

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**VINICIUS ORTEGA BATISTA**

**DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE UMA  
MICROTURBINA A GÁS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2011**

VINICIUS ORTEGA BATISTA

**DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DA CÂMARA DE  
COMBUSTÃO DE UMA MICROTURBINA A GÁS**

“Trabalho de Conclusão de Curso de graduação apresentado a disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Marcio T. Nakaura, *Msc.*

PATO BRANCO

2011

## TERMO DE APROVAÇÃO

O trabalho de diplomação intitulado **DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE UMA MICROTURBINA A GÁS** foi considerado **APROVADO** de acordo com a ata da banca examinadora N° \_\_\_\_\_ de 2011.

Fizeram parte da banca:

**Prof. Marcio T. Nakaura**

**Prof. Luiz Carlos Martinelli**

**Prof. Paulo Cezar Adamczuk**

Dedico a minha família pela confiança e apoio incondicional e a todos àqueles que de alguma forma tornaram este caminho mais fácil de ser percorrido.

Aos professores que auxiliaram no desenvolvimento do projeto no decorrer do período.  
Aos amigos e aos colegas pela paciência e companheirismo.

É melhor atirar-se em luta, em busca de dias melhores, do que permanecer estático como os pobres de espírito, que não lutaram, mas também não venceram; que não conheceram a glória de se reerguer.

Bob Marley

## RESUMO

BATISTA, Vinicius Ortega. DESENVOLVIMENTO E CONSTRUÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE UMA MICROTURBINA A GÁS. 2011. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Graduação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2011.

Este trabalho tem como objetivo desenvolver e construir um modelo de câmara de combustão para uma microturbina a gás. Para isto, será utilizada a metodologia proposta por Lacava. Será desenvolvida e construída uma câmara de combustão tipo tubular. A câmara de combustão é responsável pela transformação da energia química contida nos combustíveis em energia térmica, que provocará a expansão dos gases, aumentando sua velocidade e, conseqüentemente sua energia cinética. Esta energia é aproveitada por uma turbina, neste caso de fluxo radial, que irá movimentar o eixo realizando trabalho de eixo onde poderá, por exemplo, acionar um gerador elétrico.

**Palavras-chave:** Turbinas a gás, Câmaras de combustão, Projeto de Câmara, Microturbina a gás.

## **ABSTRACT**

BATISTA, Vinicius Ortega. DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF THE COMBUSTION CHAMBER OF A MICROTURBINE GAS. 2011. 70 p. Completion of Course Work (Mechanical Engineering) - Graduation, Federal Technological University of Parana. Pato Branco, 2011.

This work aims to develop and build a model of the combustion chamber to a gas microturbine. For this, the proposed methodology will be used by Lacava. Will be developed and built a tubular combustion chamber. The combustion chamber is responsible for transforming the chemical energy contained in fuel into thermal energy, which will cause the expansion of gases, increasing its speed and therefore its kinetic energy. This energy is harnessed by a turbine, in the case of radial flow, which will move the axle shaft doing work where you can, for example, trigger an electrical generator.

**Keywords:** Gas turbines, Combustion chambers, Chamber design, Gas microturbine.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo a Ar Brayton .....	20
Figura 2: Relação de Pressão e Eficiência.....	20
Figura 3: Câmara de Combustão Tubular .....	21
Figura 4: Câmara de Combustão Tubo Anular.....	22
Figura 5: Câmara de Combustão Anular.....	23
Figura 6: Disposição das Áreas Principais da Câmara de Combustão .....	23
Figura 7: (a) Difusor Aerodinâmico e (b) Difusor <i>Dump</i> . .....	25
Figura 8: Injetores de Combustível em Diferentes Pontos. ....	26
Figura 9: Áreas de Recirculação dos Gases na Zona Primária.....	27
Figura 10: Fluxograma do Projeto de uma Câmara de Combustão .....	31
Figura 11: Ciclo a Ar Brayton .....	32
Figura 12: Curvas Características do Turbo Compressor .....	32
Figura 13: Relação entre o Fator $\theta$ e a Eficiência da Queima .....	37
Figura 14: Ilustração dos Diâmetros do Difusor .....	41
Figura 15: Relação entre as Perdas da Carga no Difusor .....	43
Figura 16: Linhas de Fluxo Produzidos pelo Swirler .....	45
Figura 17: Escoamento Toroidal .....	45
Figura 18: Tipos de <i>Swirler</i> .....	46
Figura 19: Descrição do Diâmetro do <i>Swirler</i> .....	46
Figura 20: Designação e Posição das Temperaturas no Combustor .....	49
Figura 21: Fendas de Resfriamento .....	54
Figura 22: Escoamento Toroidal na Zona de Recirculação.....	60
Figura 23: Vórtice Provocado Pelo <i>Swirler</i> .....	60
Figura 24: Escoamento na Região Anular.....	61
Figura 25: Distribuição da Velocidade no Interior da Câmara. ....	61
Figura 26: Detalhe da Distribuição da Velocidade no Interior da Câmara.....	62

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Fatores de Cálculo da Entalpia Sensível.....	35
Tabela 2: Resultados Das Iterações Para Os Orifícios. ....	57

## LISTA DE SÍMBOLOS

$T_1$	Temperatura na entrada do compressor;
$P_1$	Pressão na entrada do compressor;
$\gamma$	Relação entre $c_{p0}$ e $c_{v0}$ ;
$v_e$	Velocidade dos gases na saída do compressor;
$T_3$	Temperatura na saída da câmara de combustão;
$P_1$	Pressão na entrada do compressor;
$P_2$	Pressão na saída do compressor;
$T_{2s}$	Temperatura teórica na saída do compressor.
$T_2$	Temperatura real na saída do compressor;
$\eta_{comp}$	Eficiência do compressor.
$\Delta P_{3-4}$	Perda de pressão na câmara de combustão;
$q_{ref}$	Pressão dinâmica de referência;
$P_3$	Pressão no ponto três (saída da câmara de combustão);
$R$	Constante do ar;
$T_{in}$	Temperatura de entrada na câmara;
$A_{ref,a}$	Área de referência com relação às condições aerodinâmicas.
$b$	Fator de correção de temperatura;
$\phi_{zp}$	Relação de equivalência da queima na zona primária;
$\phi_{global}$	Relação de equivalência global da queima;
$\dot{m}_{zp}$	Vazão de ar na zona primária.
$\dot{m}_{in}$	Vazão de ar na entrada da câmara.
$D_{ref,q}$	Diâmetro da área de referência;
$A_{ref,q}$	Área de referência com relação às considerações químicas.
$A_{ft}$	Área do <i>liner</i> .
$L_{zp}$	Comprimento da zona primária;
$L_{zs}$	Comprimento da zona secundária;
$L_{zd}$	Comprimento da zona de diluição;
$T_Q$	Parâmetro de qualidade transversal da temperatura.
$\dot{m}_{an}$	Vazão mássica pela região anular.
$V_{an}$	Velocidade do ar na área anular;
$A_{an}$	Área anular;

$A_0$	Área do <i>case</i> na entrada do <i>liner</i> ;
$\Delta P_{diff}/P_2$	Razão de perda de pressão no difusor;
$\Psi$	Ângulo de inclinação do difusor.
$A_s$	Área de entrada do <i>liner</i> ;
$C_{d,s}$	Coefficiente de descarga;
$\dot{m}_{sw}$	Vazão de ar que passa pela entrada do <i>liner</i>
$D_s$	Diâmetro da entrada do <i>liner</i> .
$D_{sw}$	Diâmetro do <i>swirler</i> ;
$L_{zr}$	Comprimento da zona de recirculação.
$K_{sw}$	Fator de forma da palheta do <i>swirler</i> ;
$A_{sw,teórico}$	Área do <i>swirler</i> ;
$\beta_{sw}$	Ângulo de escoamento do ar.
$T_{out,zr}$	Temperatura de saída da zona de recirculação;
$T_{in}$	Temperatura de entrada;
$\eta_{zr}$	Eficiência da zona de recirculação;
$\Delta T_{\phi=1}$	Varição da temperatura para a mistura estequiométrica.
$T_{mean,zr}$	Temperatura média da chama na zona de recirculação.
$\Delta T_{zp}$	Aumento da temperatura da chama na zona primária.
$\eta_{zp}$	Eficiência da zona primária.
$T_{out,zp}$	Temperatura na saída da zona primária.
$D_i$	Parâmetro adimensional sobre perda de pressão no combustor;
$\Psi_{T_3}$	Carga cinética do combustível para temperatura de entrada;
$\Psi_{T_{300}}$	Carga cinética do combustível corrigida para 300 Kelvins;
$T_{out,zs}$	Temperatura na saída da zona secundária;
$V_{zp}$	Volume estimado da zona primária.
$T_{4s}$	Temperatura teórica dos gases na saída da turbina;
$\eta_{turb}$	Eficiência da turbina;
$T_4$	Temperatura real de saída.
$\dot{m}_{hzp}$	Vazão de ar que passa pelos orifícios da zona primária;
$\dot{m}_{hzs}$	Vazão de ar que passa pelos orifícios da zona secundária;
$m_{zhf}$	Vazão de ar do filme de resfriamento;
$\dot{m}_{hzd}$	Vazão de ar que passa pelos orifícios da zona de diluição;

$\beta_{zp}$	Razão de ar que entra pela zona primária
$\beta_{zs}$	Razão de ar que entra na zona secundária;
$\beta_{zd}$	Razão de ar que entra na zona de diluição;
$\beta_f$	Razão de ar do filme de resfriamento.
$\Delta P_h/P_{in}$	Perda de pressão localizada no escoamento pelo orifício;
$C_d$	Coefficiente de descarga.
$A_{hzp}$	Área total dos orifícios da zona primária;
$A_{hzs}$	Área total dos orifícios da zona secundária;
$A_{hzd}$	Área total dos orifícios da zona de diluição;
$A_{hf}$	Área dos orifícios do filme de resfriamento.

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	OBJETIVOS .....	15
2	TURBINAS A GÁS.....	17
2.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS DAS TURBINAS A GÁS .....	18
2.1.1	Turbinas aeronáuticas .....	18
2.1.2	Turbinas estacionárias e industriais.....	19
2.2	CICLO TERMODINÂMICO DAS TURBINAS A GÁS.....	19
2.2.1	Ciclo a ar Brayton .....	19
3	CÂMARA DE COMBUSTÃO .....	21
3.1	CARACTERÍSTICAS E TIPOS DE CÂMARAS DE COMBUSTÃO .....	21
3.1.1	Câmara de combustão tubular .....	21
3.1.2	Câmara de Combustão tubo-anular.....	22
3.1.3	Câmara de combustão anular .....	22
3.2	DESIGN BÁSICO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO .....	23
3.2.1	Case .....	24
3.2.2	Difusor .....	24
3.2.3	<i>Liner</i> .....	25
3.2.4	<i>Swirler</i> .....	26
3.2.5	Injetores.....	26
3.2.6	Zonas de combustão .....	27
3.2.7	Zona primária .....	27
3.2.8	Zona intermediária.....	28
3.2.9	Zona de diluição .....	28
4	PROJETO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO .....	29
4.1	METODOLOGIA .....	29
4.1.1	Eficiência da combustão.....	29
4.1.2	Perda de Pressão .....	30
4.1.3	Perfil de temperatura .....	30
4.1.4	Limites de estabilidade .....	30
4.2	ETAPAS DO PROJETO .....	30
4.3	ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO .....	31
4.3.1	Compressor e turbina .....	32
4.3.2	Determinação da vazão de combustível.....	34
4.3.3	Dimensionamento do combustor .....	36
4.3.4	Dimensionamento do difusor .....	40
4.3.5	<i>Swirler</i> .....	44
4.3.6	Determinação das temperaturas de chama .....	49
4.3.7	Transferência de calor para as paredes do <i>liner</i> . .....	53
4.3.8	Determinação dos orifícios. ....	54
5	SIMULAÇÃO E RESULTADOS .....	59
6	CONCLUSÃO .....	63
	REFERÊNCIAS.....	64
	APÊNDICE A – DESENHOS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO. ....	65

## 1 INTRODUÇÃO

Com a crescente demanda de energia associado à instabilidade climática, a necessidade de ter dispositivos de reserva para a não interrupção do fornecimento é fundamental para desenvolvimento do país. De fato, é crescente a utilização de turbinas a gás na geração de energia. Além disso, existem ciclos combinados (a saber, ciclos de cogeração), que utilizam o trabalho gerado pelo eixo da turbina para geração de energia e o calor resultante dos gases de combustão para geração de vapor.

