Dimensionamento do *swirler*;
- 13) Dimensionamento da cúpula e da zona de recirculação;
- 14) Determinação do perfil de temperatura nas zonas da câmara de combustão;
- 15) Determinação da temperatura média dos gases nas zonas da câmara de combustão;
- 16) Análise da transferência de calor nas paredes do tubo de chama e carcaça;
- 17) Dimensionamento dos orifícios de admissão do tubo de chama.

Visando a simplificação para fins de cálculo, os estados termodinâmicos do sistema também foram selecionados. No programa Gasturb®, são apresentados vários estados termodinâmicos, em que, como mostrado na Figura 28, foram escolhidos apenas 4:

- 1- Entrada do compressor;
- 2- Saída do compressor e entrada da câmara de combustão;
- 3- Saída da câmara de combustão e entrada da turbina;

4- Saída da turbina.

Figura 28 - Estados termodinâmicos considerados para fins de cálculo.

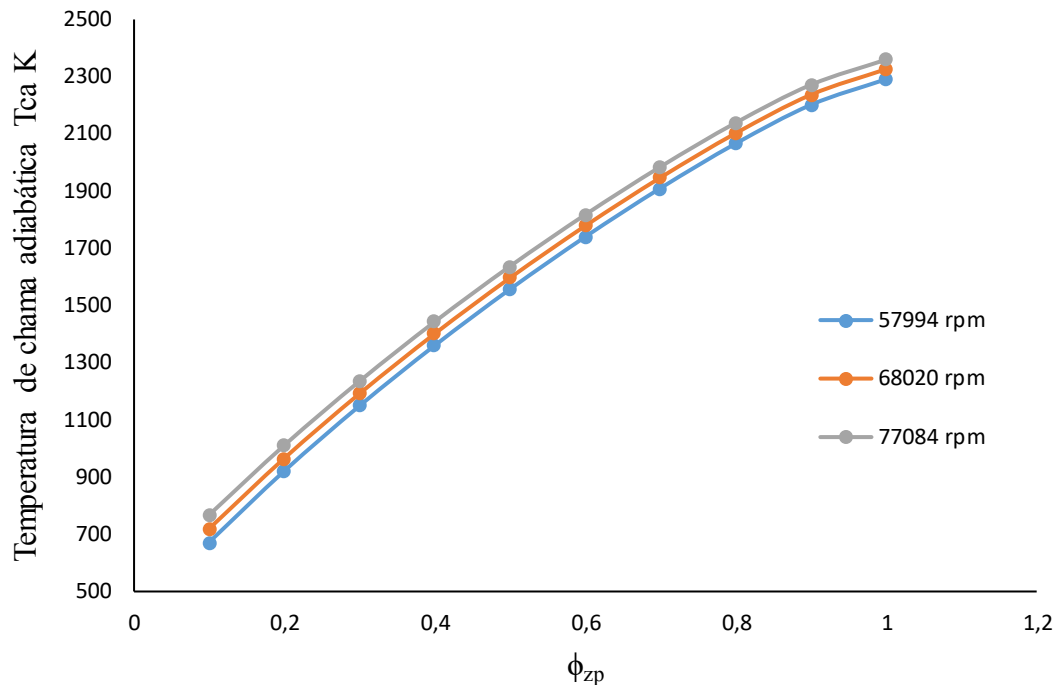


3.1.3.1 Limites Teóricos da Razão de Equivalência

Com o intuito de garantir ignição em qualquer condição de combustão de hidrocarbonetos, a sugestão de temperatura mínima para zona primária de 1600 K dada por MELCONIAN e MODAK (1985) foi adotada como base.

Para obter a temperatura de chama adiabática (T_{ca}) de acordo com a variação da razão de equivalência, dadas as pressões e temperatura do reator, o programa Gaseq® foi utilizado. Foram considerados três casos, com o gás natural como combustível, sendo calculadas três rotações distintas para cada caso. A Figura 29 demonstra a variação de temperatura de chama adiabática para cada caso, em função da razão de equivalência.

Figura 29 - Temperatura de chama adiabática



3.1.3.2 Razão de Equivalência e Razão Ar/Combustível na Zona Primária

A razão de equivalência global ($\Phi_{gl.}$) é o quociente entre a razão ar/combustível estequiométrica e a real, considerando a combustão total. Por meio das curvas desenvolvidas para T_{ca} em relação ao $\Phi_{gl.}$, admitindo a região pobre, os limites teóricos da razão de equivalência foram encontrados.

O limite da razão de equivalência na região pobre se encontra no valor correspondente a temperatura de 1600 K. Segundo MELCONIAN e MOLDAK (1985), esta temperatura estabelece o mínimo para estabilidade de chama e garantia de combustão. A Tabela 6 mostra os limites teóricos da razão de equivalência encontrados.

Tabela 6 - Limites teóricos de razão de equivalência

Rotação (krpm)	Φ	T_{ca} (K)
57,994	0,6	1740,3
68,02	0,6	1778,5
77,084	0,5	1637,3

A partir dos limites de razão de equivalência escolhidos, de forma a assegurar a combustão na zona primária, é possível determinar a razão de equivalência desta zona. Relacionado a isso, MELCONIAN e MODAK (1985) demonstram que para evitar emissões de CO e HCs um valor máximo para a razão de equivalência é tido como $\Phi = 1,5$.

Outro fator importante para o cálculo da razão de equivalência da zona primária é a razão de equivalência global da combustão. Esse valor é obtido por meio do quociente entre a razão ar/combustível real e a estequiométrica da reação de combustão de cada combustível. Desse modo, por meio da Equação 5 é obtida a razão de equivalência da zona primária, e consequentemente pela Equação 6 a razão ar/combustível da zona primária é encontrada. Para tal, foi selecionado o valor de 30% de porcentagem de ar admitida na zona primária, A Tabela 7 demonstra os valores encontrados para razão ar/combustível e quantidade de ar na zona primária.

$$\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{\Phi_{gl}}{\Phi_{zp}} \quad 5$$

$$f_{ac_{zp}} = f_{ac_{gl}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_{ar}} \right) \quad 6$$

Tabela 7 - Razão ar/combustível e quantidade de ar para zona primária

Rotação	$\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_{ar}}$	Φ_{zp}	Φ_{lim}	$f_{ac_{zp}}$
57994 rpm	30%	0,698	0,6	24,595
68020 rpm	30%	0,642	0,6	26,710
77084 rpm	30%	0,587	0,5	29,249

3.1.3.3 Área de referência da Câmara de combustão pelo ponto de vista aerodinâmico

A área de referência serve como base para os demais cálculos das dimensões da câmara, dado que a mesma é a seção transversal da carcaça. O diâmetro de referência é então formulado em relação a esta área. Pelo ponto de vista aerodinâmico, assim como fundamentado por MELCONIAN e MODAK (1985) e exemplificado por SILVA, (2015), a área de referência pode ser obtida como função da perda de pressão. Esta perda de pressão pode ser admitida, como os valores para combustor tubular, dados os parâmetros iniciais deste projeto, como fundamentado por LEFEBVRE, (1983), apud CONRADO, (2002) (Tabela 8).

Tabela 8 - Valores de Perdas de pressão em câmaras de combustão

Tipo de Combustor	$\Delta P_{3-4}/P_3$	$\Delta P_{3-4}/q_{ref}$
Tubular	0,07	37
Tuboanular	0,06	28
Anular	0,06	20

Fonte: (LEFEBVRE, 1983, apud CONRADO, 2002).

Assim, a área de referência pode ser obtida pela Equação 7, demonstrada por MELCONIAN e MODAK (1985) e LEFEBVRE e BALLAL (2010), apud SILVA, (2015).

$$A_{ref,aer} = \left[143,5 \cdot \left(\frac{m_{ar} \sqrt{T_2}}{P_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \right) \cdot \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} \right)^{-1} \right]^{0,5} \quad 7$$

O parâmetro $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$, é definido como fator de perda de pressão e está relacionado a perda de pressão dinâmica na entrada do combustor e associado a resistência de escoamento do fluxo. Por outro lado, o parâmetro $\Delta P_{3-4}/P_3$, que representa a perda de pressão total de entrada da câmara tem seu valor variado de 4 a 8 %.

Após a determinação da área de referência o diâmetro de referência pode ser encontrado por meio de sua relação com a área, expresso na Equação 8 (MELCONIAN e MODAK (1985).

$$D_{ref,aer} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{ref,aer}}{\pi}}$$

8

Portanto, os valores de área de referência e diâmetro de referência calculados, podem ser observados na Tabelas 9.

Tabela 9 - Áreas e diâmetros de referência pelo ponto de vista aerodinâmico

Rotação (rpm)	57994	68020	77084
A_{ref} (m ²)	0,015798	0,013850	0,013416
D_{ref} (m)	0,141827	0,132794	0,130696

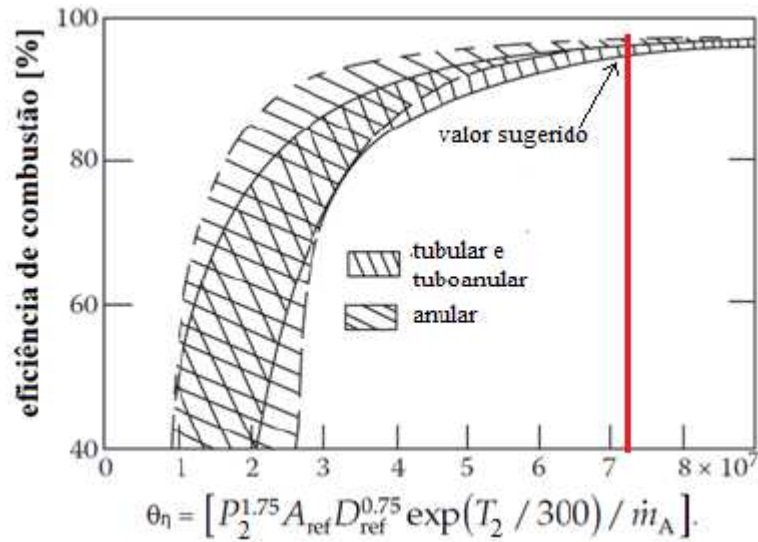
3.1.3.4 Área de Referência da Câmara de Combustão pelo ponto de vista da velocidade de queima.

Com o uso deste método algumas análises podem ser feitas. Por exemplo, utilizando o método de velocidade de queima é possível (SILVA, 2015):

- (a) Conjecturar o comportamento do combustor em diferentes condições de operação,
- (b) Demonstrar o desempenho de novas câmaras partindo de dados de ensaios de modelos semelhantes.
- (c) Comparar as características de projeto de diferentes equipamentos mesmo que de tamanhos e condições de operação diferentes.

Este método consiste na consideração da zona de combustão como uma chama de um bico de Bunsen em escoamento turbulento. Relacionado a isso, há a derivação da carga aerodinâmica que relaciona dados experimentais de eficiência de combustão coletados com a variação da pressão, temperatura e vazão de ar de diferentes projetos de combustores. Tal parâmetro é adimensional, sendo representado por θ_η demonstrado por LEFEBVRE e BALLAL (2010) e MELCONIAN e MODAK (1985). A relação entre a eficiência de combustão e a carga aerodinâmica é mostrada na Figura 30.

Figura 30 – Eficiência de combustão.