São nas câmaras de combustão onde ocorre a transformação da energia química contida nos combustíveis em calor e trabalho. Turbinas a gás são largamente aplicadas em termoelétricas por apresentar excelente confiabilidade, longos intervalos de manutenção, versatilidade no que se trata de tipos de combustíveis e por apresentar um rendimento maior que motores que operam segundo o ciclo Otto ou o ciclo Diesel. Ainda, são utilizadas na propulsão de aviões e de navios modernos. Notemos que os tipos de turbinas variam conforme a aplicação, por exemplo, numa turbina aeronáutica se utiliza da energia cinética dos gases da combustão para movimentar o eixo da turbina que aciona o compressor do motor da aeronave; já para o caso de turbinas industriais ou de propulsão marítima o interesse é a potência gerada no eixo. Estes fatores interferem na concepção dos componentes, como compressores, câmaras de combustão e turbinas (COHEN, 1988).

### 1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é projetar e construir uma câmara de combustão utilizando a metodologia empregada por Lacava (2009) e Lefebvre (2010) no projeto de câmaras de combustão de turbinas a gás. No projeto de câmaras de combustão, é necessário analisar os fatores que influenciam no seu desempenho como a eficiência de combustão, perda de pressão na câmara, no perfil de temperatura na saída e nos limites de estabilidade de operação.

Tendo como referência os parâmetros propostos por Lacava (2009), o projeto será feito com a premissa de buscar facilitar a fabricação desta, aproximando, por exemplo, diâmetros de tubos aos comerciais, assim como os demais componentes desta câmara de combustão.

## 2 TURBINAS A GÁS

Turbinas a gás funcionam segundo o ciclo termodinâmico a ar Brayton. As turbinas a gás têm um ciclo termodinâmico bem definido e de simples equacionamento, segundo as leis da termodinâmica. Basicamente, uma turbina a gás, independente da aplicação tem sempre os mesmos componentes bem definidos: um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina.

Existem duas possíveis construções para turbinas a gás: as que possuem o compressor de fluxo axial e as de fluxo radial. Ainda sobre a arquitetura, independentemente do tipo de fluxo, as câmaras de combustão podem ser do tipo anular, tubo anular e tubular. Estes tipos de câmaras de combustão serão discutidos mais a frente.

No que diz respeito à classificação, normalmente uma câmara de combustão é caracterizada pela sua geometria, mas também existem classificações quanto à distribuição de ar e quanto à forma de distribuição de combustível que não serão citadas neste projeto por não serem usuais.

A câmara de combustão propriamente dita é composta por cinco componentes básicos: a parte externa do tubo de chama ou *case*, o *liner* (tubo de chama) os injetores, o *swirler* e o difusor.

O *swirler* é um dispositivo que tem por função promover o escoamento turbulento dos gases na entrada da câmara de combustão, o que melhora a mistura do combustível/ar que entra na câmara e, com isso, promove uma queima mais eficiente de todo o combustível no interior da câmara. Este dispositivo será discutido mais a frente.

A parte externa abriga todos os demais dispositivos quando montados, impedindo que o ar admitido pelo compressor seja perdido para o ambiente. Esta é dimensionada a fim de manter a pressão interna e ainda ter a menor perda de carga possível.

O difusor, assim como a parte externa, imprime uma parcela importante da perda de carga total, por isso, devem ser tomados cuidados para que esta seja a menor possível. Também é utilizado para reduzir a velocidade na entrada da câmara de combustão além de ter a função de recuperar parte da pressão dinâmica perdida e alimentar a câmara de combustão de forma homogênea.

No interior do *liner* ocorrem às reações químicas da combustão, assim, esta é a parte com maior exposição ao calor. Deve ser especialmente projetada para que existam as zonas de queima bem definidas e também a zona de diluição, que deve extinguir a chama e garantir que toda a energia química do combustível seja aproveitada. Os injetores são responsáveis por injetar o combustível no interior do *liner* e devem ter sua concepção baseada na vazão necessária de combustível e também na mistura deste com o ar que passa pelo *swirler*. No caso de combustíveis líquidos os injetores devem ter a capacidade de atomizar as partículas a fim de garantir a melhor mistura possível e, por consequência, a maior eficiência da queima.

## 2.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DAS TURBINAS A GÁS

Como já dito anteriormente, independente do tipo de fluxo ou da câmara de combustão, os componentes básicos são os mesmos, no entanto, dependendo da aplicação da turbina, estacionária ou aeronáutica, alguns parâmetros destes componentes podem sofrer mudanças. Algumas destas serão discutidas a seguir.

### 2.1.1 Turbinas aeronáuticas

Para aplicações aeronáuticas, o que se espera de uma turbina a gás é que ela gere empuxo suficiente para acelerar e manter a aeronave em movimento e não trabalho mecânico, por isso o único trabalho mecânico retirado dos gases resultantes da combustão são para movimentar o compressor, necessário para o funcionamento. Para isso, as pás da turbina tem sua geometria direcionada para retirar a menor energia possível (além da necessária).

### 2.1.2 Turbinas estacionárias e industriais

Em turbinas estacionárias, para geração de energia ou não, o foco é o trabalho mecânico (potência e torque), por isso a turbina tem uma geometria capaz de aproveitar toda a energia cinética e transformá-la em trabalho útil que será posteriormente aproveitado para movimentar um gerador elétrico ou um redutor para uso na propulsão de embarcações, por exemplo. Também, a questão de espaço não é mais importante e sim a operação com economia, alta confiabilidade com longos períodos entre manutenção. Além disso, é importante que turbinas industriais operem com uma variedade de combustíveis sólidos, líquidos pesados ou não e gases, por isso a câmara de combustão deve ser mais larga, o que resulta em um tempo entre manutenções maior, ideal para quando se opera com combustíveis pobres. Outro fator interessante é que as velocidades de escoamento são menores em relação às aeronáuticas resultando em uma menor perda de carga (LEFEBVRE, 2010).

Além das turbinas a gás especialmente construídas para este fim, ainda pode-se utilizar turbinas a gás derivadas de aeronaves que já perderam a confiabilidade prevista em projeto, ou seja, são plenamente funcionais, mas, devido ao maior risco de falha, não servem mais para o voo onde não pode haver falha de nenhum tipo. Basicamente, as alterações são na questão do combustível, onde as turbinas são adaptadas para utilizarem outros combustíveis além do querosene aeronáutico, como o gás natural e o etanol.

## 2.2 CICLO TERMODINÂMICO DAS TURBINAS A GÁS

### 2.2.1 Ciclo a ar Brayton

Ciclo Brayton ou também conhecido como Ciclo Joule, opera basicamente em turbinas a gás, que também são classificadas como motores a combustão interna. A figura a seguir mostra o esquema de funcionamento deste ciclo.

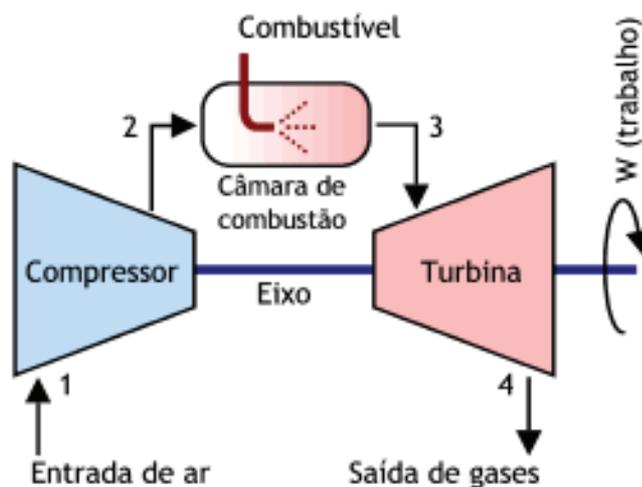


Figura 1: Ciclo a Ar Brayton  
Fonte: Shapiro, 2009

Em um primeiro momento o ar é comprimido (1-2) de forma adiabática por um compressor. Ao passar pela câmara de combustão (2-3) o ar expande pela queima da mistura ar combustível, a pressão constante, já que a construção da câmara deve ter pouca ou nenhuma oposição à passagem do fluxo. Este ar movimenta a turbina (3-4) em um processo, teoricamente, adiabático. Normalmente o compressor e a turbina são construídos no mesmo eixo, assim parte do trabalho gerado na turbina é absorvido para movimentar o compressor (SHAPIRO, 2009).

Por se tratar de um ciclo (ideal) a ar, a eficiência deste depende basicamente das razões de compressão dos gases, como mostra a figura 2.

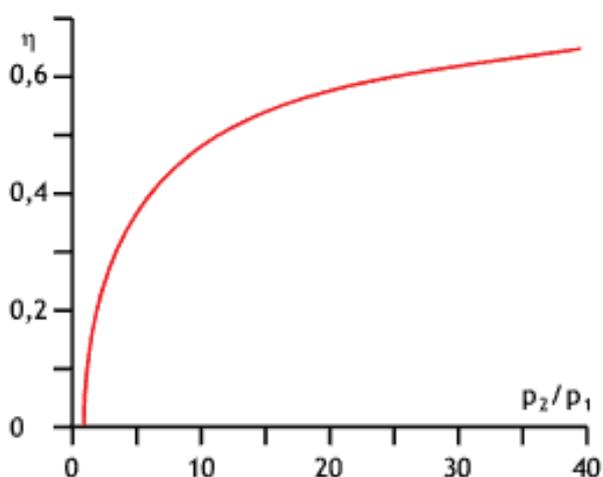


Figura 2: Relação de Pressão e Eficiência  
Fonte: Soares, 2011

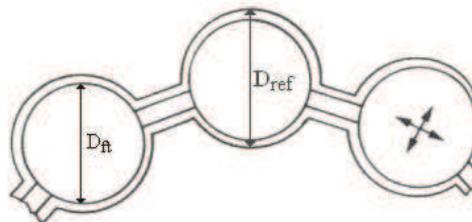
### 3 CÂMARA DE COMBUSTÃO

#### 3.1 CARACTERÍSTICAS E TIPOS DE CÂMARAS DE COMBUSTÃO

De modo geral, a escolha de um tipo particular de câmara de combustão é determinada pela engenharia e por aspectos externos, como o espaço disponível no equipamento para a câmara. Com base nisso, existem dois tipos básicos de câmaras de combustão, anular, tubular e ainda um terceiro tipo que é uma intermediária entre estas, a tubo-anular. Cada uma das câmaras tem uma série de características pertinentes a combustão devido ao escoamento e ao fluxo de massa que passa por ela.

##### 3.1.1 Câmara de combustão tubular

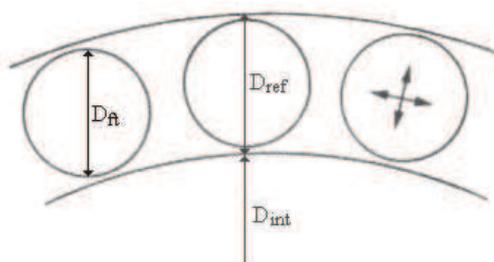
Este tipo de câmara de combustão possui o *liner* montado concentricamente com a parte externa. Muito utilizadas nas turbinas a gás mais antigas, tem por grande vantagem custar pouco no desenvolvimento, porém, questões como o tamanho e o peso acabaram impulsionando o desenvolvimento de outros tipos de câmara para uso aeronáutico. São largamente aplicadas em turbinas industriais onde o acesso e a manutenção são considerações primárias e com compressores centrífugos. A figura 3 abaixo exemplifica a construção de uma câmara de combustão tubular (LEFEBVRE, 2010).