Fonte: (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

É encontrado na literatura que para valores de θ_η maiores que $7,3 \times 10^7$, a eficiência de combustão se aproxima de 100% (Figura 30). Tal valor foi utilizado como mínimo nos cálculos de área e diâmetro de referência, realizados por meio da Equação 9. É importante ressaltar o fator de correção de temperatura “b” presente na Equação 9. Tal fator varia de acordo com a razão ar/combustível global de cada equipamento, em que por literatura o valor de 150 é utilizado para razões próximas a 100. Todavia, MELCONIAN e MODAK definiram a Equação 10 para cálculo de “b” e de acordo com a razão de equivalência da zona primária para as condições dadas. Os resultados obtidos para “b” podem ser observados na Tabela 10.

$$\theta_\eta = \frac{P_2^{1,75} \cdot A_{ref,vq} \cdot D_{ref,vq}^{0,75} \cdot \exp\left(\frac{T_2}{b}\right)}{m_{ar}} \quad 9$$

$$b = 245 \cdot (1,39 + \ln \Phi_{zp}) \text{ para } 0,6 < \Phi_{zp} < 1,0 \quad 10$$

Tabela 10 - Valores calculados para fator de correção de temperatura “b”

Rotação (rpm)	57994	68020	77084
Φ_{zp}	0,698	0,642	0,587
b	252,355	232,144	209,896

Para resolução da Equação 9, foi aplicado método numérico, em que a equação é resolvida para D_{ref} e a partir da relação entre diâmetro-área a área de referência foi obtida. Os resultados obtidos para áreas e diâmetros de referência são mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 - Áreas e diâmetros de referência pelo ponto de vista de velocidade de queima

Rotação (prm)	57994	68020	77084
Aref (m ²)	0,01615	0,00905	0,00536
Dref (m)	0,14339	0,10734	0,08263

3.1.3.5 Escolha da Área e do Diâmetro de Referência da Câmara de Combustão

Os valores de área e diâmetro de referência calculados por ambos os pontos de vista aerodinâmico e de velocidade de queima são mostrados na Tabela 12. Relacionado a isso, é intuitivo considerar que um tubo de chama de área maior é mais vantajoso, visto que o aumento do diâmetro leva a redução da velocidade fazendo com o tempo de residência no tubo de chama aumente.

Essas consequências são favoráveis tanto para estabilidade de chama quanto para ignição, levando a uma melhor eficiência de queima. Contudo, ao aumentar o diâmetro externo do tubo de chama para uma mesma área interna da carcaça, a área anular entre tubo de chama e carcaça é reduzida. Isso resulta em aumento da velocidade na região anular e diminuição da queda de pressão através dos orifícios do tubo de chama.

Essa redução é prejudicial, pois a perda de pressão nos orifícios garante a distribuição e inserção apropriada de ar ao entrar no tubo de chama, além de turbulência suficiente para mistura rápida deste com os produtos de combustão (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Pelo ponto de vista de velocidade de queima, a maior área de referência possível garante a maior eficiência de queima, logo deve ser escolhida (SILVA, 2015). Entretanto, uma maior área de contato entre escoamento o combustor apresenta desvantagens, pois aumenta a perda de carga dentro da câmara.

Desse modo, para atender os aspectos e considerações apresentadas e ainda facilitar o processo de usinagem e soldagem, os valores de área e diâmetro de referência escolhidos foram $A_{ref}=0,016$ e $D_{ref}=0,150$ (Tabela 13).

Tabela 12 - Comparativo entre áreas e diâmetros de referência calculados

Rotação (rpm)	57994	68020	77084
$A_{ref,aero}$ (m ²)	0,016	0,014	0,013
$D_{ref,aero}$ (m)	0,142	0,133	0,131
$A_{ref,vc}$ (m ²)	0,016	0,009	0,005
$D_{ref,vc}$ (m)	0,143	0,107	0,083

Tabela 13 - Valores de Área e Diâmetro de referência escolhidos para as condições de projeto.

A_{ref} (m ²)	0,016
D_{ref} (m)	0,150

3.1.3.6 Determinação da Área e do Diâmetro do Tubo de Chama

De acordo com MELCONIAN e MODAK (1985), a área do tubo de chama equivale a 70% da área de referência. Partindo deste pressuposto, a análise e cálculo da área e diâmetro do tubo de chama foram obtidos, sendo demonstrados na Tabela 14.

Tabela 14 - Área e diâmetro do tubo de chama calculados

A_{tc} (m ²)	0,012
D_{tc} (m)	0,13

3.1.3.7 Verificação da Perda de Pressão Global e Eficiência de Combustão

De mesmo modo, anteriormente fundamentado por MELCONIAN e MODAK (1985), a perda de pressão real na câmara de combustão é obtida pela Equação 11. Relacionado a isso, a perda de carga total calculada pelo método aerodinâmico é inferior ao valor referenciado por

tais autores, logo a verificação de perda de carga atende aos requisitos de projeto. Os valores verificados são demonstrados na Tabela 15.

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2} = \left[\left(\frac{R_{ar}}{2} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ar} \cdot \sqrt{T_2}}{P_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \right) \cdot (A_{ref})^{-1} \right]^{0,5} \quad 11$$

Tabela 15 - Perda de Carga total verificada para Dref = 0,150 m

Rotação (rpm)	57994	68020	77084
$\Delta P_{23}/P_2$	3,066%	2,873%	2,828%

A Tabela 16 demonstra a verificação da carga termodinâmica. É importante ressaltar que todos os valores obtidos encontram-se acima do valor mínimo de $\theta_{\eta}=7,3 \cdot 10^7$ apresentado para garantia de combustão adequada.

Tabela 16 - Carga dinâmica calculada para Dref = 0,15 m

Rotação (rpm)	57994	68020	77084
θ_{η}	$7,48 \cdot 10^7$	$1,66 \cdot 10^8$	$3,41 \cdot 10^8$

3.1.3.8 Estimativa da Distribuição de Ar e do Filme de Resfriamento

A análise de distribuição de ar é realizada no decorrer do tubo de chama. Nesta, o ar usado para refrigeração tem sua proporção calculada pelo equacionamento apresentado por ODGERS (1980) e aplicado por SILVA (2015), Equação 12.

$$\frac{\dot{m}_{refri}}{\dot{m}_{ar}} = 0,1 \cdot T_2 - 30 \quad 12$$

De mesma forma as proporções de ar nas demais zonas da câmara de combustão são calculada por tal equacionamento. Entretanto, vale lembrar que a vazão de ar da zona primária

já foi determinada nos primeiros estágios do projeto, sendo esta equivalente a 30% da vazão de ar admitido no compressor. Por outro lado, segundo LEFEBVRE e BALLAL (2010), a vazão da zona secundária está vinculada ao critério de que a sua razão de equivalência deve ser menor que $\phi_{zs}=0,8$ (Equação 13).

$$\frac{\dot{m}_{zs}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{\Phi_{gl}}{\Phi_{zs}} - \frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_{ar}} \quad 13$$

Portanto o restante do ar é direcionado para a zona de diluição, vazão esta obtida por meio da Equação 14. A distribuição de ar completa entre as zonas do tubo de chama é mostrada na Tabela 17.

$$\frac{\dot{m}_{zd}}{\dot{m}_{ar}} = 1 - \frac{\dot{m}_{zp} + \dot{m}_{zs} + \dot{m}_{refri}}{\dot{m}_{ar}} \quad 14$$

Tabela 17 - Distribuição de ar no combustor

Parâmetro	Vazão de ar [%]		
	57994 rpm	68020 rpm	77084 rpm
Refrigeração	9,955	14,977	20,044
Zona Primária	30	30	30
Zona Secundária	45	45	32,5
Zona de Diluição	15,045	10,023	17,456

3.1.3.9 Comprimento das Zonas da Câmara de Combustão

De acordo com MELCONIAN e MODAK (1985), algumas recomendações devem ser seguidas quanto ao dimensionamento dos comprimentos das zonas de combustão para garantia de combustão. A relação entre o comprimento da zona primária e o diâmetro do tubo de chama deve se encontrar entre $\frac{2}{3}$ e $\frac{3}{4}$ sendo este último vinculado a uma maior eficiência de combustão. Desse modo o comprimento da zona primária pode ser calculado a partir da Equação 15.

$$L_{zp} = 0,75 \cdot D_{tc} \quad 15$$

Por outro lado, a zona secundária tem sua razão definida em $\frac{1}{2}$ entre seu comprimento e o diâmetro do tubo de chama. Este comprimento pode ser calculado pela Equação 16.

$$L_{zs} = 0,5 \cdot D_{tc} \quad 16$$

Ao se tratar de comprimento total do tubo de chama, duas variáveis exercem função sobre o mesmo, a saber a perda de carga e a qualidade transversal (Equação 17).

$$TQ = 1 - e^{\left(-0,07 \cdot \left(\frac{L_{tc}}{D_{tc}}\right) \cdot \left(\frac{\Delta P_{tc}}{q_{ref}}\right)\right)^{-1}} \quad 17$$

A qualidade transversal está relacionada a variação de temperatura de acordo com o perfil podendo ser calculado pela Equação 18.

$$TQ = \frac{T_{máx} - T_4}{T_3 - T_4} \quad 18$$

Entretanto, para fins de cálculo, de modo a simplificar a obtenção dos comprimentos das zonas, algumas considerações podem ser tomadas para projetos. Primeiramente é possível considerar o fator de perda de pressão dinâmica no tubo de chama equivalente a perda de pressão entre os estados 2 e 3 ($\Delta P_{tc}/q_{ref} = \Delta P_{2-3}/q_{ref}$). Desse modo, pode-se admitir o valor demonstrado por LEFEBVRE e BALLAL (2010) de 37% para $\Delta P/q_{ref}$. Assim, com as considerações tomadas e dados obtidos o fator de qualidade transversal pode ser obtido, como demonstrado na tabela 18.

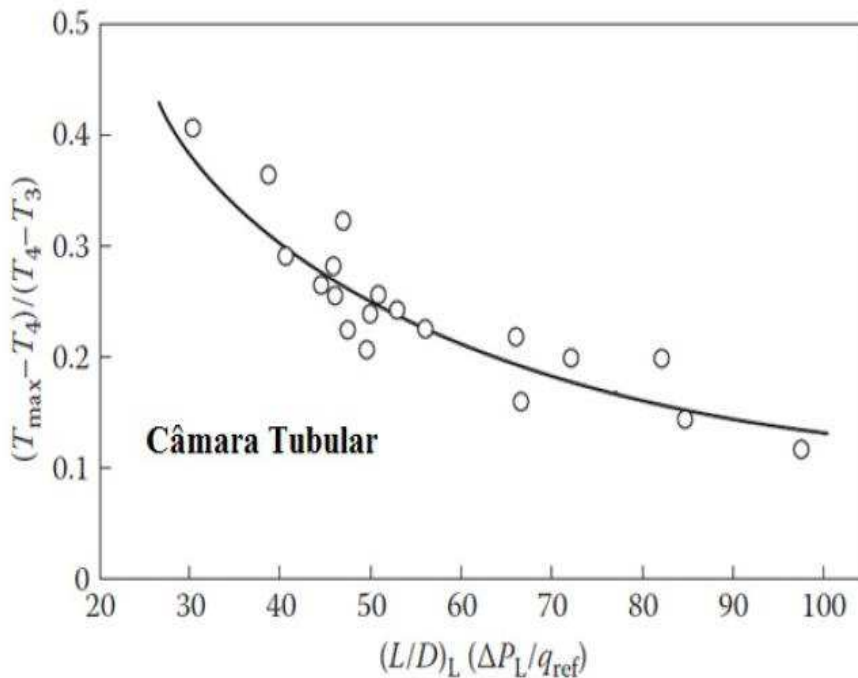
Tabela 18 - Fator de perda de pressão adotado e qualidade transversal calculada

Referência	DeltaP2-3/qref	TQ
Lefebvre & Ballal (2010)	37	16,96%

Analisando as considerações propostas por MELCONIAN e MODAK (1985) e LEFEBVRE e BALLAL (2010), as quais foram seguidas por SILVA (2015), admitiu-se a relação entre comprimento e diâmetro da carcaça no intervalo de 1,5 e 2,2. Desse modo, o valor mínimo para o comprimento do combustor é de $L_{car} = 0,225$ m. Por um lado, o aumento do diâmetro aumenta o tempo de residência, melhorando a eficiência de combustão. Por outro lado diâmetros maiores são mais custosos, além de aumentarem a o volume da câmara, gerando mais perda de carga, a qual não é indesejável. Portanto, para determinar os comprimentos das zonas de combustão, o comprimento total foi admitido como $L_{car} = 0,271$ m, tendo este sua conformidade verificada por meio da curva de relação entre comprimento/diâmetro apresentada por LEFEBVRE e BALLAL (2010) (Figura 31). Com o comprimento total definido, o comprimento da zona de diluição pode ser definido segundo a Equação 19.

$$L_{zd} = L_{tc} - (L_{zp} + L_{zs}) \quad 19$$

Figura 31 - Relação entre comprimento e diâmetro do tubo de chama e a zona de diluição em função do fator de perda de pressão e temperatura.