**Figura 3: Câmara de Combustão Tubular**  
Fonte: Lefebvre, 2010.

### 3.1.2 Câmara de combustão tubo-anular

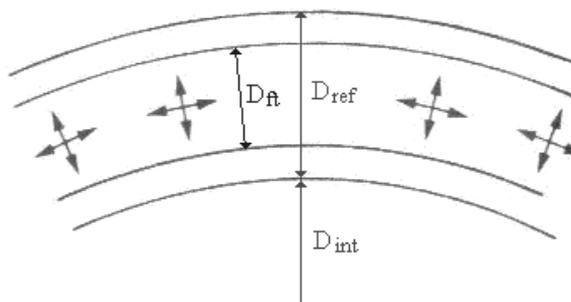
Desenvolvido nos anos 40, a câmara de combustão tubo-anular combina a resistência mecânica da câmara de combustão tubular com o tamanho reduzido das câmaras anulares. Consiste em uma série de *liners* colocados no interior de uma única parte externa. Tem como vantagem a possibilidade de ensaiar a câmara com apenas um segmento e, conseqüentemente, menor fluxo de ar. A desvantagem está no fato de que seu difusor tem concepção difícil e atingir o fluxo de ar necessário pode ser difícil. Eram mais comuns em aeronaves, porém, com a evolução computacional na área de simulações, os motores atuais se utilizam de câmaras anulares. A figura 4 mostra este tipo de câmara (LEFEBVRE, 2010).



**Figura 4: Câmara de Combustão Tubo Anular**  
Fonte: Lefebvre, 2010.

### 3.1.3 Câmara de combustão anular

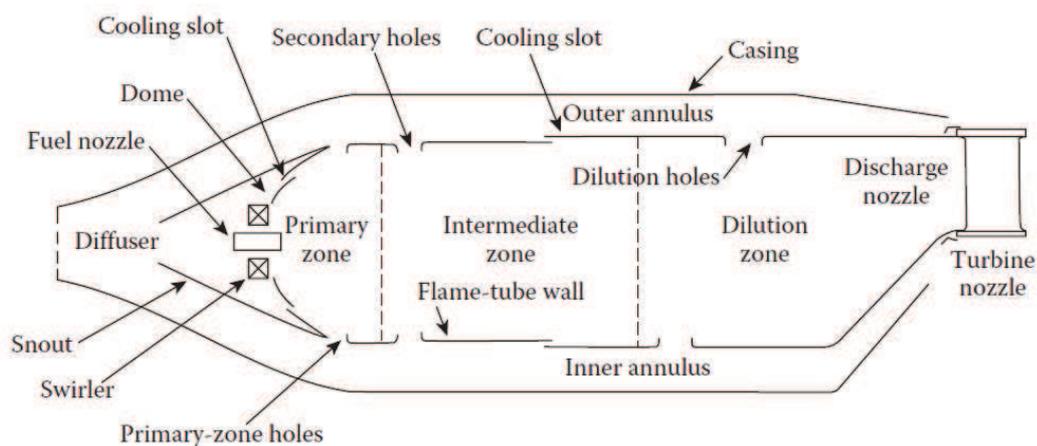
O modelo mais moderno entre as câmaras de combustão, o *liner* é montado concentricamente à parte externa. Apresenta baixa perda de carga, não exige peças de transição e faz uso de quase toda a área para combustão por ter o escoamento anular de uma extremidade a outra bastante homogênea. Com isso, é a menor das câmaras de combustão e são ideais para o uso de compressores axiais. A figura 5 a seguir mostra este tipo de câmara de combustão.



**Figura 5: Câmara de Combustão Anular**  
**Fonte: Lefebvre, 2010.**

### 3.2 DESIGN BÁSICO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Como já dito anteriormente, uma câmara de combustão pode ser dividida em três áreas principais: a parte externa ou *case*, difusor e o *liner* onde ocorre a queima propriamente dita que abriga os demais componentes como *swirler*, injetores de combustível, zonas de combustão e zona de diluição. A figura 6 a seguir mostra a colocação destas na câmara de combustão.



**Figura 6: Disposição das Áreas Principais da Câmara de Combustão**  
**Fonte: Lefebvre, 2010.**

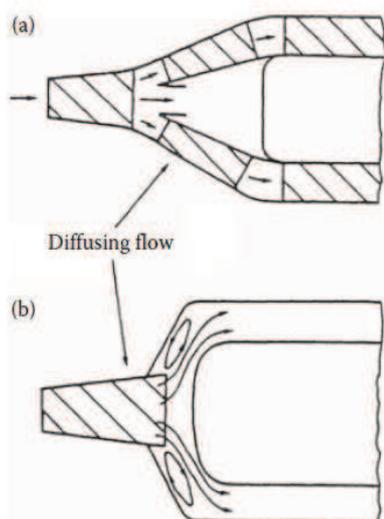
### 3.2.1 Case

Esta parte abriga todos os componentes da câmara de combustão. É de fundamental importância, pois abriga o *liner* e seus componentes, por isso o *case* deve ser projetado de forma que a queda de pressão seja controlada e mantida a níveis aceitáveis, além de conduzir o ar que passa na parte externa do *liner* e facilitar a troca de calor entre estes. A construção do *case* depende da geometria da câmara, do fluxo de ar, entre outros.

### 3.2.2 Difusor

Localizado na entrada da câmara, o difusor é responsável por uma parcela significativa da perda de pressão de toda a câmara. O difusor deve reduzir a velocidade dos gases do compressor a valores aceitáveis para a combustão, além de alimentar homogeneamente a câmara de combustão, distribuir corretamente o ar nas partes externas do *liner* para o arrefecimento e ainda tentar recuperar o máximo da pressão dinâmica possível. O projeto do difusor depende muito do tipo de câmara, da arquitetura do motor em geral e da aplicação deste.

Difusores se apresentam em duas formas basicamente: o difusor aerodinâmico e o chamado *dump*. O aerodinâmico é mais longo e tem por principal função recuperar o máximo de pressão dinâmica possível, além de reduzir a velocidade em, geralmente, 35%. Difusores do tipo *dump* são bastante curtos em relação ao aerodinâmico, o que reduz a velocidade dos gases pela metade. A figura 7 a seguir mostra a concepção destes dois tipos.



**Figura 7: (a) Difusor Aerodinâmico e (b) Difusor *Dump*.**  
**Fonte: Lefebvre, 2010**

Atualmente os difusores do tipo *dump* são mais utilizados em aero motores por terem uma maior tolerância a variações de velocidade dos gases na entrada e também por questões dimensionais, pois são menores que os aerodinâmicos.

### 3.2.3 *Liner*

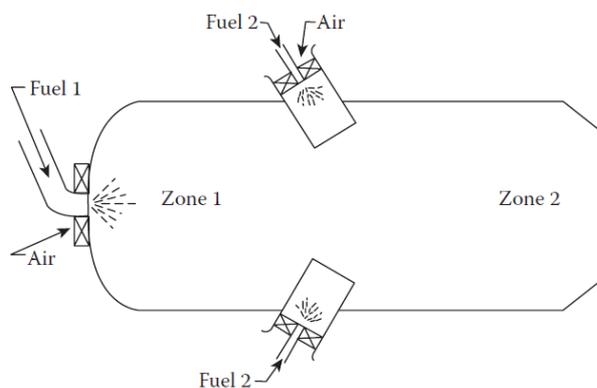
Parte interna da câmara de combustão onde ocorre a queima e a expansão dos gases, ficando em contato direto com a chama, o que implica em altas temperaturas e ciclos térmicos importantes. Isso faz com que o material de fabricação receba uma atenção especial, já que uma falha na parede do *liner* pode comprometer toda a turbina. O controle da temperatura é feito pelo ar que passa pela parte externa, já que apenas uma parcela do ar admitido pelo compressor passa pelo interior do *liner*. A geometria é determinada pelo tipo de câmara de combustão, pelo fluxo e também pelo tipo de combustível que será queimado.

### 3.2.4 Swirler

Dispositivo responsável por promover o escoamento turbulento na entrada da câmara de combustão. Este tipo de escoamento é fundamental para uma queima de qualidade com a redução de poluentes. Por impor certa restrição ao fluxo, boa parcela da perda de carga total da turbina a gás fica a cargo do *swirler*, o que exige grande atenção durante o projeto. O escoamento é de grande turbulência, com a formação de vórtices, o que leva o nome de escoamento toroidal.

### 3.2.5 Injetores

Responsáveis pela alimentação do combustível para posterior queima, os injetores devem ter a capacidade de injetar o combustível homogeneamente pela zona de combustão com o menor tamanho de gota possível, em casos em que se usa combustível líquido, uma vez que quanto menor a gota maior a eficiência da queima. Como uma série de combustíveis podem ser utilizados, cada um exige uma geometria, pressões de injeção e vazões diferentes. Normalmente o injetor de combustível é colocado no mesmo conjunto do *swirler*, pois isso garante a melhor mistura possível entre o ar e o combustível. É bastante comum a utilização de mais de um injetor, por permitir uma melhor distribuição da queima na câmara de combustão. Um exemplo é mostrado na figura 8 a seguir (LEFEBVRE, 2010).



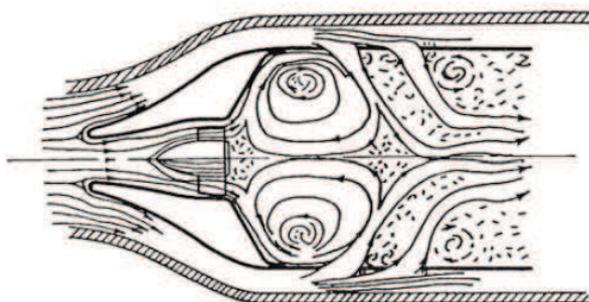
**Figura 8: Injetores de Combustível em Diferentes Pontos.**  
Fonte: Lefebvre, 2010.

### 3.2.6 Zonas de combustão

Nas câmaras de combustão de turbinas a gás, diferente dos demais motores a combustão interna, a queima ocorre de forma contínua, isso implica em uma queima distribuída em três principais etapas discutidas a seguir.

### 3.2.7 Zona primária

Geralmente esta área recebe de 15 a 25% do fluxo de ar total e tem por principais funções manter a chama, garantir o tempo suficiente para a queima e o escoamento turbulento para as demais zonas de queima. A chama é mantida com a criação de um escoamento chamado toroidal reverso com o uso do *swirler*, ou apenas com furos na entrada do *liner*, que arrasta e faz com que parte dos gases quentes da combustão recirculem nesta área, promovendo a ignição contínua da mistura ar combustível que entra a câmara. A figura 9 a seguir mostra a recirculação de parte dos gases na zona primária.



**Figura 9: Áreas de Recirculação dos Gases na Zona Primária**  
Fonte: Lefebvre, 2010.

### 3.2.8 Zona intermediária

Nesta área a temperatura é bastante alta, da ordem de 2000 K, por se tratar de uma mistura já considerada pobre (com excesso de oxigênio e falta de combustível), com altas concentrações de monóxido de carbono e hidrogênio resultantes da primeira queima. Assim, para evitar que estes e outros poluentes não queimados sejam enviados para a atmosfera, uma segunda quantidade de ar é adicionada à câmara, o que permite a queima total destes e de partes do combustível que não foram queimadas na zona primária. É importante que a zona de queima intermediária seja dimensionada corretamente para que esta utilize uma menor quantidade de ar que passa fora do *liner*, já que este também é utilizado para o arrefecimento da câmara.

### 3.2.9 Zona de diluição

Nesta zona todo o gás resultante da queima se mistura com o ar que passa fora do *liner*, promovendo o resfriamento dos gases da combustão a temperaturas aceitáveis para a turbina. Normalmente o ar de arrefecimento é misturado com os gases da queima através de furos que são dimensionados conforme o tipo de câmara e escoamento.

## 4 PROJETO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Durante o projeto de uma câmara de combustão deve-se levar em conta os requisitos básicos que esta deve atender, como alta eficiência na queima do combustível, a redução das emissões, confiabilidade e bom funcionamento nas mais variadas condições, amplas faixas de funcionamento, mínima queda de pressão nos componentes, redução de custos, etc. Além disso, a aplicação da turbina (se aeronáutica ou industrial) também influencia no projeto, portanto espera-se que o projeto consiga atender o maior número de requisitos com base nos parâmetros definidos para o projeto.

### 4.1 METODOLOGIA

O projeto deve atender os fundamentos básicos, citados anteriormente, ou ao menos a maior parte deles sempre visando os principais, que são a eficiência da combustão, a menor perda de pressão possível, o perfil de velocidade na saída e os limites de estabilidade da operação. Com base nisto, alguns parâmetros foram determinados conforme sugere Lefebvre (2010), e são eles:

#### 4.1.1 Eficiência da combustão

A eficiência da combustão é de suma importância, pois está diretamente relacionada com o bom funcionamento da câmara. Uma câmara mal dimensionada pode causar uma queima irregular e/ou não completa, provocando um maior consumo além da emissão de poluentes, como o monóxido de carbono e nitroxidos.

#### 4.1.2 Perda de Pressão

Lefebvre (1983) sugere que a perda de pressão na câmara resultantes de turbulências e da fricção do gás nas paredes fique entre 2 e 8%. A perda de pressão reduz a eficiência, aumentando o consumo de combustível, sendo que para cada 1% de perda de pressão na câmara tem-se 1% da perda de potencia e o mesmo 1% de aumento no consumo (LACAVA, 2009).

#### 4.1.3 Perfil de temperatura

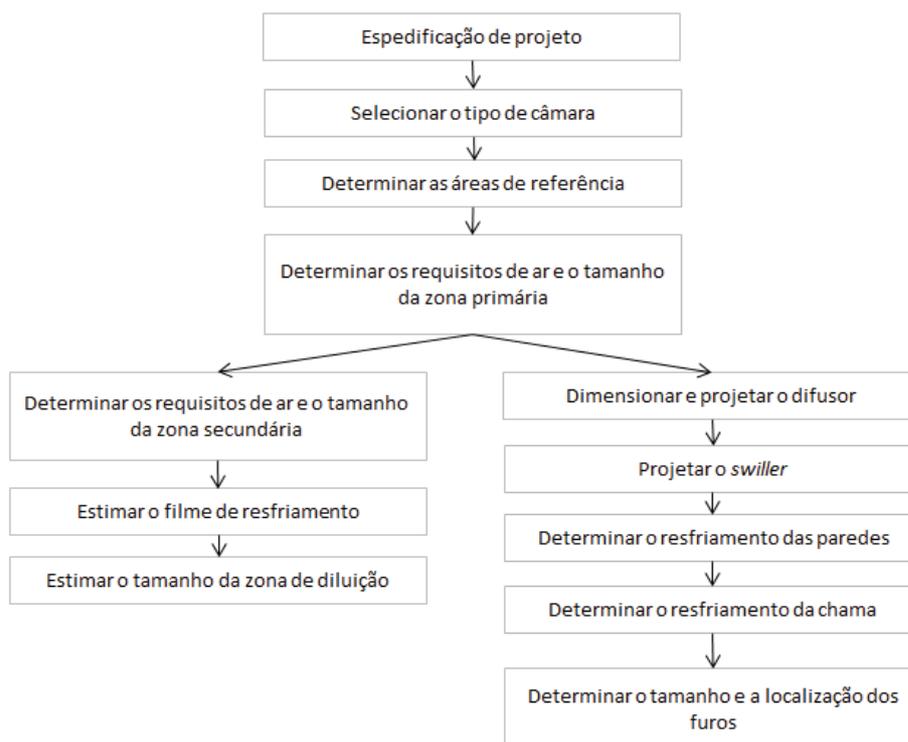
O perfil da temperatura dos gases na saída da câmara deve ser tal que não prejudique a turbina, provocando o superaquecimento e uma posterior falha por fadiga térmica. É possível evitar tais problemas com a correta distribuição de ar com os gases da combustão na zona de diluição e aumentando a turbulência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

#### 4.1.4 Limites de estabilidade

Estes limites são os intervalos de razão da mistura ar/combustível e da temperatura para os quais não ocorra a extinção da chama. Assim, o projeto deve trabalhar distante dessas condições para que o motor possa ser acelerado ou desacelerado com segurança, sem que a chama se apague.

### 4.2 ETAPAS DO PROJETO

Lacava (2009) sugere que o projeto de uma câmara de combustão deve seguir uma ordem específica, como mostra o esquema na figura 10 a seguir.



**Figura 10: Fluxograma do Projeto de uma Câmara de Combustão**  
 Fonte: Lacava, 2009.

#### 4.3 ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO

A proposta inicial é que a turbina a gás projetada opere em bancada, com ambiente controlado, por isso a câmara escolhida será a tubular, e o combustível será o gás propano. Pelas dimensões, o compressor e a turbina utilizados serão com fluxo radial, pois estas podem ser encontradas facilmente no mercado. Com base nisso, os parâmetros básicos de projeto serão determinados a seguir.

É importante ressaltar que os índices das equações e termos segue a ordem do esquema representado pela figura 11 a seguir, segundo o ciclo a ar Brayton.

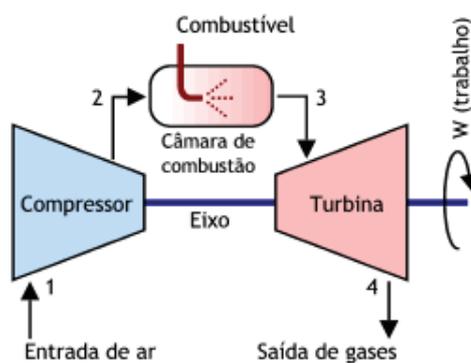


Figura 11: Ciclo a Ar Brayton  
Fonte: Shapiro, 2009

#### 4.3.1 Compressor e turbina

Do tipo radial, o compressor e a turbina selecionados são da marca Garret, modelo GT2859R e suas curvas características são mostradas na figura 12 a seguir.

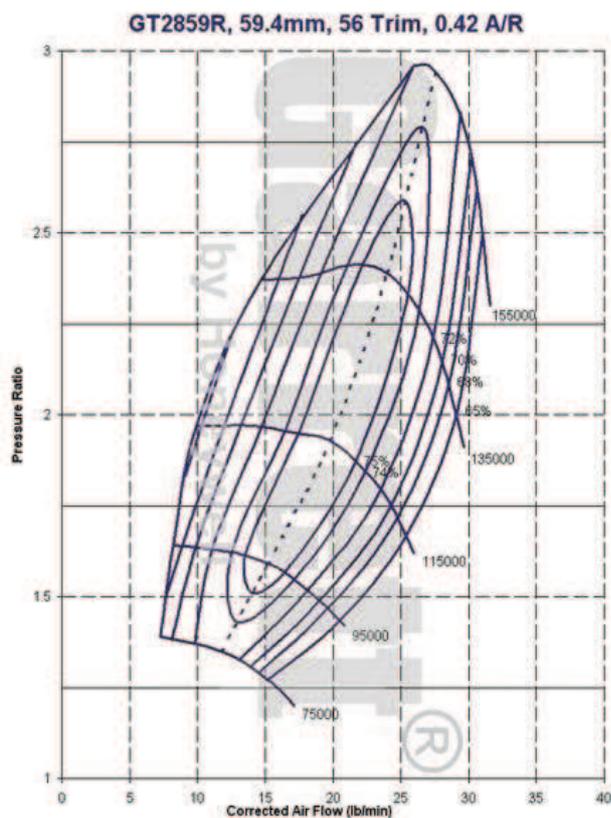


Figura 12: Curvas Características do Turbo Compressor  
Fonte: Garret, 2011

Com base nas curvas fornecidas pelo fabricante e em considerações a respeito da vida útil dos componentes, estipula-se a vazão mássica de ar no compressor, a velocidade do ar na saída do compressor, a pressão na entrada, a relação de pressão e a temperatura dos gases na entrada do compressor e da turbina, que serão:

$$T_1 = 298 [K]$$

$$P_1 = 1 [atm]$$

$$\gamma = 1,4$$

$$v_e = 150 [m/s]$$

$$T_3 = 1073 [K]$$

$$\frac{P_1}{P_2} = 1,8$$

$$\dot{m}_{in} = 0,0983 [kg/s]$$

Onde:

$T_1$  é a temperatura do ar na entrada do compressor;

$\gamma$  é a relação entre  $c_{p0}$  (calor específico do ar a pressão constante) e  $c_{v0}$  (calor específico do ar com volume constante);

$v_e$  é a velocidade dos gases na saída do compressor;

$T_3$  é a temperatura do ar na saída da câmara de combustão (entrada da turbina);

$P_1$  é a pressão do ar na entrada do compressor;

$P_2$  é a pressão ar na saída do compressor;

$\dot{m}_{in}$  é a vazão mássica de ar na saída do compressor.

Com base nestes dados pode-se determinar através das leis da termodinâmica, admitindo o ar como gás ideal para o ciclo a ar Brayton, a temperatura do ar na saída do compressor, pela equação a seguir.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.1)$$

$$T_{2s} = 352,5 [K]$$

Onde:

$T_{2s}$  é a temperatura teórica do ar na saída do compressor.

O ciclo calculado acima é o teórico, ou seja, considera que a eficiência do compressor e da turbina é plena, sem perdas, o que não ocorre realmente. Assim, considerando os dados do fabricante, a determinação da temperatura de saída do compressor é calculada a seguir:

$$\eta_{comp} = (T_{2s} - T_1)/(T_2 - T_1) \quad (4.2)$$

$$\eta_{comp} = 0,7$$

$$T_2 = 373,7 [K]$$

Onde:

$T_2$  é a temperatura real do ar na saída do compressor;

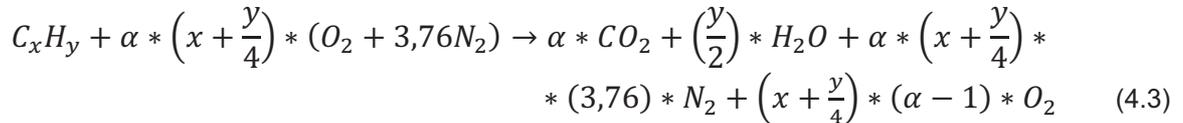
$\eta_{comp}$  é a eficiência do compressor.

#### 4.3.2 Determinação da vazão de combustível

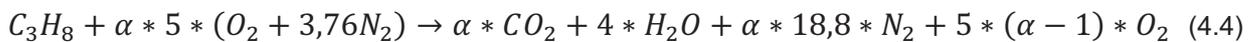
O próximo passo é determinar a vazão de combustível para a câmara de combustão. Lefebvre sugere o uso de querosene, também hidrocarboneto, que difere do propano por se apresentar na forma de líquido e por seu poder calorífico inferior (PCI) ser também diferente. Por motivos práticos, a câmara será projetada com base nas determinações para o uso de querosene, sendo diferente apenas o injetor de combustível.

Para a determinação vazão mássica do combustível deve-se encontrar a reação global da mistura. Perry (1973) sugere uma equação genérica para determinação da mistura pobre com uso de qualquer hidrocarboneto, levando em

consideração a entalpia sensível para as temperaturas de trabalho, neste caso a temperatura ambiente e a temperatura máxima de saída ( $T_3$ ) que segue:



Transcrevendo a equação para o combustível escolhido, neste caso o propano tem-se:



A entalpia sensível, que é a entalpia absoluta subtraída da entalpia e formação, é calculada com base nos fatores específicos de cada molécula fornecidos por Perry (1973) e mostrados na tabela 1 a seguir:

$$\Delta h_{s,i} = a + b * T + c * T^2 + d * T^3 \left[\frac{J}{mol}\right] \quad (4.5)$$

**Tabela 1: Fatores de Cálculo da Entalpia Sensível**

	a	b	c	d
CO <sub>2</sub>	-13106,40	41,9064	0,00615258	-5,72228E-07
H <sub>2</sub> O	-9445,18	29,3863	0,00694574	-5,52529E-07
O <sub>2</sub>	-9126,59	29,7605	0,00249182	-1,70734E-07
N <sub>2</sub>	-8678,80	28,1214	0,00255465	-2,25648E-07

Fonte: Perry, 1973

Assim, substituindo os valores da entalpia sensível nos termos da equação (química) anterior determina-se o fator alfa ( $\alpha$ ), cujo fator inverso representa a razão global de equivalência. Assim, a razão de equivalência, que relaciona a mistura entre ar/combustível global para este combustível nesta turbina é:

$$\phi_{global} = 0,303$$

Lacava (2009) sugere que a vazão mássica de ar para a zona primária seja da ordem de 15 a 24% do total, uma vez que valões abaixo de 15% podem provocar a extinção da chama quando a turbina estiver com máxima tração e valores acima

de 24% podem apagar a chama quando a turbina estiver em *idle*. Com base nisto, a vazão mássica de ar na zona primária terá seu valor determinado e será de 23% da vazão mássica total, assim:

$$\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_3} = 0,23$$

#### 4.3.3 Dimensionamento do combustor

Com os dados da entrada da câmara de combustão já determinados a próxima etapa é determinar as dimensões do combustor. O combustor deve atender tanto as questões aerodinâmicas do escoamento quanto as questões químicas da combustão. A princípio serão feitas considerações aerodinâmicas para o pré-projeto.