Fonte: (LEFEBVRE e BALLAL, 2010, apud SILVA, 2015).

Os comprimentos das zonas de combustão assim como o comprimento total do tubo de chama podem ser observados pela Tabela 19.

Tabela 19 – Comprimentos das zonas de combustão

Zona Primária	Zona Secundária	Zona de Diluição	Total
0,098 m	0,065 m	0,11 m	0,271 m

3.1.3.10 Difusor

Os difusores são dispositivos onde ocorre a perda de pressão pelo escoamento do ar através da câmara de combustão, também chamada de perda de pressão fria. Por permitirem a formação de turbulência, os difusores são benéficos para a combustão.

A microturbina apresenta menores necessidades de mecanismos de recirculação e direcionamento de ar. Uma das finalidades do difusor se encontra na redução da velocidade de saída do ar no combustor a valores que permitam a combustão (CONRADO, 2002).

De modo geral, o dimensionamento do difusor é determinado segundo restrições de espaço do motor (SILVA, 2015). Por se tratar de uma microturbina, o projeto apresenta solução que compreende restrições de espaço, perda de pressão, além de uniformidade de escoamento.

Portanto, tendo em vista sua finalidade didática, para facilitar o projeto, assim como reduzir os custos, a configuração da microturbina não permite a montagem do difusor.

3.1.3.11 Dimensionamento do Swirler

A zona de recirculação exerce papel fundamental no combustor. Esta deve existir mesmo que não haja a presença do difusor, para a formar os chamados círculos mágicos. Os círculos mágicos representam a zona de recirculação formada à jusante do injetor com intuito de estabilização aerodinâmica da chama (SILVA, 2015). Nessa região ocorre a recirculação dos gases quentes para que a mistura ar combustível seja estabilizada e ignitada de forma contínua.

O uso do Swirler é uma das melhores maneiras de induzir um fluxo de recirculação na zona primária de forma a intensificar a mistura ar/combustível. A utilização deste equipamento permite a formação de regiões de forte cisalhamento, alta turbulência, assim como elevadas taxas de mistura entre os reagentes. Outra vantagem do uso do swirler como estabilizador de chama em relação a outros dispositivos, corpos rombudos por exemplo, está na menor perda de carga gerada. A recirculação com o uso do swirler pode ser aumentada pelos seguintes fatores:

- Aumento das pás;
- Aumento do número de pás;
- Diminuição da razão de aspectos das pás;
- Mudança de pás retas para pás curvas.

Sua composição básica reside em um swirler de pás posicionadas a determinado ângulo na área circular entre o diâmetro externo do injetor e diâmetro externo calculado. Relacionado a isso, algumas variáveis exercem influência na recirculação, como: o grau de swirl, a perda de carga e o ângulo de divergência da cúpula do swirler. Outra consideração que pode ser feita consiste em adotar o comprimento da zona de recirculação como o dobro do diâmetro do swirler, se desprezados os efeitos da admissão de ar secundário.

No dimensionamento do swirler, a vazão de ar deve permitir que seu momento seja igual ao do ar de entrada na zona de recirculação. MELCONIAN e MODAK (1985) apud SILVA (2015) demonstrando o uso da vazão mássica de ar no intervalo de 3% a 12% da vazão de ar proveniente do compressor, enquanto que o ângulo de divergência da cúpula pode ser aproximado do valor do ângulo das pás, o qual encontra-se entre 45 e 70. De modo geral, o número de pás varia de 8 a 10.

Com o valor do ângulo de escoamento (β_{sw}) a perda de pressão dinâmica do swirler é calculado pelas Equações 20 e 21. Pelo fato da configuração do combustor não conter difusor e bocal na entrada do tubo de chama, esta equação pode ser reduzida a Equação 2.

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} \cdot \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 \cdot \sec^2 \beta_{sw} - \left(\frac{A_{ref}}{A_{tc}} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{m_{sw}}{m_{ar}} \right)^2 \quad 20$$

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{sw} - P_{tc}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{bac}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} \quad 21$$

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \quad 22$$

O fator de forma das pás (K_{sw}) varia de 1,30 para pás retas e 1,15 para pás curvas. As pás curvas são mais eficientes do que as retas por permitirem que o fluxo axial seja calculado gradualmente. No caso das pás retas há produção de chama mais estável além da redução de barulho de combustão, sendo perfil de velocidade de saída com menores picos e menor dependência radial. Outra vantagem significativa das pás retas consiste em seu custo

relativamente baixo e maior facilidade de produção. Por esse motivo, as pás retas foram escolhidas para a configuração atual de projeto.

A área do swirler também presente na Equação 20 pode ser calculada por meio da Equação 23. O número de injetores é representado por N_{inj} . É válido ressaltar que como argumentado por LEFEBVRE e BALLAL (2010) a área do swirler deve ser 50% maior que o valor calculado pela Equação 23.

$$A_{sw} = A_{ref} \cdot \frac{\sec \beta_{sw}}{N_{inj} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \cdot \frac{1}{K_{sw} \cdot \left(\frac{m_{sw}}{m_{ar}}\right)^2} + \left(\frac{A_{ref}}{A_{tc}}\right)^2}} \quad 23$$

Com o valor de área determinado é possível obter o diâmetro externo do swirler (Equação 24), desconsiderando a espessura das pás, por essas serem muito finas. Este diâmetro se aproxima de 30% de D_{ref} . O diâmetro interno do swirler está relacionado ao dimensionamento da lança do injetor de combustível, e seu valor reside entre 10% a 15% de D_{ref} .

$$D_{sw} = \sqrt{\left[\frac{4 \cdot A_{sw}}{\pi} + D_{int,sw}^2 \right]} \quad 24$$

O número do swirler é um parâmetro adimensional o qual representa a relação física entre os componentes axiais das quantidades de movimento angular e axial do escoamento. Esta grandeza tem significativa importância por permitir a quantificação da intensidade de escoamento na zona de recirculação. Tal número pode ser obtido por meio da Equação 25.

$$S_n = \left\{ \left(\frac{2}{3} \right) \cdot \left[\frac{1 - \left(\frac{D_{int,sw}}{D_{sw}} \right)^3}{1 - \left(\frac{D_{int,sw}}{D_{sw}} \right)^2} \right] \cdot \tan \alpha_{sw} \right\} \quad 25$$

Todavia, é recomendado o uso de número de swirler maiores, ou seja, forte intensidade ($S_n > 0,6$), visto que para $S_n = 0,4$ não ocorre recirculação (BEER & CHIGIER, 1972 apud SILVA, 2015). Outros estudos também apontam o valor de 1,19 para o número de swirler para uma combustão mais homogênea e mais intensa.

Por meio das Tabelas 20 e 21 são demonstrados os parâmetros de projeto para o dimensionamento do swirler. Os mesmos foram calculados seguindo as recomendações apresentadas, lançando mão do valor de área do swirler corrigida, além da escolha e verificação do diâmetro do swirler. O intuito da verificação é de avaliar se a vazão obtida para o swirler está de acordo com a vazão de projeto, para que, havendo alguma alteração, o novo valor seja utilizado no projeto.

Tabela 20 – Parâmetros de Projeto do swirler

Parâmetro	Valor
$D_{int,sw}$	0,015
N_{inj}	1
α_{sw}	0,00072
$\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{ar}}$	0,08
Pás Finas e Retas	1,3
Número de pás (n_v)	8
Espessura da pá (t_v)	0,001

Tabela 21 - Projeto do swirler

Referência	$\Delta P_{2-3}/q_{ref}$	A_{sw} (m ²)	D_{sw} (m)	D_{sw}/D_{tc}
LEFEBVRE e BALLAL	37	7,20E-04	0,035	0,269

O diâmetro escolhido e mostrado na tabela 21 foi selecionado para facilitar a usinagem da câmara de combustão, com uma razão entre D_{sw}/D_{tc} de 27%. Este valor é muito próximo ao usual de 30% recomendado em literatura. Além disso, levando em consideração a ocupação da área pelas pás, a área efetiva do swirler pode ser calculada pela Equação 23. O valor encontrado para a área efetiva foi de $6,45 \times 10^{-4}$ m² e para essa área uma nova vazão foi encontrada no valor de 10,7%. O número do swirler obtido foi de 1,312.

3.1.3.12 Cúpula e Zona de Recirculação

A zona de recirculação é diretamente relacionada ao dimensionamento do swirler, sendo que seu comprimento está compreendido entre o comprimento da zona primária e duas vezes o diâmetro externo do swirler (D_{sw}). Entretanto, o comprimento da cúpula de recirculação é

dependente dos ângulos da mesma. Este ângulo é determinado utilizando as equações 26 a 29. Após determinado o ângulo, este é aplicado a Equação 30 e o comprimento da cúpula é obtido.

$$\theta_{cup} = \arccos \left[\frac{\psi - \vartheta}{\chi} \right] \quad 26$$

$$\psi = D_{ref} \cdot (D_{tc} - 2 \cdot D_{sw}) \quad 27$$

$$\vartheta = (D_{tc} - 4 \cdot L_{ZR}) \cdot \sqrt{D_{tc}^2 - 4 \cdot D_{tc} \cdot D_{sw} + 4 \cdot D_{sw}^2 - 8 \cdot D_{tc} \cdot L_{ZR} + 16 \cdot L_{ZR}^2} \quad 28$$

$$\chi = 2 \cdot D_{tc}^2 \cdot D_{sw} + 4 \cdot D_{sw}^2 - 8 \cdot D_{tc} \cdot L_{SR} + 16 \cdot L_{SR}^2 \quad 29$$

$$L_{cup} = \frac{D_{tc} - D_{sw}}{2 \cdot \tan \theta_{cup}} \quad 30$$

A partir do diâmetro do swirler de 0,035m, são obtidos os valores de θ_{cup} e L_{cup} como sendo 78,09° e 0,010023. Todavia, tendo em vista a simplificação do processo de produção da câmara de combustão os valores adotados para tais parâmetros são demonstrados na Tabela 22.