Inicialmente é calculada a área de referência. Trata-se da área da seção transversal do *case* e as perdas de pressão entre a entrada e a saída neste caso estão diretamente associadas com o tipo de câmara. Para este projeto as perdas de carga sugeridas para uma câmara de combustão do tipo tubular por Lefebvre (2010) são:

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = 37$$

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = 0,07$$

Onde:

$\Delta P_{3-4}$  é a perda de pressão na câmara de combustão;

$q_{ref}$  é a pressão dinâmica de referência;

$P_3$  é a pressão no ponto 3 (saída da câmara de combustão, entrada da turbina).

Com isso, a equação que determina a área do *case* ( $A_{ref,a}$ ) considerando as condições aerodinâmicas fica na seguinte forma:

$$A_{ref,a} = \left( \frac{R}{2} * \left( \frac{m_{in} * T_{in}^{0,5}}{P_3} \right)^2 * \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) * \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right)^{0,5} \quad (4.6)$$

$$A_{ref,a} = 0,002869 [m^2]$$

Onde:

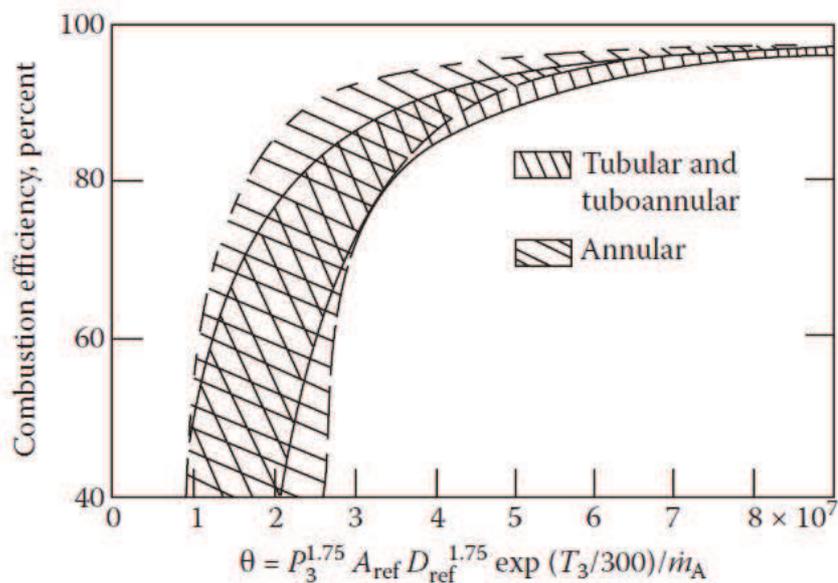
$R$  é a constante do ar;

$T_{in}$  é a temperatura do ar na entrada na câmara;

$A_{ref,a}$  é a área de referência com relação às condições aerodinâmicas.

Como esta microturbina é considerada estacionária, a temperatura de entrada  $T_{in}$  será considerada como a temperatura do ar na saída do compressor, sem a variação de rotação, ou seja, igual a  $T_2$ .

É comum que as condições químicas superem as condições aerodinâmicas no cálculo da área de referência, por isso, as considerações químicas são calculadas em função da eficiência esperada. Esta eficiência é dada em função do parâmetro  $\theta$ , que se obtém na figura 13 a seguir proposta por Lefebvre (2010). Cabe ao projetista determinar qual das condições é a mais adequada para a operação da turbina.



**Figura 13: Relação entre o Fator  $\theta$  e a Eficiência da Queima**  
Fonte: Lefebvre, 2010.

Portanto, a área de referência necessária para a máxima eficiência da combustão deve ser calculada em função do maior valor  $\theta$ , que segue:

$$\theta = \frac{P_3^{1,75} * A_{ref,q} * D_{ref,q}^{0,75} * \exp\left(\frac{T_{in}}{b}\right)}{\dot{m}_{in}} \quad (4.7)$$

$$\Phi_{zp} = \frac{\Phi_{global}}{\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_3}} \quad (4.8)$$

$$\theta_{max} = 73 * 10^6$$

$$\Phi_{zp} = 1,2$$

$$b = 170 * \left(2 + \ln(\Phi_{zp})\right); 1 < \Phi_{zp} < 1,4 \quad (4.9)$$

$$A_{ref,q} = 0,007968 [m^2]$$

$$D_{ref,q} = 0,1007 [m]$$

Onde:

$b$  é o fator de correção de temperatura;

$\Phi_{zp}$  é a relação de equivalência da queima na zona primária;

$\Phi_{global}$  é a relação de equivalência global da queima;

$\dot{m}_{zp}$  é a vazão de ar na zona primária.

$\dot{m}_{in}$  é a vazão de ar na entrada da câmara.

$D_{ref,q}$  é o diâmetro da área de referência;

$A_{ref,q}$  é a área de referência com relação às considerações químicas.

Este diâmetro é o que proporcionaria a maior eficiência da combustão, cerca de 96%, porém, para a posterior fabricação é interessante que, por ser uma câmara tubular, este diâmetro seja coincidente com os diâmetros de tubos disponíveis comercialmente. Assim, fazendo o cálculo reverso, a eficiência será calculada para o diâmetro comercial que mais se aproxima deste, que segue:

$$D_{ref} = 0,099[m]$$

$$A_{ref} = 0,00769[m^2]$$

$$\theta = 69,6 * 10^6$$

Voltando a figura 13 nota-se que a eficiência fica em torno de 93%, o que se revela um bom número, se levado em consideração que, por restrições construtivas e de operação, as pressões e temperaturas são baixas, além do fato de esta ser uma microturbina que deve operar em bancada. Câmaras de combustão com baixo rendimento produzem altos níveis de poluentes, fuligem e consomem mais combustível segundo Sawyer (1985), que diz ainda que para cada 1% de aumento na eficiência têm-se 1% de redução de consumo. Portanto, o diâmetro escolhido para o projeto levará em conta as considerações químicas, pois esta atende também as considerações aerodinâmicas mínimas.

Lacava (2009) cita que a área do *liner* deve ser 70% a área do *case*, assim:

$$A_{ft} = 0,7 * A_{ref} \quad (4.10)$$

$$A_{ft} = 0,005383 [m^2]$$

Onde:

$A_{ft}$  é a área do *liner*.

Para o dimensionamento do comprimento da câmara deve-se considerar as zonas da combustão, ou seja, divide-se o *liner* de acordo com as zonas de combustão, levando em conta o comprimento da zona primária, da zona intermediária e da zona de diluição. Assim, Lacava (2009) cita que para as considerações de combustão deve-se associar a área do *case* com a eficiência da combustão. Isto é feito de forma indireta através do parâmetro  $\theta$ , já calculado anteriormente.

Com base nestas considerações, Lacava (2009) sugere que os comprimentos das zonas de queima primária, intermediária e da zona de diluição podem ser calculados pelas equações a seguir.

$$L_{zp} = 3 * \frac{D_{ft}}{4} \quad (4.11)$$

$$L_{zp} = 0,06212 [m]$$

$$L_{zs} = \frac{D_{ft}}{2} \quad (4.12)$$

$$L_{zs} = 0,04141 [m]$$

$$L_{zd} = D_{ft} * (2,8 - 11 * T_Q + 20 * T_Q^2) \quad (4.13)$$

$$L_{zd} = 0,1574 [m]$$

Onde:

$L_{zp}$  é o comprimento da zona primária;

$L_{zs}$  é o comprimento da zona secundária;

$L_{zd}$  é o comprimento da zona de diluição;

$T_Q$  é o parâmetro de qualidade transversal da temperatura.

O parâmetro de qualidade transversal de temperatura é a razão entre a temperatura de saída da câmara, da saída da turbina e da temperatura máxima admissível pelo projeto. Contudo, Lacava (2009) sugere que este parâmetro seja escolhido pelo projetista. Ainda segundo Lacava (2009), é comum que este parâmetro varie entre 0,05 e 0,30; para turbinas aeronáuticas o valor deve ficar próximo a 0,25 e para turbinas estacionárias, próximo a 0,10, escolhido para este projeto.

#### 4.3.4 Dimensionamento do difusor

Em projetos convencionais é comum que metade do ar admitido para a zona primária entre pelo *swirler* e o restante pela refrigeração da cúpula, ou seja, passa pela área de entrada do *liner*. A figura a seguir, disponibilizada por Lacava (2009) mostra onde estão posicionados os diâmetros de interesse para o cálculo do difusor.

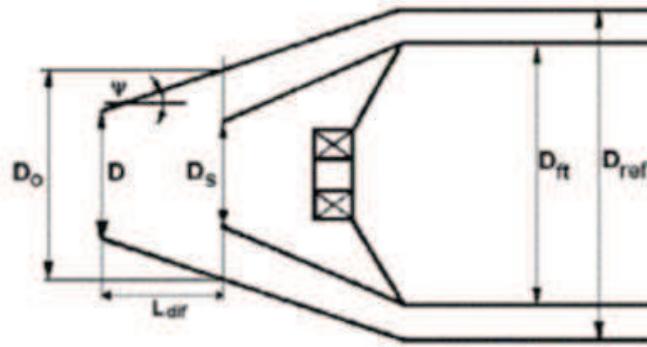


Figura 14: Ilustração dos Diâmetros do Difusor  
Fonte: Lacava, 2009.

O diâmetro na entrada do *case* será considerado o mesmo da saída do compressor, neste caso de uma polegada. O cálculo do difusor é feito segundo algumas suposições propostas por Lacava (2009). A primeira delas é que metade do ar que entra na zona primária passa pelo pela entrada do *liner* ( $D$ ). Assim, a vazão de ar que passa entre a entrada do *liner* e o *case* é dada por:

$$\dot{m}_{an} = \dot{m}_{in} - 0,5 * \dot{m}_{zp} \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{an} = 0,087 \text{ [kg/s]}$$

Onde:

$\dot{m}_{an}$  é a vazão mássica pela região anular.

A próxima consideração feita por Lacava (2009) é que a velocidade na área anular será a mesma da área externa à entrada do *liner* (em  $D_0$ ). Assim é possível relacionar estas áreas com as já calculadas áreas do *liner* e do *case*. A velocidade do ar é dada por:

$$V = \frac{\dot{m}_{in} * T_{in} * R}{A * P_2} \quad (4.15)$$

$$V = 114,2 \text{ [m/s]}$$

Onde:

$A$  é a área na entrada do *case*;

$V$  é a velocidade na entrada do *case*.

A mesma equação é válida para calcular a velocidade na área anular, porém, aplica-se a vazão mássica referente a esta.

$$V_{an} = \frac{\dot{m}_{an} * T_{in} * R}{A_{an} * P_2} \quad (4.16)$$

$$A_{an} = A_{ref} - A_{ft} \quad (4.17)$$

$$A_{an} = 0,002309 [m^2]$$

$$V_{an} = 22,15 [m/s]$$

Onde:

$V_{an}$  é a velocidade do ar na área anular;

$A_{an}$  é a área anular;

$\dot{m}_{an}$  é a vazão de ar na área anular;

$A_0$  é a área do *case* na entrada do *liner*;

Aplicando a consideração proposta:

$$A_0 = \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{an}} * A_{an} \quad (4.18)$$

$$A_0 = 0,002609 [m^2]$$

$$D_0 = 0,0576 [m]$$

A seguir deve-se encontrar um ângulo de inclinação  $\psi$  a fim de minimizar as perdas de pressão no escoamento. Neste caso podem ocorrer dois tipos de perda: a perda pelo atrito do fluido com as paredes da câmara e a perda por *stall*, que ocorre quando há a divisão do fluxo. A figura 15 a seguir mostra a relação entre estas perdas de carga.

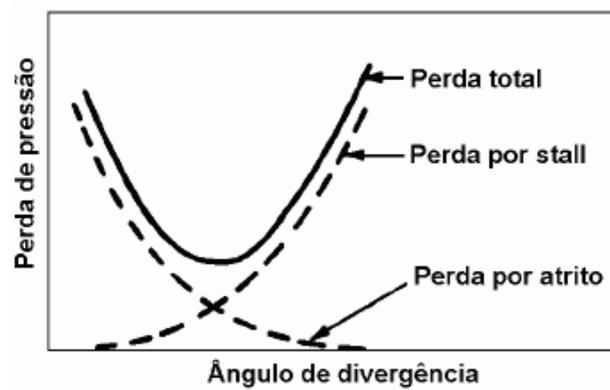


Figura 15: Relação entre as Perdas da Carga no Difusor  
Fonte: Lacava, 2009.