Tabela 22 – Dimensões de projeto para cúpula e zona de recirculação

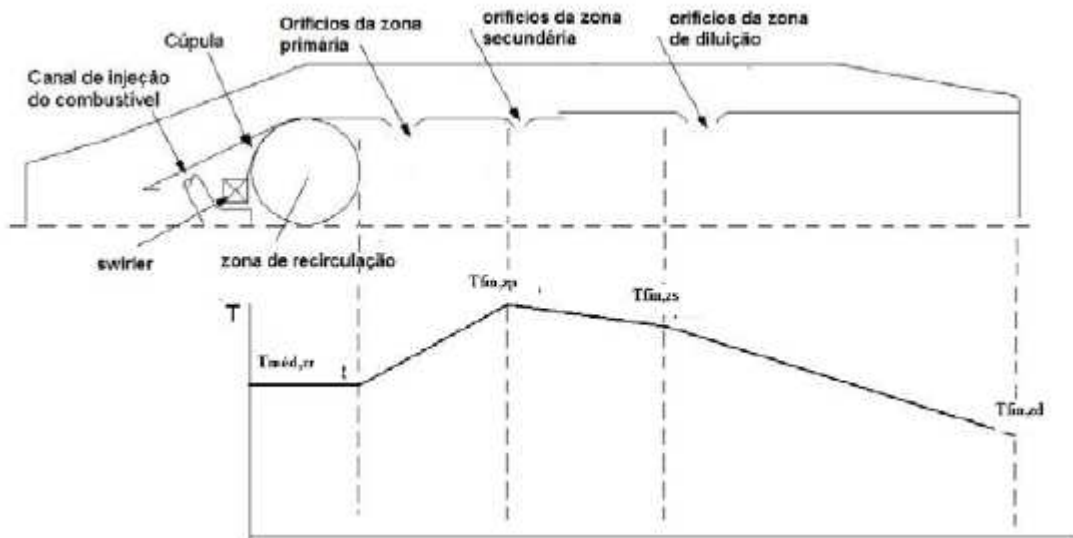
Parâmetro	Valor
$L_{ZR}=2D_{sw}$	0,07
θ_{cup}	78
L_{cup}	0,011

3.1.3.13 Determinação das Temperaturas nas Zonas de Combustão

A principal finalidade da definição do perfil de temperatura ao longo do combustor é a verificação da necessidade de vazão de resfriamento do tubo de chama. Desse modo, é visada a determinação dos pontos de maior temperatura dos gases em cada zona de combustão, assim como a sua localização para que os orifícios de resfriamento sejam posicionados nesses locais.

A metodologia aplicada ao cálculo do perfil de temperatura foi a mesma empregada por MELCONIAN e MODAK (1985) e demonstrado por SILVA, 2015. Essa metodologia consiste no cálculo das temperaturas iniciais e finais de cada zona. A Figura 32 mostra o perfil de temperatura usual ao longo da câmara de combustão.

Figura 32 – Perfil de temperatura típico



Fonte: (SILVA, 2015).

Nesse contexto, a temperatura inicial da zona de recirculação e primária é tida como a temperatura de saída do compressor. Isso é devido a zona de recirculação estar inserida na zona primária. A temperatura inicial da zona secundária é tida como a temperatura final da zona primária, e analogamente a temperatura final da zona secundária é a temperatura inicial da zona de diluição. A temperatura final da zona de recirculação é obtida por meio das Equações 31 a 33.

$$T_{in,zr} = T_2 \quad 31$$

$$T_{fin,zr} = T_2 + \eta_{zr} \cdot \Delta T_{\phi=1} \quad 32$$

$$\eta_{zr} = 0,56 + 0,44 \cdot \tanh[1,5475 \cdot 10^{-3} \cdot (T_2 + 108 \cdot \ln p_2 - 1863)] \quad 33$$

Sendo,

η_{zr} é a eficiência de combustão da zona de recirculação;

$\Delta T\phi=1$ a variação de temperatura de chama adiabática admitindo chama difusa na razão estequiométrica.

Pelo fato da zona de recirculação ser uma região de turbulência intensa, a mistura pode ser considerada homogênea. Isso resulta na adoção de mesma temperatura em qualquer ponto do volume da zona. Desse modo, assim como argumentado por LEFEBVRE e BALLAL (2010), o perfil de temperatura na zona de recirculação pode ser considerado constante e sua temperatura média calculada a partir da Equação 34.

$$T_{méd,zr} = \frac{T_2}{3} + 2 \cdot \frac{T_{fin,zr}}{3} \quad 34$$

Para a zona primária, a temperatura de saída pode ser obtida considerando-se uma variação linear em seu perfil. Com a temperatura de entrada admitida como a temperatura de saída do compressor, a temperatura final é calculada utilizando as Equações 35 a 37.

$$T_{in,zp} = T_2 \quad 35$$

$$T_{fin,zp} = T_2 + \eta_{zp} \cdot \Delta T_{\phi_{zp}} \quad 36$$

$$\eta_{zp} = 0,71 + 0,29 \cdot \tanh[1,5475 \cdot 10^{-3} \cdot (T_2 + 108 \cdot \ln p_2 - 1863)] \quad 37$$

De maneira análoga, a temperatura de saída para a zona secundária é relacionada a uma variação linear, sendo sua temperatura de entrada equivalente a temperatura de saída da zona primária. O cálculo da temperatura final é obtido pelas Equações 38 e 39. Todavia, como argumentado por SILVA (2015), a zona secundária da câmara de combustão tem por função a finalização da combustão iniciada na zona primária, com intuito de reagir todo o combustível com o ar disponível. Desse modo, a eficiência de combustão da zona secundária pode ser adotada como 100%.

$$T_{in,zs} = T_{fin,zp} \quad 38$$

$$T_{fin,zs} = T_2 + \eta_{zs} \cdot \Delta T_{\phi_{zs}} \quad 39$$

Relacionado a isso, na câmara de diluição o objetivo é a inserção do ar restante para promover a troca de calor com os gases de combustão e conseqüentemente diminuir a temperatura deste para um valor admissível na entrada da turbina. Por essa razão, a eficiência da zona de diluição também pode ser considerada como 100%, visto que neste ponto a combustão completa já tenha ocorrido. Assim, como na zona secundária, considera-se que a temperatura inicial da zona de diluição é igual a temperatura final da zona secundária, sendo sua temperatura final encontrada por meio das Equações 40 e 41.

$$T_{in,zd} = T_{fin,zs} \quad 40$$

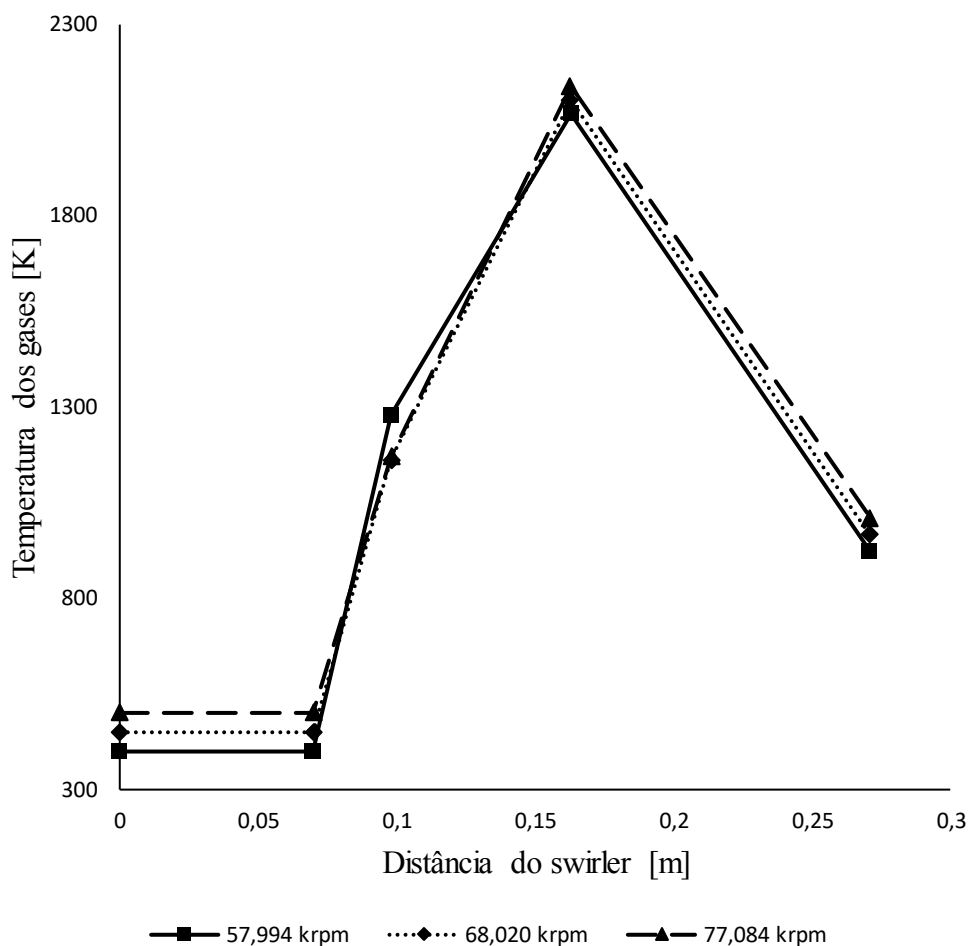
$$T_{fin,zd} = T_2 + \eta_{zd} \cdot \Delta T_{\phi_{zd}} \quad 41$$

Os valores encontrados para as temperaturas iniciais e finais dos gases em cada uma das zonas de combustão podem ser observados na Tabela 23 e Figura 33. Por meio desses valores torna-se possível obter a temperatura da parede do tubo de chama, o que permite a análise e verificação da necessidade de dispositivos de resfriamento.

Tabela 23 – Perfil de temperatura dos gases em cada zona de combustão

Zona	Temp (K)	57 krpm	68 krpm	77 krpm
Recirculação	T _{in}	399,55	449,77	500,44
	T _{fin}	1004,164	1122,194	1232,228
Primária (Restante)	T _{in}	399,55	449,77	500,44
	T _{fin}	1280,288	1163,926	1171,627
Secundária	T _{in}	1280,288	1163,926	1171,627
	T _{fin}	2066,3	2102,3	2138,8
Diluição	T _{in}	2066,3	2102,3	2138,8
	T _{fin}	921,9	966,4	1011,7

Figura 33 – Gráfico do perfil de temperatura dos gases para as condições de projeto



3.1.3.14 Transferência de Calor para as Paredes

Os gases gerados nos combustores podem atingir temperaturas muito elevadas, em valores acima de 2000°C. Essa condição é a causa de um dos desafios das turbinas a gás. Isso se deve a um problema construtivo, pois essa temperatura é mais elevada do que a temperatura de fusão dos materiais usados para a fabricação das palhetas da turbina. O aparecimento de temperaturas muito altas, assim como gradientes de temperatura, pode afetar e prejudicar a estabilidade estrutural do material componente das superfícies metálicas do tubo de chama. Por esse motivo, é necessário a adequação da temperatura e gradientes dessas superfícies para prolongamento da vida útil com funcionamento adequado do tubo de chama.

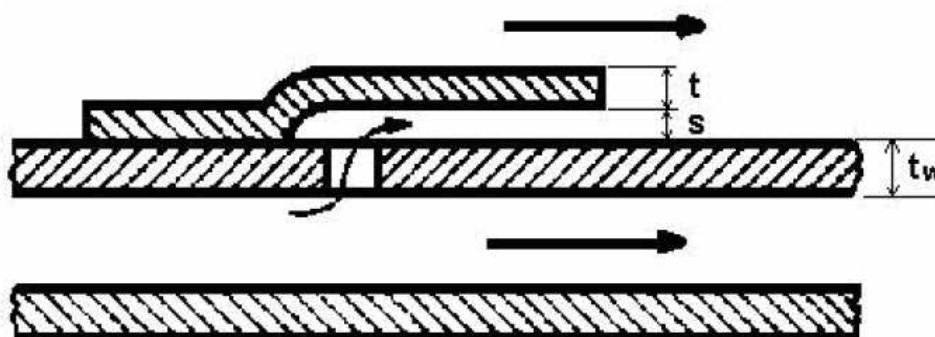
Para evitar tal situação, é necessário o arrefecimento correto das paredes do tubo de chama. A análise de transferência de calor para as paredes tem por objetivo verificar se existem temperaturas que estão além do limite dos materiais. Se necessário, é feito o arrefecimento de

superfícies metálicas em contato com os gases quentes para manter a integridade estrutural do material.

Considerando os materiais mais utilizados como ligas de níquel (por exemplo Nimonic 75), a temperatura máxima para a parede do tubo de chama é adotada como 1100 K. Após tal temperatura suas características mecânicas mudam significativamente. A solução para essa situação é a criação de medidas para adequação da temperatura da parede ao limite imposto. A maior parcela de transferência de calor no tubo de chama está associada à radiação na parede da carcaça e convecção no escoamento de ar da região anular.

Segundo LEFEBVRE e BALLAL (2010), uma alternativa para o arrefecimento dessa região é com o uso de um filme de ar na região entre a parede interna do tubo de chama e os gases quentes de combustão. Neste filme o escoamento de ar frio proveniente do compressor entra nas zonas de combustão por meio de fendas e troca calor com os gases quentes, como forma de proteger as paredes de temperaturas muito altas. Este tipo de mecanismo é argumentado por NAVIA (2010), apud SILVA (2015) e sua esquematização pode ser observada na Figura 34.

Figura 34 – Características de uma fenda de arrefecimento



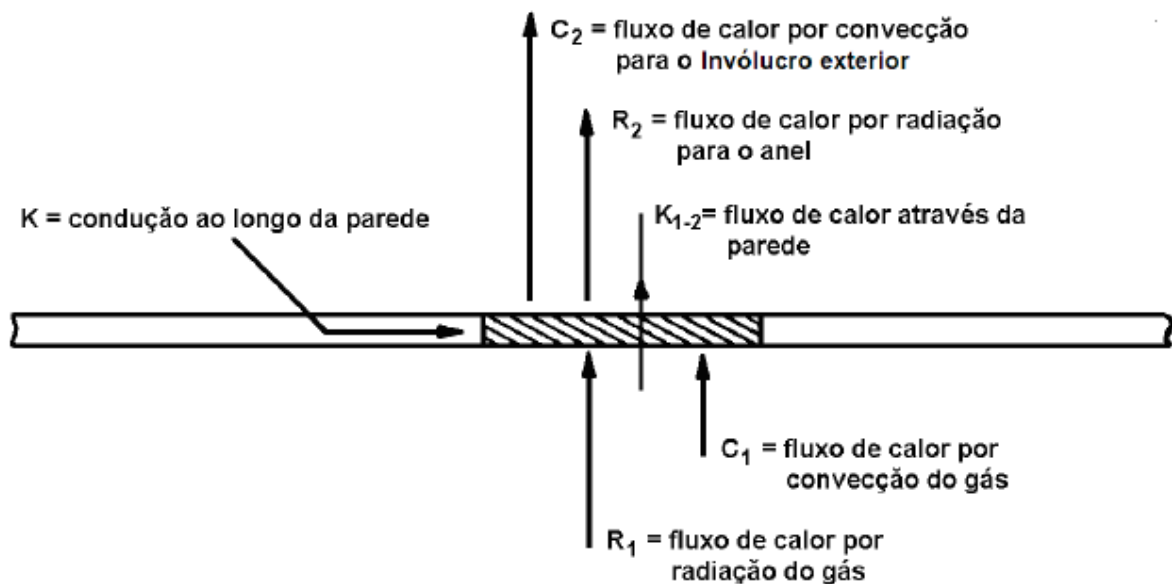
Fonte: (SILVA, 2006).

Estudos realizados por LEFEBVRE e BALLAL (2010), MELCONIAN e MODAK (1985), GOSELIN et al. (1999) e NAVIA (2010) apresentam modelagens matemáticas para cálculo da transferência de calor nas paredes do tubo de chama. Por esse motivo, a referência de metodologia utilizada no projeto para cálculo de transferência de calor foi adotada de SILVA (2015) e LEFEBVRE e BALLAL (2010).

Para fins de análise, o tubo de chama é simplificado para um cilindro com escoamento interno dos gases quentes e escoamento de ar externo na região anular compreendida entre tubo de chama e carcaça.

Nas paredes internas do tubo de chama ocorre a transferência de calor por radiação e convecção dos gases quentes. Por outro lado, na região externa do tubo de chama entre a região anular e a carcaça há transferência de calor por convecção da parede externa do tubo de chama para o ar por convecção, enquanto que para a parede interna da carcaça ocorre por radiação. A Figura 35 demonstra o processo básico de transferência de calor na parede do tubo de chama segundo LEFEBVRE e BALLAL (2010).

Figura 35 – Transferência na parede do tubo de chama



Fonte: (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Segundo GOSSELIN et al, (1999), no ponto de equilíbrio de temperatura do tubo de chama os fluxos de calor interno e externo são praticamente iguais em qualquer ponto. Essa consideração ainda afirma que a parcela de transferência de calor por condução no sentido do fluxo é pequena e tipicamente desconsiderada. Isso é sustentado pelo fato da condução ser função da condutividade térmica do material e sua espessura. Como as paredes do tubo de chama são finas, a condução é desconsiderada. Desse modo, para os cálculos realizados, a radiação interna e convecção interna foram igualadas a radiação e convecção externa, sendo a condução negligenciada. Tal consideração é apresentada na Equação 42.

$$(R_1 + C_1) = (R_2 + C_2) = K_{1-2} \quad 42$$

Sendo,

K_{1-2} representa a condução que para as condições de projeto é desconsiderada.

Transferência de Calor interna

➤ Radiação interna

A radiação interna é responsável pela maior parcela de transferência entre os gases quentes do tubo de chama e a sua parede interna. Segundo LEFEBVRE e BALLA (2010), a radiação pode ser dividida em: radiação não luminosa e luminosa. A radiação não-luminosa é emitida por gases heteropolares como dióxido de carbono e vapor d'água, enquanto que a luminosa se refere a radiação dependente da quantidade e dimensão das partículas, em especial da fuligem, na região de chama. Dadas as condições de projeto, a radiação interna é calculada pelas Equações 43 e 44 apresentadas por LEFEBVRE e BALLAL (2010).

$$R_1 = 0,5 \cdot \sigma_{SB} \cdot (1 + \varepsilon_W) \cdot \varepsilon_g \cdot T_g^{1,5} \cdot (T_g^{2,5} - T_W^{2,5}) \quad 43$$

$$\varepsilon_g = 1 - \exp[-0,286 \cdot L_u \cdot p_3 \cdot (f_{co} \cdot 0,9l_b)^{0,5} \cdot T_g^{-1,5}] \quad 44$$

Sendo,

ε_g = a emissividade dos gases e

σ_{SB} = a constante de Stephan Boltzman no valor de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

ε_W = emissividade da parede, que para aço tem valor típico de 0,8 (LEFEBVRE e BALLAL, 2015);

l_b = comprimento característico do gás que varia de $0,6Dtc < l_b < 0,9Dtc$ e

L_u = fator de luminosidade adotado como 1 de acordo com LEFEBVRE e BALLAL (2010).

➤ Convecção Interna

Devido as altas temperaturas e variações físicas e químicas dos gases na zona primária, a transferência de calor por convecção interna é tida como o processo mais complexo de se

calcular com precisão. Outro fator que contribui para isso é a presença de fortes gradientes de temperatura, velocidade e composição na zona primária, gerando incertezas nos valores de temperatura efetiva do gás (SILVA, 2015).

De acordo com LEFEBVRE e BALLAL (2010), é possível considerar o interior do tubo de chama como um tubo reto, levando ao uso da Equação 45.

$$C_1 = 0,020 \cdot \frac{k_g}{D_{tc}^{0,2}} \cdot \left(\frac{m_g}{A_{tc} \cdot \mu_g} \right)^{0,8} \cdot (T_g - T_{W1}) \quad 45$$

Todavia, na zona primária, por conter a zona de recirculação, só se pode ser utilizada esta analogia nas regiões próximas às paredes do tubo de chama. Relacionado a isso, devido a temperatura dos gases próximo à parede dessa zona ser menor e efeitos ocasionados pelo swirler, a constante 0,020 tem seu valor diminuído para 0,017 para as zonas primária e de recirculação. Considerando ainda o rearranjo feito por MELCONIAN e MODAK (1985), a convecção interna para essas zonas foi calculada por meio da Equação 46.

$$C_1 = 0,017 \cdot \frac{k_g}{\mu_g^{0,8}} \cdot \left(\frac{m_g}{A_{tc}} \right)^{0,8} \cdot D_{hid}^{-0,2} \cdot (T_g - T_{W1}) \quad 46$$

Sendo,

D_{hid} o diâmetro hidráulico que para câmaras tubulares é igual ao diâmetro do tubo de chama.

A viscosidade dinâmica dos gases e a condutividade térmica do ar na zona são calculadas pelas Equações 47 e 48 respectivamente.

$$\mu_g = (0,03863 + 0,00749T_g - 5,8564 \cdot 10^{-6}T_g^2 + 2,7769 \cdot 10^{-9}T_g^3 - 4,600774 \cdot 10^{-13}T_g^4) \cdot 10^{-5} \quad 47$$

$$k_g = 5,92657 \cdot 10^{-4} + 9,80957 \cdot 10^{-6} \cdot T_g - 4,89398 \cdot 10^{-6} \cdot T_g^2 + 1,5011410 \cdot 10^{-11} \cdot T_g^3 \quad 48$$

➤ Radiação Externa

A radiação externa está associada a parte de transferência de calor entre a superfície externa do tubo de chama e a superfície interna da carcaça. Para a obtenção de seu valor, as superfícies são consideradas corpos cinzentos com emissividade da parede e da carcaça, sendo suas temperaturas admitidas como uniformes na direção axial. A taxa líquida de transferência de calor por radiação externa é calculada pela Equação 49.

Para LEFEBVRE e BALLAL (2010) e SILVA (2015), o calor transferido do tubo de chama para a carcaça por radiação é equivalente ao calor transferido por convecção. Com o intuito de determinar a temperatura da parede da carcaça, considera-se essa temperatura próxima a temperatura de entrada de ar de arrefecimento ($T_{car}=T_2$).

É possível considerar a área anular entre tubo de chama e carcaça como sendo uma longa seção anular, adotando seu fator de forma como unitário. Pelo fato da câmara ser tubular, a razão A_{w2}/A_{car} pode ser admitida como a razão entre o diâmetro do tubo de chama e o diâmetro da carcaça. Levando em consideração o material utilizado na produção de combustores, para carcaças e tubos de chama feitos em aço a radiação externa pode ser calculada pela Equação 49 indicada por LEFEBVRE e BALLAL (2010).

$$R_2 = 0,6\sigma_{SB}(T_w^4 - T_2^4) \quad 49$$

➤ Convecção Externa

O cálculo de transferência de calor por convecção na área anular utiliza a mesma metodologia aplicada para convecção interna, embora algumas alterações sejam necessárias. É necessário considerar o Número de Reynolds para o escoamento, que é baseado no diâmetro hidráulico da região anular, o qual é obtido da Equação 50. Entretanto, para câmaras de combustão tubulares, o mesmo é dado pela Equação 51. Relacionado a isso, a área anular pode ser obtida subtraindo-se a área do tubo de chama da área da carcaça, enquanto que a vazão anular é obtida pela vazão de ar que sai do compressor subtraída de vazão de ar de cada zona de combustão a medida que flui ao longo da região anular. Desse modo, a convecção externa pode ser encontrada por meio da Equação 52.

$$D_{an} = 4. \frac{\text{Área da seção transversal}}{\text{perímetro}} \quad 50$$

$$D_{an} = D_{car} - D_{tc} \quad 51$$

$$C_2 = 0,020 \cdot \frac{k_a}{D_{an}^{0,2}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \cdot \mu_a} \right)^{0,8} \cdot (T_{W2} - T_2) \quad 52$$

Onde as variáveis μ_a e K_a são calculadas pelas Equações 53 e 54 respectivamente, substituindo a temperatura dos gases quentes pela temperatura de entrada na câmara de combustão.

$$\mu_a = (0,03863 + 0,00749T_2 - 5,8564 \cdot 10^{-6}T_2^2 + 2,7769 \cdot 10^{-9}T_2^3 - 4,600774 \cdot 10^{-13}T_2^4) \cdot 10^{-5} \quad 53$$

$$k_a = 5,92657 \cdot 10^{-4} + 9,80957 \cdot 10^{-6} \cdot T_2 - 4,89398 \cdot 10^{-6} \cdot T_2^2 + 1,5011410 \cdot 10^{-11} \cdot T_2^3 \quad 54$$

A obtenção dos valores de temperatura por transferência de calor interna, assim como externa é importante para a distribuição de ar e aspecto geométrico do projeto. Entretanto, assim como recomendado por LEFEBVRE e BALLAL (2010), análise de transferência de calor começa pelo método denominado *uncooled*, marcado pela ausência de fendas de arrefecimento. Se necessário o uso de fendas, a análise é feita novamente considerando o arrefecimento.