A determinação do ângulo ideal de inclinação do difusor vem da equação abaixo, considerando que a perda de pressão no escoamento seja da ordem de 0,01 da pressão de entrada, a equação a seguir citada por Lacava (2009) determina o ângulo ideal do difusor, que segue:

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_2} = 1,75 * R_{ar} * \left( \frac{\dot{m}_{in} * \sqrt{T_{in}}}{P_2} \right)^2 * \left( \frac{tg(\psi)}{A^2} \right)^{1,22} * \left( 1 - \frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (4.19)$$

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_2} = 0,01$$

$$\psi = 6,64^\circ$$

Onde:

$\Delta P_{diff}/P_2$  é a razão de perda de pressão no difusor;

$\psi$  é o ângulo de inclinação do difusor.

Ainda é possível determinar a área de entrada do *liner*. Esta determinação é feita com base no fator coeficiente de descarga ( $C_{d,s}$ ) que é normalmente aproximado como unitário. Assim:

$$A_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{in}} * \frac{1}{C_{d,s}} * A_0 \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{sw} = \dot{m}_{in} * 0,23 * 0,5 \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{sw} = 0,0113 \text{ [kg/s]}$$

$$A_s = 0,0003 [m^2]$$

$$D_s = 0,01955 [m]$$

Onde:

$A_s$  é a área de entrada do *liner*;

$C_{d,s}$  é o coeficiente de descarga;

$\dot{m}_{sw}$  é a vazão de ar que passa pela entrada do *liner*, igual à vazão que passa pelo *swirler*;

$D_s$  é o diâmetro da entrada do *liner*.

O comprimento da zona de recirculação, segundo Sawyer (1985) é de aproximadamente duas vezes o diâmetro da coroa do *swirler*:

$$L_{zr} = D_{sw} * 2 \quad (4.22)$$

Onde:

$D_{sw}$  é o diâmetro do *swirler*;

$L_{zr}$  é o comprimento da zona de recirculação.

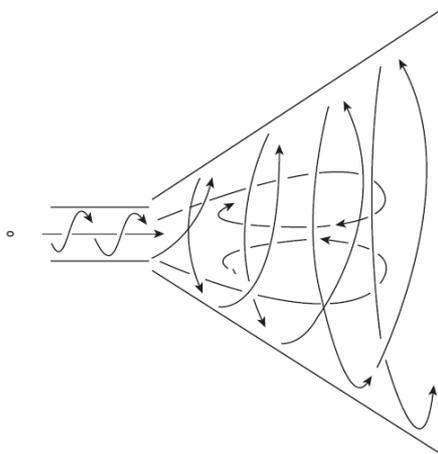
O *swirler* será calculado a frente, portanto este comprimento será citado em outro momento neste projeto.

#### 4.3.5 Swirler

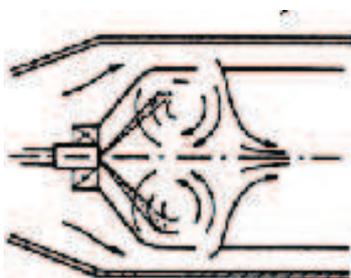
Como citado anteriormente, este dispositivo tem a função de provocar um escoamento turbulento, imediatamente antes da queima, com o intuito de otimizar a mistura ar/combustível e, assim, a eficiência do sistema.

Vários tipos de escoamentos já foram empregados, mas o que todos têm em comum é a criação de um escoamento toroidal, que facilita a recirculação de parte dos gases quentes da combustão e os misturam com os gases que entram na câmara, mantendo a combustão contínua e impedindo que a chama se apague. Estes vórtices são alimentados continuamente pelas entradas laterais da câmara, que também atuam diretamente na mistura (LEFEBVRE, 2010).

A maneira mais eficiente de induzir a recirculação e a mistura ideal por formação de vórtice na câmara é colocando injetor de combustível concêntrico ao *swirler*. As figuras 16 e 17 a seguir mostram as linhas de fluxo que são produzidas pelo *swirler* e o escoamento toroidal.

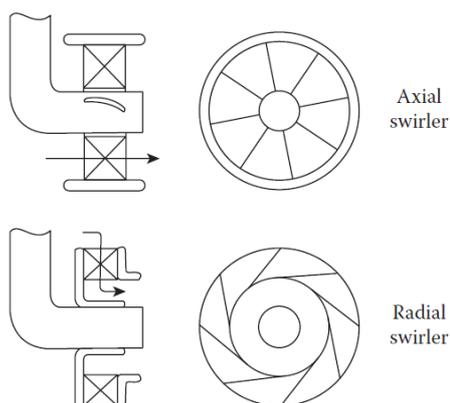


**Figura 16: Linhas de Fluxo Produzidos pelo Swirler**  
Fonte: Lefebvre, 2010.



**Figura 17: Escoamento Toroidal**  
Fonte: Lefebvre, 1983.

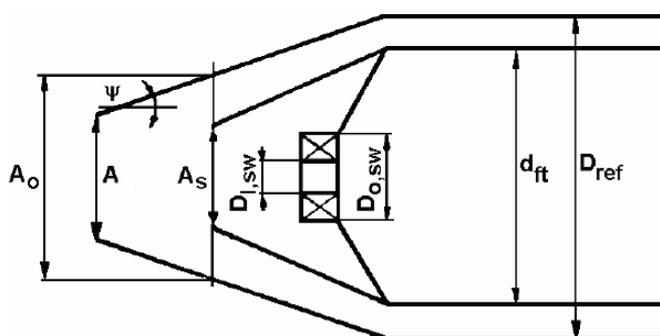
Os *swirlers* apresentam-se com dois tipos de escoamento, o radial e o axial, sendo o axial o mais comum. A figura 18 a seguir demonstra o esquema básico de cada um.



**Figura 18: Tipos de Swirler**  
**Fonte: Lefebvre, 2010.**

Este projeto adotará o *swirler* do tipo axial, pois este é o mais adequado para a proposta, além de ter todos os parâmetros de projeto bem definidos, já que por muitos anos foi o foco dos estudos da aerodinâmica em câmaras de combustão.

A metodologia utilizada para dimensionar o *swirler* proposta por Lacava (2009), admite que a vazão mássica que passa pelo *swirler* deve ser de 3 a 12% da vazão total de ar. Lacava (2009) também diz que o ângulo das pás deve estar entre 45 e 70° em relação a seu eixo e que, geralmente, o número de pás varia de 8 a 10. Ainda há a consideração de que o ângulo de escoamento do ar é igual ao ângulo das pás. A figura 19 a seguir mostra os a localização dos diâmetros calculados para o *swirler*.



**Figura 19: Descrição do Diâmetro do Swirler**  
**Fonte: Lacava, 2009.**

A relação a seguir proposta por Lacava (2009) determina a área do *swirler* com base na perda de pressão deste.

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} * \left( \left( \frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 * \sec^2(\beta_{sw}) - \left( \frac{A_{ref}}{A_{ft}} \right)^2 \right) * \left( \frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{in}} \right) \quad (4.23)$$

Onde:

$K_{sw}$  é o fator de forma da palheta do *swirler*;

$A_{sw,teórico}$  é a área do *swirler*;

$\beta_{sw}$  é o ângulo de escoamento do ar.

O fator de forma da palheta leva em consideração se estas são curvadas ou retas; neste projeto serão consideradas pás retas. O ângulo  $\beta_{sw}$  pode ser aproximado para o ângulo das pás do *swirler*, que para este projeto será de 60°. A determinação da perda de carga no *swirler* é dada por:

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_s}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} \quad (4.24)$$

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{dif}}{P_2} * \frac{\Delta P_s}{q_{ref}} * \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{P_2} \right)^{-1} \quad (4.25)$$

$$\frac{\Delta P_s}{q_{ref}} = 0,25 * \left( \frac{A_{ref}}{A_{ft}} \right)^2 \quad (4.26)$$

$$\frac{\Delta P_s}{q_{ref}} = 2,176$$

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = 5,286$$

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = 29,538$$

Assim, aplicando estes fatores de perda de pressão determina-se a área do *swirler* com a equação 25, assumindo que o fator de forma da pá  $K_{sw}$  será 1,3:

$$A_{sw,teórico} = 0,00015[m^2]$$

Como as pás impõe uma restrição à passagem do ar, já que mudando o ângulo destas muda-se a área de passagem real, Lacava (2009) sugere que esta área seja considerada 50% maior que a calculada. Assim:

$$A_{sw,teórico} = 0,000224[m^2]$$

Lacava (2009) diz, com base em resultados empíricos que o diâmetro do *swirler* deve ser equivalente a aproximadamente 30% do diâmetro do *liner*, então a área equivalente seria:

$$D_{sw} = 0,3 * D_{ft} \quad (4.27)$$

$$D_{sw} = 0,02469 [m]$$

$$A_{sw} = 0,000485 [m^2]$$

Aplicando esta área na equação que determina a perda de carga no *swirler* ( $\Delta P_{sw}/q_{ref}$ ) nota-se uma redução significativa (cerca de 85%), portanto, os dados utilizados neste projeto serão estes.

A área determinada acima refere-se a quantidade de ar que deve passar pelo *swirler*, sem considerar a área que será ocupada pelo injetor, que deve ser concêntrico para garantir a melhor mistura. Por isso, o diâmetro externo ( $D_{0,sw}$ ) será fixado em 30 milímetros e o diâmetro interno ( $D_{i,sw}$ ) será:

$$A_{sw} = (D_{0,sw}^2 - D_{i,sw}^2) * \pi * 0,25 \quad (4.28)$$

$$D_{i,sw} = 0,01681 [m]$$

#### 4.3.6 Determinação das temperaturas de chama

A determinação das temperaturas da chama nas zonas de queima é importante para verificação da temperatura os gases na saída da câmara, já que por condições construtivas a temperatura dos gases que passarão pela turbina não deve ser maior que 800°C (1073K). A figura 20 mostra onde estão localizadas e o aumento das temperaturas que serão calculadas a seguir.

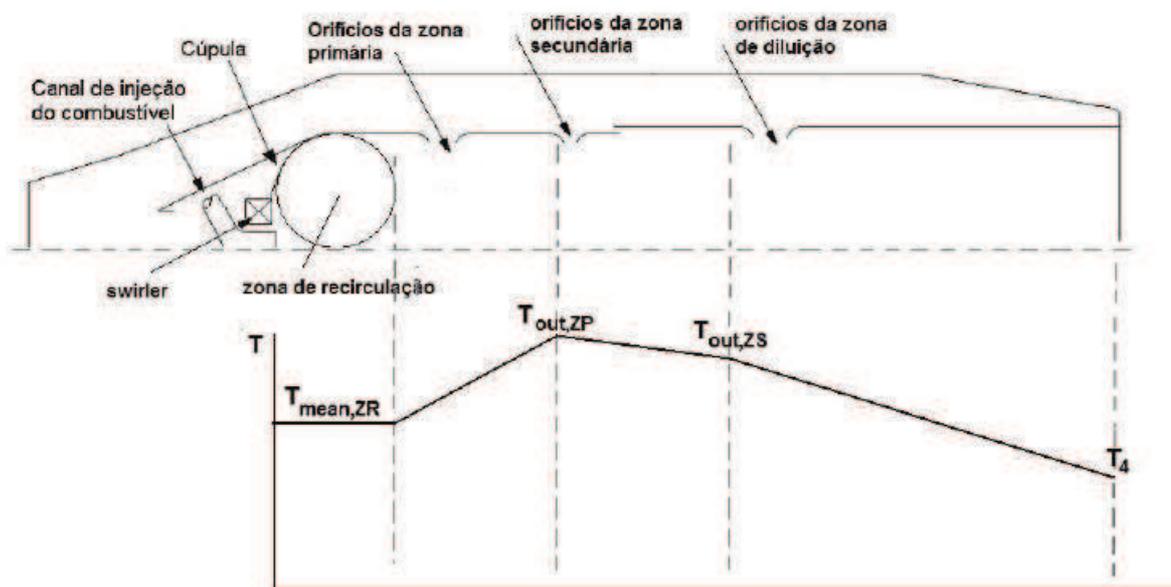


Figura 20: Designação e Posição das Temperaturas no Combustor  
Fonte: Lacava, 2009.