Como foi considerado que as temperaturas se comportam de maneira uniforme ao longo da região anular, é possível o surgimento de temperaturas mais elevadas decorrentes de uma maior velocidade do que a considerada. Esses pontos quentes, também chamados de *hot spots*, também podem ser ocasionados pela interrupção da vazão refrigeração na região interna do tubo de chama.

Os valores de temperaturas calculados, considerando a uniformidade de escoamento, também atuam como medida de verificação e análise da necessidade de filme de refrigeração como proposto por LEFEBVRE e BALLAL (2010).

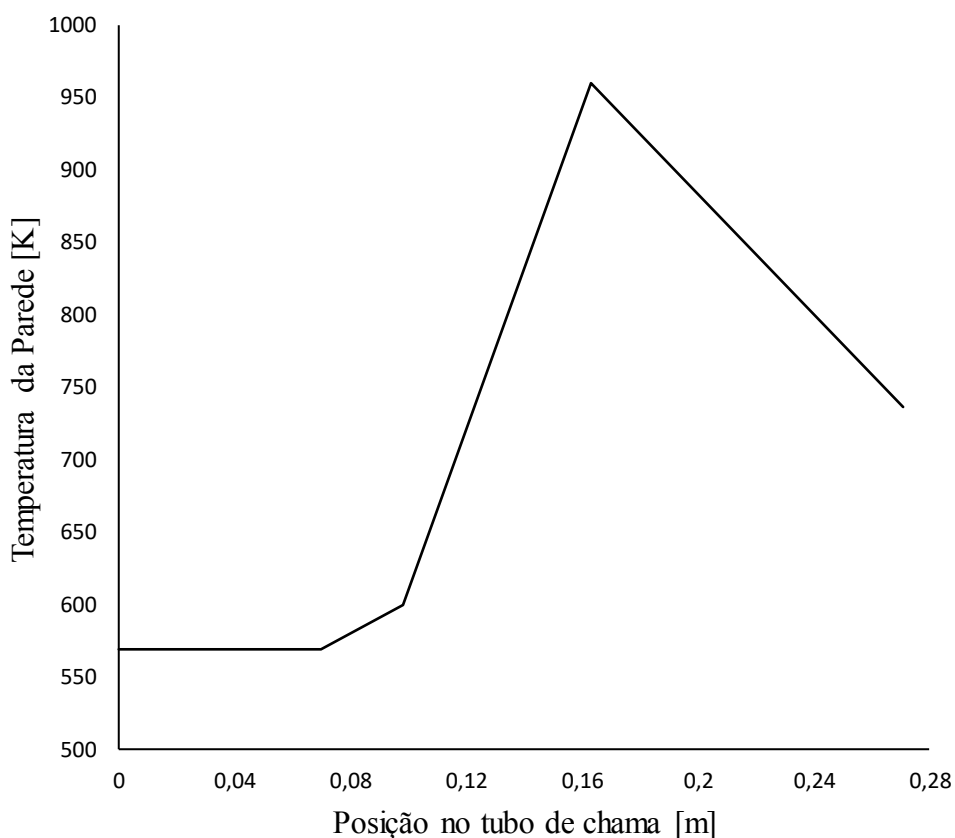
Relacionado a isso, como mencionado anteriormente, em combustores com paredes muito finas a transferência de calor por condução pode ser desconsiderada. As temperaturas das paredes interna e externas foram consideradas iguais dada a espessura de $1 \cdot 10^{-3}m$.

As temperaturas na parede do tubo de chama calculadas para cada zona em situação mais crítica do projeto, a qual se encontra na maior rotação adotada (77084 rpm), são demonstradas na Tabela 24 e na Figura 36.

Tabela 24 – Temperatura na parede do tubo de chama

Zona	$T_{w,in}$ [K]	$T_{w, fin}$ [K]
Recirculação	569	569
Primária (Restante)	569	599
Secundária	599	960
Diluição	960	737

Figura 36 – Temperatura na parede do tubo de chama para situação mais crítica



De acordo com a Tabela 24 e Figura 36 é possível perceber que o maior valor de temperatura obtido foi de 960 K, localizado na zona secundária. Este resultado está relacionado com as considerações feitas no projeto. Essas fazem com que a temperatura seja influenciada pela distribuição de ar, variações de temperatura de acordo com razão de equivalência e eficiência de combustão adotada. O valor obtido é proporcional a variação de temperatura de chama adotada para a zona secundária, a qual é a maior variação do projeto.

Pelo fato da combustão ser finalizada na zona secundária e a maior porcentagem de ar ser inserida nessa mesma zona, esta obteve a maior temperatura de parede. A temperatura elevada na zona secundária também é consequência da variação elevada de temperatura apresentada nessa região. A segunda maior temperatura foi encontrada no valor de 737 K na zona de diluição. Segundo GOSSELIN et al (1999), apud SILVA (2015), incertezas de ± 100 K podem ser atribuídas para a parede da zona primária em baixa eficiência, enquanto que para as demais zonas é adotado o valor de ± 30 K.

Apesar de consideradas as incertezas, as temperaturas na parede do tubo de chama calculadas estão abaixo do limite de tensão do material de 1100 K. Dessa maneira, é possível a utilização do aço inox comercial, como o AISI 310 para a produção do combustor, visto que este suporta o limite de temperatura de projeto de 1100 K.

Como as temperaturas da parede são suportadas pelo material escolhido, não há necessidade de utilização de fendas de resfriamento para as condições de projeto. Portanto, definiu-se que toda a vazão de ar reservada para refrigeração no início do projeto, seja injetada no tubo de chama por orifícios posicionados após os orifícios da zona de diluição.

3.1.3.15 Dimensionamento dos Orifícios de Admissão

O dimensionamento dos orifícios de admissão é realizado de acordo com as vazões de ar determinadas para cada zona, por meio de processo iterativo. Tal processo foi apresentado por LEFEBVRE e BALLAL (2010), consistindo nos seguintes passos:

Passo 1) Determinação da razão de sangria, a qual é a razão entre a vazão de ar total que entra no orifício pela vazão de ar da região anular sobre a zona calculada (Equação 55).

$$\beta_h = \frac{m_{h,t}}{m_{an}} \quad 55$$

Passo 2) Estimar um valor inicial para o coeficiente de descarga C_d .

Passo 3) Calcular a área total de orifícios pela Equação 56, considerando que a perda de pressão no orifício $\Delta P_{tc}/P_2$ é igual a 6%.

$$\frac{\Delta P_{tc}}{P_2} = \frac{(143,5 (m_{h,t})^2 \cdot T_2)}{P_2^2 \cdot C_{d,h}^2 \cdot A_{h,t}} \quad 56$$

Passo 4) Determinar a razão de área α_h (Equação 57), pela razão entre a área total de orifícios calculada e a área anular, assim como a sua relação com a razão de sangria β_h (Equação 58).

$$\alpha_h = \frac{A_h}{A_{an}} \quad 57$$

$$\mu_h = \frac{\beta_h}{\alpha_h} \quad 58$$

Passo 5) Calcular o fator de perda de pressão K pela Equação 59, em que o fator de perda de momento δ adimensional é igual a $\delta=0,8$ para orifícios planos e $\delta=0,6$ para orifícios convexos, sendo o primeiro considerado no projeto.

$$K = 1 = \delta \cdot \left\{ 2 \cdot \mu^2 + \left[4 \cdot \mu^4 + \left(\frac{\mu^2}{\delta^2} \right) \cdot (4 \cdot \beta - \beta^2) \right]^{0,5} \right\} \quad 59$$

Passo 6) Usar o valor de K calculado para encontrar o novo valor de C_d que satisfaça a Equação 60.

$$C_{d,h} = \frac{(K-1)}{\delta [4K^2 - K \cdot (2-\beta)^2]^{0,5}} \quad 60$$

Este processo é repetido até que os valores de coeficiente de descarga atinjam a convergência e a área dos orifícios seja obtida. A partir deste ponto, o número de orifícios e colunas em cada zona pode ser determinados. Entretanto deve-se se atentar que o produto do diâmetro do orifício pelo número de orifícios em cada zona não pode exceder o valor do perímetro do tubo de chama. Os valores obtidos são mostrados na Tabela 25. Com a finalidade de facilitar o processo de usinagem do tubo de chama, os valores obtidos foram arredondados, sendo demonstrados na Tabela 26.

Tabela 25 – Área, quantidade e diâmetro calculados

Zona	Área total [mm ²]	Número	Diâmetro [mm]
Primária	1033,22	20	8,11
Secundária	1388,93	10	13,30
Diluição	682,42	15	7,61
Refrigeração	764,84	30	5,70

Tabela 26 – Quantidade, diâmetro e posição das colunas

Zona	Número	Diâmetro [mm]	x [m]
Primária	20	9	0,07
Secundária	10	14	0,098
Diluição	15	8	0,163
Refrigeração	30	6	0,23

É válido ressaltar que, para a zona primária, os orifícios devem ser posicionados ao final da zona de recirculação, para que o escoamento de ar inserido esteja tangencial à recirculação dos gases. Para as demais zonas, os orifícios são posicionados nas distâncias correspondentes aos comprimentos calculados para cada zona. Com os orifícios definidos, é possível verificar as porcentagens de vazão de ar das zonas. Essa verificação pode ser observada na Tabela 27.

Tabela 27 – Parâmetros de dimensionamento dos orifícios de admissão

Zona	Primária	Secundária	Diluição	Refrigeração
Ah [m ²]	$5,17 \cdot 10^{-5}$	$1,39 \cdot 10^{-4}$	$4,55 \cdot 10^{-5}$	$2,55 \cdot 10^{-5}$
Ah total [m ²]	$1,03 \cdot 10^{-3}$	$1,39 \cdot 10^{-3}$	$6,82 \cdot 10^{-4}$	$7,65 \cdot 10^{-4}$
m _n [%]	0,05	0,32	0,17	0,20

4. PROJETO FINAL DO TUBO DE CHAMA

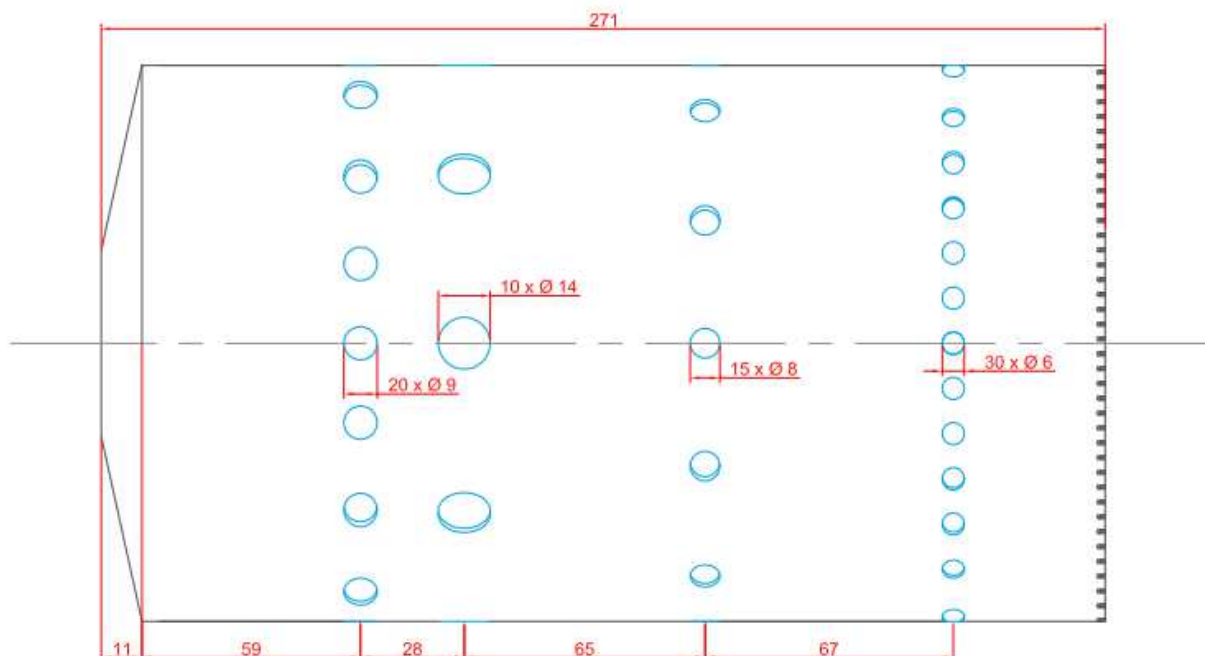
Este capítulo apresenta o projeto final da câmara de combustão de acordo com as condições de operação estabelecidas. Além disso, apresenta análise dos dados obtidos, assim como sua comparação com a literatura.

O tubo de chama dimensionado atende as limitações de temperatura na parede, aos limites de inflamabilidade estabelecidos, assim como perda de pressão na câmara de combustão. A Tabela 28 apresenta uma síntese do projeto do combustor, equanto o posicionamento dos orifícios no tubo de chama projetado são demonstrados na Figura 37.

Tabela 28 – Projeto do tubo de chama

Zonas	A_{ref} [m ²]	D_{ref} [m]	A_{tc} [m ²]	D_{tc} [m]	\dot{m}/\dot{m}_{ar} [%]	L [m]	T_w [K]	$A_{h\ total}$ [m ²]	D_h [m]	Número Dh
Recirculação	0,016	0,15	0,012	0,13	8,00	0,07	569	-	-	-
Primária	0,016	0,15	0,012	0,13	30,00	0,098	599	1,20E-08	0,009	20
Secundária	0,016	0,15	0,012	0,13	32,50	0,065	960	1,39E-03	0,014	10
Diluição	0,016	0,15	0,012	0,13	17,46	0,108	737	6,82E-04	0,008	15
Refrigeração	0,016	0,15	0,012	0,13	20,04	-	-	7,65E-04	0,006	30

Figura 37 – Dimensões do tubo de chama.



O projeto da câmara de combustão foi realizado partindo de metodologias desenvolvidas para câmaras de combustão de turbinas a gás de maior porte operando com hidrocarbonetos. Além disso, algumas alterações foram admitidas a essas metodologias para cálculo de temperaturas e transferência de calor. O processo de condução de calor foi desconsiderado devido as paredes de espessura muito fina, enquanto a radiação externa foi calculada considerando o material como aço.

O tubo de chama projetado é de pequeno porte e dispensa o uso de fendas de refrigeração. Isso se dá pelo fato das temperaturas da parede do tubo de chama não atingirem o limite de temperatura para o material escolhido, de modo que não venha a comprometer sua durabilidade estrutural. Trabalhos como os apresentados por CONRADO (2002), SILVA (2015), SILVA (2006) e ABRAHAM (2009) demonstram a utilização de metodologia análoga a utilizada neste projeto para combustor de porte semelhante.

Quando comparada com os estudos realizados por SILVA (2015) e CONRADO (2002), a câmara de combustão projetada apresenta maior área do tubo de chama, assim como maior área de referência. Esse parâmetro está relacionado as considerações feitas nos cálculos das áreas e diâmetros pelo método de velocidade de chama.

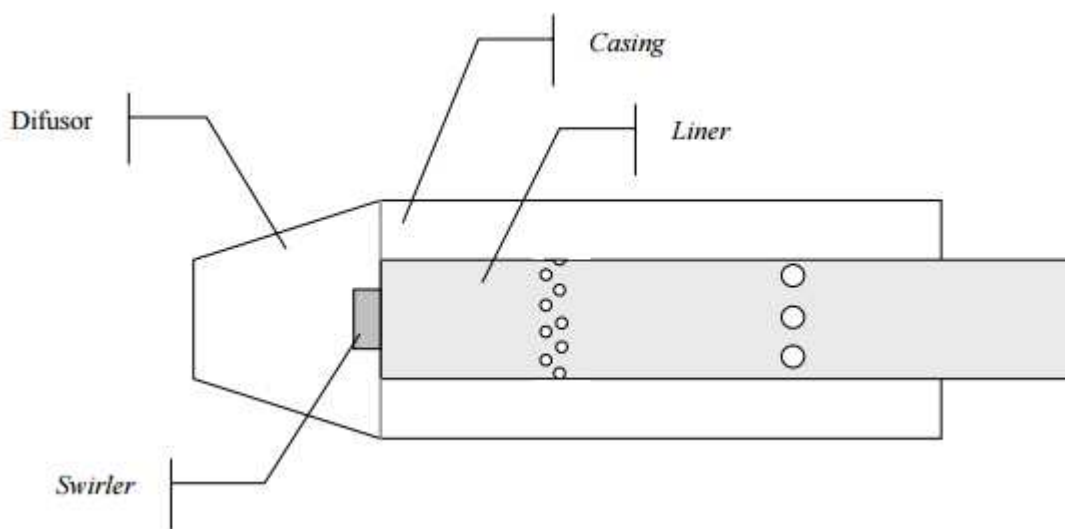
Diferente de SILVA (2015), que utilizou etanol como combustível, a câmara de combustão projetada opera com metano, gerando diferentes razões de mistura ar/combustível. A utilização de outro combustível teve impacto na variação de temperatura de chama adiabática, em que os valores encontrados por SILVA (2015), na zona secundária, foram significativamente menores do que os encontrados para o combustor dimensionado. Esse fato também influenciou na elevada temperatura da parede do tubo de chama obtida na zona secundária.

Ao analisar a distribuição de ar é possível perceber que a zona com maior parcela na distribuição de ar é a zona secundária. Isso se deve as variações de temperatura de chama mais elevadas, dada a razão de equivalência para esta zona ($\phi_{zs} = 0,8$). Segundo LACAVA (2009), é recomendado o uso de menor excesso de ar na zona secundária, o que leva ao uso de uma maior razão de equivalência. Desse modo, foi utilizada a maior razão de equivalência dentro dos limites estabelecidos por LEFEBVRE e BALLAL (2010).

A câmara de combustão desenvolvida por BATISTA e KRIEGER FILHO (2006) é mostrada na Figura 38. Nessa há presença de apenas duas colunas de orifícios de admissão de ar, além da ausência de fendas de refrigeração. As condições de operação se assemelham as condições da câmara de combustão dimensionada, com comprimento do tubo de chama de

$L_{tc}=260,8\text{mm}$, porém com diâmetro do tubo de chama de $D_{tc}=63,5\text{mm}$. Apesar das semelhanças com o combustor de projeto, a configuração apresentada por BATISTA e KRIEGER FILHO (2006) demonstrou redução no rendimento com o aumento da vazão de ar.

Figura 38 – Câmara de combustão.



Fonte: (BATISTA e KRIEGER FILHO, 2006).

Esse resultado pode estar relacionado ao fato da relação comprimento /diâmetro do tubo de chama L/D ser maior, levando a maiores perdas de carga. Na configuração proposta neste projeto, o cuidado em relação a essa relação L/D é tomado para uma maior eficiência de combustão. Além disso, disposição dos orifícios de admissão de ar também foram projetadas para beneficiar o processo de combustão.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho demonstrou que a metodologia apresentada por LEFEBVRE e BALLAL (2010) e MELCONIAN e MODAK (1985), inicialmente desenvolvida para grandes turbinas a gás, operando com hidrocarbonetos, podem ser aplicadas ao dimensionamento de microturbinas a gás.

O conjunto gerador de gases (compressor, câmara de combustão e turbina) foi dimensionado para operar nas rotações de 57994 rpm a 77084 rpm. Os cálculos dos comprimentos das zonas de combustão e análises de temperatura e transferência de calor foram efetuados para condições mais críticas. O uso do turbo compressor facilitou o projeto da câmara de combustão por fornecer dados de entrada para a mesma. Além disso, também facilita a montagem posterior da microturbina a gás por já proporcionar o compressor e turbina.

A utilização do metano com combustível proporcionou elevadas variações de temperatura de chama adiabática. Esse fato levou a temperaturas mais elevadas na zona secundária, por ser a região de finalização da combustão.

Outra característica encontrada para o combustor foi não adotar fendas de resfriamento, mas propor a utilização da vazão de ar de refrigeração em orifícios. Essa medida simplifica o processo de usinagem, além de reduzir custos.

Ao considerar a pequena quantidade de trabalhos relacionados ao projeto de microturbinas a gás no cenário brasileiro, principalmente de combustor, este trabalho apresenta o dimensionamento detalhado da câmara de combustão. Isso contribui para a execução de desenvolvimento de novas configurações de microturbinas a gás com finalidade didática.

Conclui-se, com este trabalho, que os resultados obtidos para o combustor satisfazem o objetivo de utilizar métodos desenvolvidos para grandes turbinas a gás para projeto de câmaras de combustão de microturbinas, além de permitir o uso de turbocompressores automotivos para tal finalidade.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Sugere-se para trabalhos futuros que seja feita a simulação computacional por meio de softwares de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) como FLUENT® para análise termodinâmica e fluidodinâmica.

Sugere-se também a utilização da câmara projetada para a montagem e construção de microturbina derivada de turbocompressor e realização de ensaios com a mesma. Outra opção seria a análise do combustor projetado operando com diferentes combustíveis, como biocombustíveis.

REFERÊNCIAS

ABRAHAM, Paulo Roberto. **PROJETO DE BICO INJETOR BI COMBUSTÍVEL PARA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MICROTURBINA A GÁS DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO**. 2009. 58 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo - Usp, São Paulo, 2009. Cap. 7. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2009/Trabalhos_finais/TCC_044_2009.pdf>. Acesso em: 19 mar. 2017.

ANDRADE, Alan Sulato de. **Máquinas Térmicas AT-101**. Curitiba: Curso de Engenharia Industrial Madeireira - Universidade Federal do Paraná, 2017. 34 slides, color. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT101-Aula10.pdf>>. Acesso em: 26 jan. 2017.

BATISTA, Carlos Eduardo Souza; KRIEGER FILHO, Guenther Carlos. **PROJETO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DE BANCADA EXPERIMENTAL PARA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MICROTURBINA A GÁS**. 2006. 7 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo - Usp, São Paulo, 2006. Disponível em: <http://biton.uspnet.usp.br/pme/wp-content/uploads/2014/02/Art_TCC_018_2006.pdf>. Acesso em: 02 abr. 2017.

BEER, J. M.; CHIGIER N. A., **Combustion Aerodynamics**. Applied Science, London, 1972

BOYCE, M. P. Gas turbine engineering handbook Boston Gulf ; c2006. 936 p. : il.

BIZZO, Waldir A.. **Geração, Distribuição e Utilização de Vapor: Combustão**. 2016. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP1.pdf>>. Acesso em: 21 mar. 2017.