Primeiramente será determinada a temperatura da zona de recirculação. Esta zona esta localizada na entrada da câmara, e Lacava (2009) propõe que o aumento da temperatura é linear entre a temperatura de entrada na face do atomizador e na saída da zona de recirculação para considerar a taxa de reação finita e o acréscimo de ar frio, assim:

$$T_{out,zr} = T_{in} + \eta_{zr} * \Delta T_{\phi=1} \quad (4.29)$$

$$T_{out,zr} = 1253 [K]$$

$$\Delta T_{\phi=1} = 2185 - 0,5 * T_{in} \quad (4.30)$$

$$\Delta T_{\phi=1} = 1998 [K]$$

Onde:

$T_{out,zr}$  é a temperatura de saída da zona de recirculação;

$T_{in}$  é a temperatura do ar na entrada da câmara;

$\eta_{zr}$  é a eficiência da zona de recirculação;

$\Delta T_{\phi=1}$  é a variação da temperatura para a mistura estequiométrica.

Para determinação da temperatura de saída da zona de recirculação é necessário calcular a eficiência desta e o aumento da temperatura para a mistura estequiométrica em função da temperatura na entrada da câmara. É importante ressaltar que temperatura de entrada, para este projeto, será considerada constante, já que o intuito é que esta seja uma turbina estacionária. Esta condição não é verdadeira para turbinas aeronáuticas, já que a rotação da máquina varia conforme a necessidade e, por consequência, varia também a temperatura de entrada que depende somente da taxa de compressão e da temperatura externa. Assim, a eficiência calculada para a temperatura de trabalho é:

$$\eta_{zr} = 0,56 + 0,44 * \tanh * (1,5475 * 10^{-3} * (T_{in} + 108 * \ln(P_2) - 1863)) \quad (4.31)$$

$$\eta_{zr} = 0,44$$

A temperatura na saída da zona de circulação é uma das mais altas do ciclo, porém, como esta está concentrada em apenas algumas partes da mistura, uma temperatura média deve expressar de melhor forma a temperatura na saída da zona de recirculação (LACAVA, 2010), que segue:

$$T_{mean,zr} = \frac{T_{in}}{3} + 2 * \frac{T_{out,zr}}{3} \quad (4.32)$$

$$T_{mean,zr} = 959,7 [K]$$

Onde:

$T_{mean,zr}$  é a temperatura média da chama na zona de recirculação.

A próxima etapa é determinar as temperaturas na zona primária. Lefebvre (2010) sugere que os cálculos não levem em conta a presença da zona de recirculação. Assim como na zona de recirculação, a eficiência da zona primária é

dada em função da temperatura de entrada na câmara, assim como o aumento da temperatura, que utiliza relações de temperatura de chama adiabática. A equação que se aplica a este caso, aproximando a temperatura para 400 K, proposta por Lacava (2009) é:

$$\Delta T_{zp} = 2830 - 800 * \phi_{zp} \text{ para } T_{in} = 400[K] \quad (4.33)$$

$$\Delta T_{zp} = 1870 [K]$$

Onde:

$\Delta T_{zp}$  é o aumento da temperatura da chama na zona primária.

A eficiência da zona primária, segundo Lacava (2009) é dada por:

$$\eta_{zp} = 0,71 + 0,29 * \tanh(0,0015475 * (T_{in} + 108 * \ln(p_2) - 1863)) \quad (4.34)$$

$$\eta_{zp} = 0,631$$

Onde:

$\eta_{zp}$  é a eficiência da zona primária.

A determinação da temperatura na saída da zona primária é dada por:

$$T_{out,zp} = T_{in} + \eta_{zp} * \Delta T_{zp} \quad (4.35)$$

$$T_{out,zp} = 1553 [K]$$

$T_{out,zp}$  é a temperatura na saída da zona primária.

A próxima etapa é a determinação da temperatura na zona secundária. Lacava (2009) sugere que para esta zona de combustão se leve em consideração que a mistura estará ligeiramente pobre ( $\phi_{zs} = 0,8$ ), o que implica na região onde a chama será mais quente.

$$D_i = 0,736 - 0,0173 * \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{P_2} \right)^{-1} \quad (4.36)$$

$$D_i = 0,4889 [m]$$

$$V_{zp} = \pi * D_{ft}^2 * \left( \frac{L_{zp} - L_{zr}}{4} + \frac{L_{zr}}{12} \right) \quad (4.37)$$

$$V_{zp} = 0,000152 [m^3]$$

$$\Psi_{T_{in}} = \dot{m}_f * \left( \frac{V_{zp}}{P_2^{1,6}} \right)^{-1} \quad (4.38)$$

$$\Psi_{T_{300}} = \Psi_{T_{in}} * \left( \left( 10^{-3,0504 * \phi_{zs}^{-1,205}} \right) \left( T_{in}^{1,237 * \phi_{zs}^{-1,205}} \right) \right)^{-1} \quad (4.39)$$

$$\Psi_{T_{300}} = 1,244 * 10^{-11}$$

$$\Delta T_{zs} = 1600 - 0,5 * T_{in} \quad (4.40)$$

$$\Delta T_{zs} = 1413,25 [K]$$

$$\log \left( \log \left( \frac{1}{\eta_{zs}} \right) \right) = 0,911 * \log(\Psi_{T_{300}}) + 8,02 * \phi_{zs} - 1,097 + D_i \quad (4.41)$$

$$\eta_{zs} = 0,99$$

$$T_{out,zs} = T_{in} + \eta_{zs} * \Delta T_{zs} \quad (4.42)$$

$$T_{out,zs} = 1600 [K]$$

Onde:

$D_i$  é o parâmetro adimensional que leva em conta a perda de pressão no combustor;

$\Psi_{T_3}$  carga cinética do combustível para temperatura de entrada;

$\Psi_{T_{300}}$  é a carga cinética do combustível corrigida para 300 K;

$T_{out,zs}$  é a temperatura dos gases na saída da zona secundária;

$V_{zp}$  é o volume estimado da zona primária.

Em seguida, a determinação da temperatura na zona de diluição e, é nesta temperatura que os gases chegarão a turbina, por isso, considerando corretas os parâmetros de projeto, será assumida a temperatura determinada pelo ciclo teórico assumindo a eficiência da turbina, fornecida pelo fabricante. Assim:

$$\left(\frac{T_3}{T_{4s}}\right) = R * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.43)$$

$$T_{4s} = 907,1 [K]$$

$$\eta_{turb} = 0,70$$

$$\eta_{turb} = \frac{(T_{4s}-T_3)}{T_4-T_3} \quad (4.44)$$

$$T_4 = 956,9 [K]$$

Onde:

$T_{4s}$  é a temperatura teórica dos gases na saída da turbina;

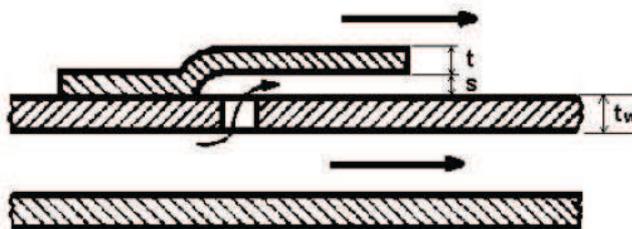
$\eta_{turb}$  é a eficiência da turbina;

$T_4$  é a temperatura real dos gases na saída.

#### 4.3.7 Transferência de calor para as paredes do *liner*.

A próxima etapa consiste em determinar a transferência de calor para as paredes do *liner*. A troca de calor ocorre pelos três meios conhecidos: radiação, convecção e condução. A radiação, resultante da queima, é responsável por grande parte do calor recebido pelo *liner*, pois os orifícios (calculados a seguir) de entrada garantem a formação de um filme de ar frio que impede que a maior parte dos gases quentes entre em contato com a parede. Outra parcela do calor provém da convecção dos gases quentes e o restante por convecção através da parede do *liner*.

Tendo calculado a transferência total de calor inicia-se um processo de interação para definir a melhor posição das fendas de resfriamento e sua geometria. A figura 21 mostra estas dimensões.



**Figura 21: Fendas de Resfriamento**  
 Fonte: Lacava, 2009.

Como o regime de trabalho do projeto em questão é curto e com baixas pressões, admite-se que não será necessário o uso de fendas de resfriamento nas paredes do *liner*.

#### 4.3.8 Determinação dos orifícios.

A próxima, e última, etapa é a determinação dos orifícios de entrada de ar no *liner* e do filme de resfriamento. Estes orifícios são responsáveis por fornecer as quantidades de ar necessárias em cada uma das zonas de combustão. Lacava (2009) diz que estes orifícios devem ser calculados em função da vazão necessária em cada uma delas, além do tipo de orifício que será utilizado, de cantos convexos ou de cantos vivos.

Inicialmente deve-se determinar a vazão de ar para cada uma das zonas de combustão. Para a zona primária, definiu-se que 23% do ar admitido passará por essa zona, porém, metade desta passa pelo *swirler*, assim, a massa de ar que deve passar pelos orifícios é dada por:

$$\dot{m}_{hzp} = \dot{m}_{in} * 0,23 * 0,5 \quad (4.45)$$

$$\dot{m}_{hzp} = 0,0113[kg/s]$$

Para a zona secundária, Lacava (2009) sugere que 30% do ar admitido pelo compressor seja utilizado nesta zona. Assim:

$$\dot{m}_{hzs} = 0,3 * \dot{m}_{in} \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_{hzs} = 0,0295 [kg/s]$$

Lacava (2009) diz que a vazão de ar na zona secundária deve estar entre 20 e 40% da vazão total de ar, porém, ainda é necessário estimar o percentual do ar de entrada que deve ser reservado para o filme de resfriamento, que é dado pela equação a seguir:

$$ar \ de \ resfriamento = 0,1 * T_{in} - 30 \quad (4.47)$$

$$ar \ de \ resfriamento = 7,35\%$$

Neste projeto, foi considerado prudente reservar uma quantidade de ar pouco superior a calculada anteriormente a fim de garantir um resfriamento com certa margem de segurança. Portanto, o percentual do ar total que passará pelo filme de resfriamento será de 10%, logo:

$$m_{zhf} = 0,00983 [kg/s]$$

Com isso, a quantidade de ar restante deve passar pela zona de diluição. Assim:

$$\dot{m}_{hzd} = m_{in} * (1 - 0,23 - 0,1 - 0,3) \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_{hzd} = 0,03637 [kg/s]$$

Com as vazões de ar pode-se agora determinar o parâmetro  $\beta$ , que representa a razão de sangramento do orifício. Assim, para cada uma das zonas de combustão tem-se:

$$\beta_{zp} = \dot{m}_{hzp} / \dot{m}_{an} \quad (4.49)$$

$$\beta_{zp} = 0,13$$

$$\beta_{zs} = \dot{m}_{hzs}/\dot{m}_{an} \quad (4.50)$$

$$\beta_{zs} = 0,34$$

$$\beta_{zd} = \dot{m}_{hzd}/\dot{m}_{an} \quad (4.51)$$

$$\beta_{zd} = 0,42$$

$$\beta_f = \dot{m}_{hzf}/\dot{m}_{an} \quad (4.52)$$

$$\beta_f = 0,113$$

Onde:

$\dot{m}_{hzp}$  é a vazão de ar que passa pelos orifícios da zona primária;

$\dot{m}_{hzs}$  é a vazão de ar que passa pelos orifícios da zona secundária;

$\dot{m}_{zhf}$  vazão de ar do filme de resfriamento;

$\dot{m}_{hzd}$  vazão de ar que passa pelos orifícios da zona de diluição;

$\beta_{zp}$  razão de ar que entra pela zona primária

$\beta_{zs}$  razão de ar que entra na zona secundária;

$\beta_{zd}$  razão de ar que entra na zona de diluição;

$\beta_f$  razão de ar do filme de resfriamento.

A determinação da área dos orifícios de cada uma das zonas de combustão deve levar em conta o coeficiente de descarga ( $C_d$ ). Lacava (2009) sugere que este fator seja 0,5. Com isso, a determinação da área total dos orifícios da zona primária se dá por:

$$\frac{\Delta P_h}{P_{in}} = \frac{R * \dot{m}_h^2 * T_{in}}{P_{in}^2 * C_d^2 * A_h^2 * 2} \quad (4.53)$$

$$\frac{\Delta P_h}{P_{in}} = 0,06$$

Onde:

$\Delta P_h/P_{in}$  é a perda de pressão localizada na passagem do escoamento pelo orifício;

$C_d$  é o coeficiente de descarga.