CARVALHO JUNIOR, João Andrade de; LACAVALA, Pedro Teixeira. **Emissões em processos de combustão**. São Paulo: Editora Unesp, 2003.

CARVALHO JUNIOR, João de Andrade de; MCQUAY, Mardson Queiroz. **Princípios de Combustão Aplicada**. Florianópolis: Editora da Ufsc, 2007.

CEEETA, Centro de Estudos em Economia da Energia dos Transportes e do Ambiente - . **Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos: PARTE I – Tecnologias de Micro-Geração** - . Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/tecnica/energProdu/TecnoMicroGeraCEEETA.pdf>>. Acesso em: 25 mar. 2017.

CONRADO, Ana Costa. **Metodologia para projeto de câmara de combustão de turbina a gás**. 2002. 155 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Técnico Aeroespacial, Ita - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2002. Cap. 6. EPSTEIN, A. et al. Micro-heat engines, gas turbines, and rocket engines-The MIT microengine project. In: **28th Fluid Dynamics Conference**. 1997. p. 1773.

FRANÇA, Ana Filipa Ribeiro Tavares; CASEIRO, Luís Pedro Venâncio da Costa. **Cogeração e Trigerção: Planejamento e Produção de Eletricidade**. 2007. Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/tecnica/co-trigeracao/Trigeracao.pdf>>. Acesso em: 30 mar. 2017.

GALINDO, Rosana. (Brasil). e Blog da Engenharia. **História da Turbina a Gás na Aviação: Desafios da Tecnologia**. 2015. Disponível em: <<http://blogdaengenharia.com/historia-da-turbina-a-gas-na-aviacao-desafios-da-tecnologia/>>. Acesso em: 26 jan. 2017.

GARCIA, Roberto. **Combustíveis e Combustão Industrial**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2013.

GARRETT. **Turbocharger Guide**. 2004. Disponível em: <https://www.rbracing-rsr.com/downloads/Garrett_Cat_9_04.pdf>. Acesso em: 30 out. 2016.

GASNET (Brasil). **Combustão**. 2013. Disponível em: <http://www.gasnet.com.br/gasnatural/combust_completo.asp>. Acesso em: 04 jan. 2016.

GAUBA, Gautam; TZENG, Yang-Sheng. Combustors for micro-gas turbine engines. **Journal of Fluids Engineering**, v. 120, n. 1, p. 109-117, 1998.

GE AVIATION (Cincinnati). **LM2500 Marine Gas Turbine**. 2016. Disponível em: <<http://www.geaviation.com/engines/docs/marine/datasheet-lm2500.pdf>>. Acesso em: 30 jan. 2017.

GEPOWER&WATER;. **Gas Turbine Boot Camp**. 2016. Disponível em: <<https://powergen.gepower.com/about/insights/gas-turbine-boot-camp.html>>. Acesso em: 30 jan. 2017.

GOMES, Eli Eber Batista et al. Aspectos econômicos e ambientais da aplicação de microturbinas a gás natural na geração distribuída. **Artigo**. Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI). Itajubá, 2001.

GOSELIN, P.; DE CHAMPLAIN, A., KRETSCHMER, D. **Prediction of wall heat transfer for a gas turbine combustor**. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy.1999. n. 213 p 169-180.

LACAVAL, Pedro Teixeira. **CAPÍTULO 4: PROJETO BÁSICO DE CÂMARA DE COMBUSTÃO**: São José dos Campos: Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2009. 60 slides, color.

LEFEBVRE A.H., **Gas turbine combustion**. Hemisphere, Washington DC, 1983.

LEFEBVRE, H.; BALLAL, D.R., **Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions**. England: CTCPress, 2010, 3th ed. 590 p.

LEFEBVRE, A.H.; HERBERT, M. V. **Heat-Transfer Processes in Gas Turbine Combustion Chambers**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 174, No. 12, pp. 463–73, 1960.

LUFTWAFFE RESOURCE CENTER. Scott Rose And The Warbirds Resource Group (Org). **Heinkel He 178.** 2017. Disponível em: <<http://www.warbirdsresourcegroup.org/LRG/he178.html>>. Acesso em: 26 jan. 2017.

MARTINELLI JR, Luiz Carlos. (Panambi). Unijuí. **Máquinas Térmicas II.** 2002. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/doc/52931373/TURBINAS-A-GAS>>. Acesso em: 26 jan. 2017.

MAZURENKO, A.S., Souza, Z. e Lora, E.E.S. Máquinas térmicas de fluxo. Ed. Interciência, 1º ed 2013

MELCONIAN, J.O; MODAK, A.T. Combustor design. In: SAWYER, J.W. (Ed.) **Sawyer's gas turbine engineering handbook design.** Volume 1, Theory and design. 3. Ed. Connecticut: Turbomachinery International Publications, 1985. V.1, Chapter. 5 p 5-1-5-62.

NAVIA J. A. N. **Preliminary Design Methodology for Multi Fuel Gas Turbine Combustors.** 2010. 152 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos SP.

ODGERS, J. **Gas turbines fuels and their influence on combustion.** Abacus Press UK, 1986.

OLIVEIRA, Antônio Ricardo D'araújo Amâncio; MENEZES, Keila; LEAL, Pedro HenriqueLodde; SANTOS, Ricco Cardoso de Mello; COELHO, Vagner Sobral. **Histórico, aplicações e comparativo de eficiência das turbinas.** 2010. Disponível em: <<http://vidadestutante.blogspot.com.br/2012/10/historico-aplicacoes-e-comparativo-de.html>>. Acesso em: 25 mar. 2017.

SILVA, João Batista Campos. **Sistemas de Potência:** Capítulo 12: Turbina a Gás. Disponível em: <<http://www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo12.pdf>>. Acesso em: 28 jan. 2017.

SILVA, H.M., **Procedimento para projeto de câmaras anulares de turbinas a gás.** 2006.74f Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

SILVA, Ramón Eduardo Pereira. **PROJETO, CONSTRUÇÃO E ENSAIO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MICROTURBINA OPERANDO COM ETANOL Ramón.** 2015. 180 f Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Aerodinâmica, Propulsão e Energia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2015.

SAWYER, J.W., Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, Volume 1. Theory&Design, Turbomachinery International Publications, Connecticut, 1985.

TURBO&JET; ENGINE LABORATORY. **Turbo Charging Micro – Turbines:** Technion City, Haifa 32000, Israel: Israel Institute OfTechnology, 2017. 29 slides, color. Disponível em: <<http://jet-engine-lab.technion.ac.il/>>. Acesso em: 25 mar. 2017.

TURNS, Stephen R. **Introdução à Combustão:** Conceitos e Aplicações. 3. ed. Porto Alegre: Amgh Editora, 2013.

TURRA, Guilherme; KRIEGER FILHO, Guenther Carlos. PROJETO CONSTRUTIVO E MONTAGEM DE UMA MICRO-TURBINA A GÁS.

VENSON, Giuliano Gardolinski; BARROS, José Eduardo Mautone; PEREIRA, Josemar Figueiredo. Modelagem termodinâmica de uma microturbina a gás. In: **Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering-ENCIT.** 2006.

APÊNDICE A – ANÁLISE GASTURB

Summary		Compressor		Stations		
Station	W	T	P	WRstd	FN = 0,27	
amb		288,15	101,325		TSFC = 32,1309	
2	0,717	288,15	101,325	0,718	FN/W2 = 380,28	
3	0,717	399,55	253,312	0,338	Prop Eff = 0,0000	
31	0,638	399,55	253,312		eta core = 0,1187	
4	0,647	1000,00	240,647	0,511		
41	0,683	970,98	240,647	0,531	WF = 0,00876	
49	0,683	869,45	137,218		s NOx = 0,04629	
5	0,718	847,69	137,218	0,916	XM8 = 0,6848	
6	0,718	847,69	137,218		A8 = 0,0046	
8	0,718	847,69	137,218	0,916	P8/Pamb = 1,3542	
P2/P1 = 1,0000		P6/P5 = 1,0000		CD8 = 0,9183	Ang8 = 20,00	
Efficiencias:		isent	polytr	RNI	P/P	W_NGV/W2 = 0,05000
Compressor		0,7700	0,7972	1,000	2,500	WCL/W2 = 0,05000
Burner		1,0000			0,950	Loading % = 100,00
Turbine		0,8000	0,7884	0,310	1,754	e45 th = 0,78233
Spool mech		1,0000	Nominal	Spd	95336	WBld/W2 = 0,01000
Bleed Air:		PBld = 253,31	TBld = 399,6			PWX = 0,00
						ZWBld = 0,00000
hum [%]		war0	FHV	Fuel		
60,0		0,00637	49,736	Natural Gas		

Simulação Gasturb 57994 rpm

Summary		Compressor		Stations		
Station	W	T	P	WRstd	FN = 0,33	
amb		288,15	101,325		TSFC = 28,2013	
2	0,830	288,15	101,325	0,832	FN/W2 = 399,09	
3	0,830	449,77	354,637	0,297	Prop Eff = 0,0000	
31	0,739	449,77	354,637		eta core = 0,1421	
4	0,748	1000,00	336,906	0,422		
41	0,790	973,19	336,906	0,439	WF = 0,00934	
49	0,790	824,15	144,420		s NOx = 0,06857	
5	0,831	806,77	144,420	0,981	XM8 = 0,7414	
6	0,831	806,77	144,420		A8 = 0,0047	
8	0,831	806,77	144,420	0,981	P8/Pamb = 1,4253	
P2/P1 = 1,0000		P6/P5 = 1,0000		CD8 = 0,9270	Ang8 = 20,00	
Efficiencias:		isent	polytr	RNI	P/P	W_NGV/W2 = 0,05000
Compressor		0,7600	0,7975	1,000	3,500	WCL/W2 = 0,05000
Burner		1,0000			0,950	Loading % = 100,00
Turbine		0,8000	0,7821	0,432	2,333	e45 th = 0,78085
Spool mech		1,0000	Nominal	Spd	88597	WBld/W2 = 0,01000
Bleed Air:		PBld = 354,64	TBld = 449,8			PWX = 0,00
						ZWBld = 0,00000
hum [%]		war0	FHV	Fuel		
60,0		0,00637	49,736	Natural Gas		

Simulação Gasturb 68020 rpm

Summary		Compressor		Stations		
Station	W	T	P	WRstd	FN = 0,35	
amb		288,15	101,325		TSFC = 28,9159	
2	0,981	288,15	101,325	0,983	FN/W2 = 355,25	
3	0,981	500,44	455,962	0,288	Prop Eff = 0,0000	
31	0,873	500,44	455,962		eta core = 0,1235	
4	0,883	1000,00	433,164	0,387		
41	0,932	975,44	433,164	0,403	WF = 0,01008	
49	0,932	777,64	136,090		s NOx = 0,09840	
5	0,981	764,43	136,090	1,197	XM8 = 0,6729	
6	0,981	764,43	136,090		A8 = 0,0061	
8	0,981	764,43	136,090	1,197	P8/Pamb = 1,3431	
P2/P1 = 1,0000		P6/P5 = 1,0000		CD8 = 0,9168	Ang8 = 20,00	
Efficiencies:		isent	polytr	RNI	P/P	W_NGV/W2 = 0,05000
Compressor		0,7200	0,7709	1,000	4,500	WCL/W2 = 0,05000
Burner		1,0000			0,950	Loading % = 100,00
Turbine		0,8000	0,7749	0,553	3,183	e45 th = 0,77901
Spool mech		1,0000 Nominal Spd			81498	WBld/W2 = 0,01000
Bleed Air:		PBld = 455,96	TBld = 500,4			PWX = 0,00
						ZWBld = 0,00000
hum [%]						
60,0	war0	FHV	Fuel			
	0,00637	49,736	Natural Gas			

Simulação Gasturb 77084 rpm