O cálculo para as áreas deve ser iterativo. Inicialmente determina-se a área total dos orifícios, em seguida estima-se o número de orifícios por fileira, determina-se a área total destes e recalcula-se o  $C_d$ . Se este coeficiente de descarga for compatível com a suposição anterior a escolha é adequada. Assim, as áreas ficam:

$$A_{hzp} = 0,0001178 [m^2]$$

$$A_{hzs} = 0,0003016 [m^2]$$

$$A_{hzd} = 0,0003982 [m^2]$$

$$A_{hf} = 0,0001019 [m^2]$$

Onde:

$A_{hzp}$  área total dos orifícios da zona primária;

$A_{hzs}$  área total dos orifícios da zona secundária;

$A_{hzd}$  área total dos orifícios da zona de diluição;

$A_{hf}$  área dos orifícios do filme de resfriamento.

Com estas áreas foi determinada, baseado nas necessidades de distribuição de ar em cada zona, a quantidade de orifícios e os diâmetros de cada um, já considerando o coeficiente de descarga. Os resultados são mostrados a seguir:

**Tabela 2: Resultados Das Iterações Para Os Orifícios.**

	Zona Primária	Zona Secundária	Zona de Diluição	Filme de Resfriamento
Número de Orifícios	6	6	12	40
Diâmetro dos Orifícios	5	8	6,5	1,8

Fonte: Autor, 2011

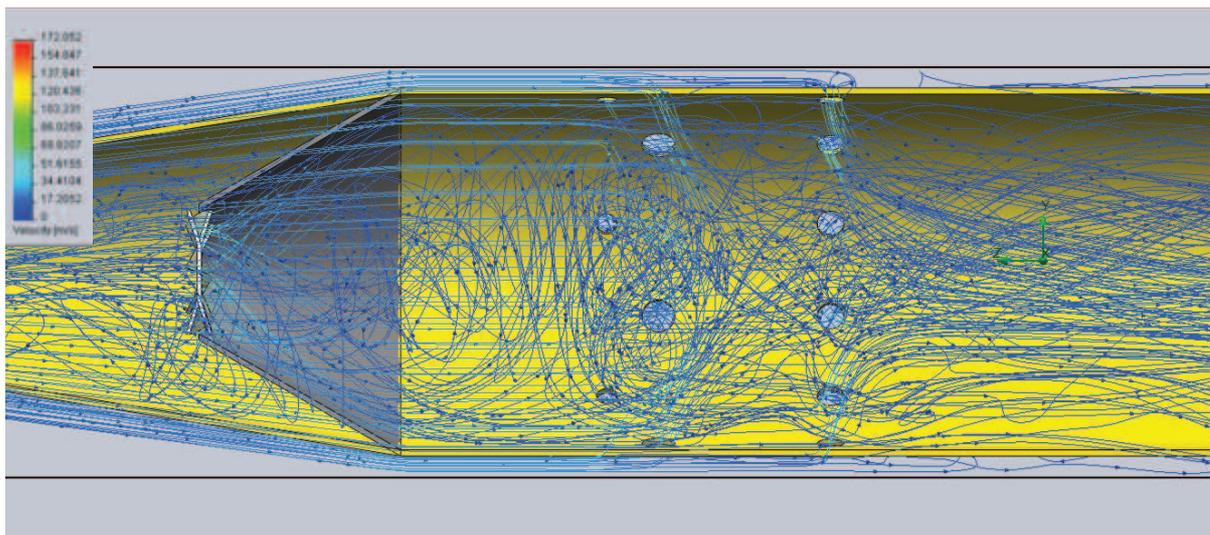
A posição dos orifícios ao longo do *liner* é definido pelo comprimento de cada zona de combustão, partindo do *swirler*. Assim, considerando a zona de recirculação, a primeira fileira deve alimentar o restante da zona primária, portanto, estará localizado ao final da zona de recirculação para que o ar que entrar alimente o restante da queima na zona primária. Na segunda fileira, os orifícios da zona

secundária, devem estar posicionados no início desta para que o ar que entra percorra todo o seu comprimento; assim, a segunda fileira estará posicionada ao final do comprimento total da zona primária (desconsiderando o comprimento da zona de recirculação). A fileira seguinte, da zona de diluição, é posicionada da mesma forma, ou seja, para que o ar que entra pelos orifícios possa percorrer todo o comprimento da zona de diluição, os orifícios devem estar posicionados logo ao final da zona secundária. Os orifícios da saída do filme de resfriamento ficam posicionados ai final do comprimento total da câmara. Estes orifícios são fundamentais para limitar a vazão de ar que passa pela região anular e garantir que de fato as zonas de combustão recebam a quantidade de ar a elas destinadas.

## 5 SIMULAÇÃO E RESULTADOS

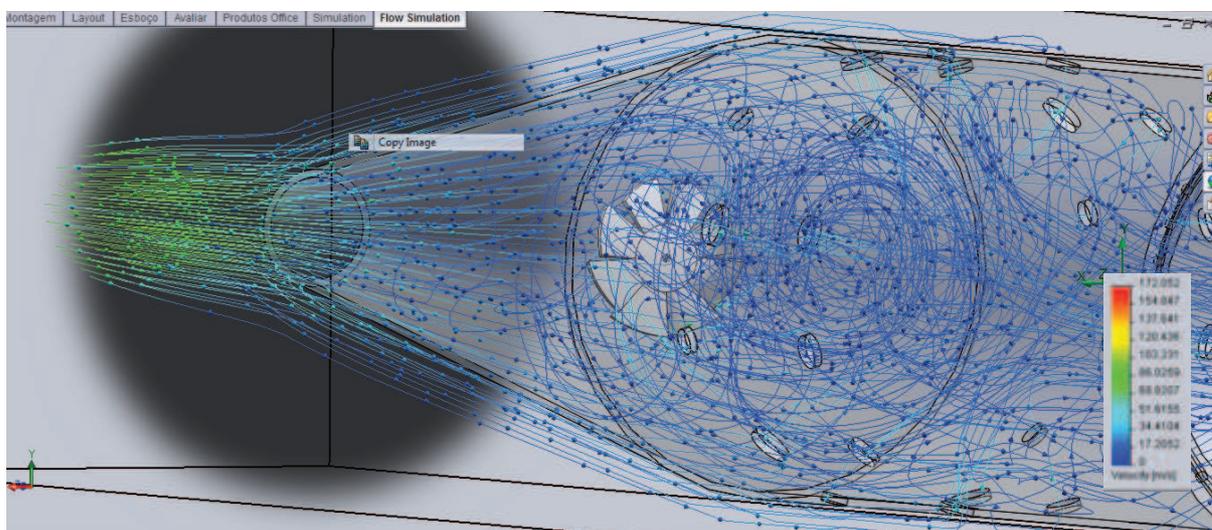
Com base nos dados obtidos através dos cálculos e das considerações feitas tomando referência as notas de aula do curso de Lacava (2009), a câmara de combustão foi desenhada utilizando o software de desenho 3D *SolidWorks* 2010. A simulação do escoamento foi feita utilizando a própria ferramenta do *software*, o *Flow Simulation*. Os desenhos da câmara de combustão e de seus componentes são mostrados no apêndice 1. Os dados de entrada para a simulação são a vazão mássica na entrada do *case*, a temperatura do ar e a pressão também na entrada do *case*. Ainda é preciso informar a pressão de saída. Como a combustão ocorre a pressão constante, a pressão de saída é a mesma de entrada.

As simulações mostram que o escoamento resultante é bastante similar ao exigido, mostrado pela literatura. Também é possível notar a variação de pressão e velocidade em áreas críticas, como na entrada do *liner* e nos orifícios de alimentação, porém, as velocidades no interior e na saída da câmara não levam em consideração a combustão, o que pode incorrer em erro. As imagens mostram o escoamento no interior da câmara e também, com o auxílio de cortes, as pressões nas regiões críticas. Os resultados são mostrados nas figuras a seguir. Na figura 22 pode-se notar o escoamento toroidal provocado pelo *swirler*. Comparando com o escoamento proposto pela literatura, figura 9, o escoamento mostra-se bastante razoável.



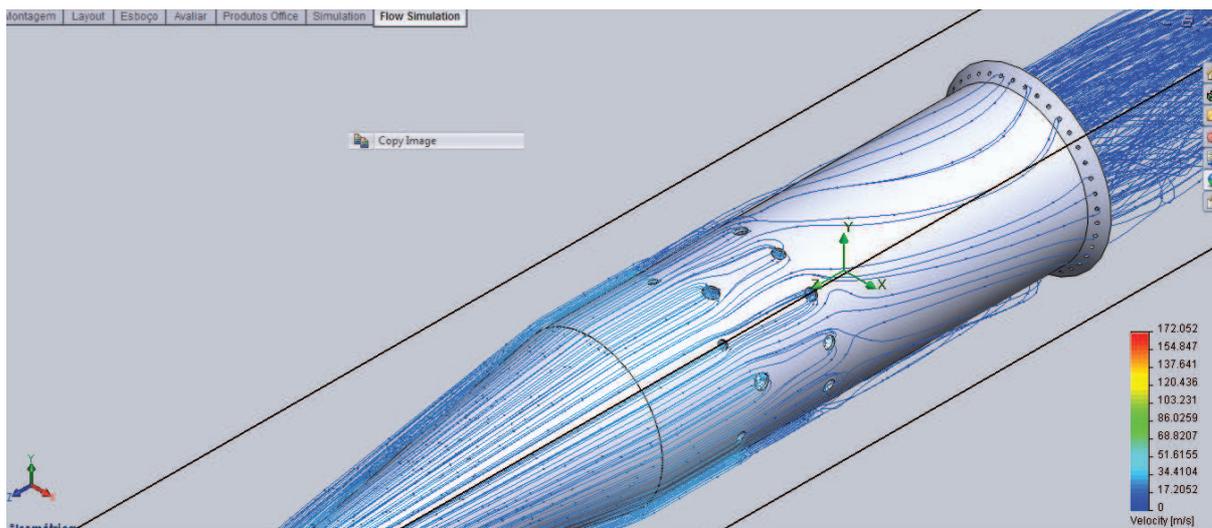
**Figura 22: Escoamento Toroidal na Zona de Recirculação.**  
**Fonte: Autor, 2011.**

A figura 23 mostra o *swirl*, redemoinho, necessário para o bom funcionamento e mistura da câmara.



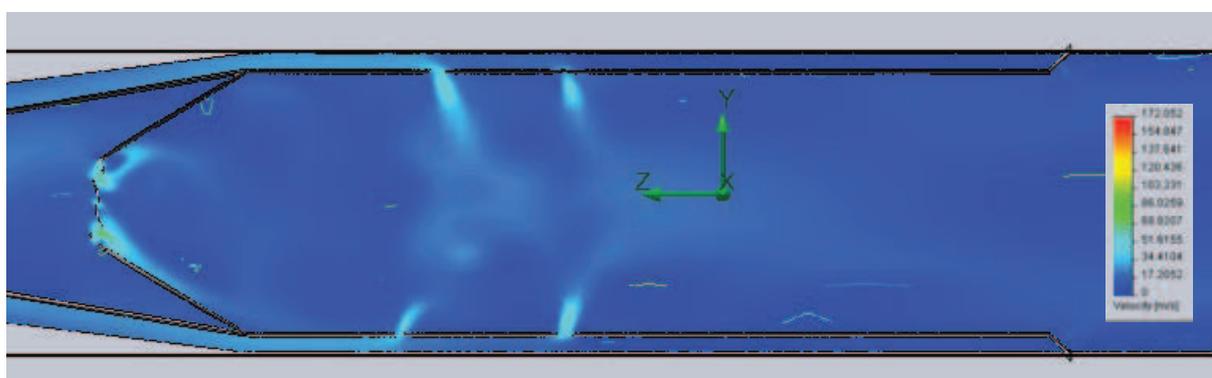
**Figura 23: Vórtice Provocado Pelo Swirler.**  
**Fonte: Autor, 2011.**

A figura 24 mostra o escoamento pela região anular, entre o *liner* e o *case*, passando pelos orifícios e também o filme de resfriamento.

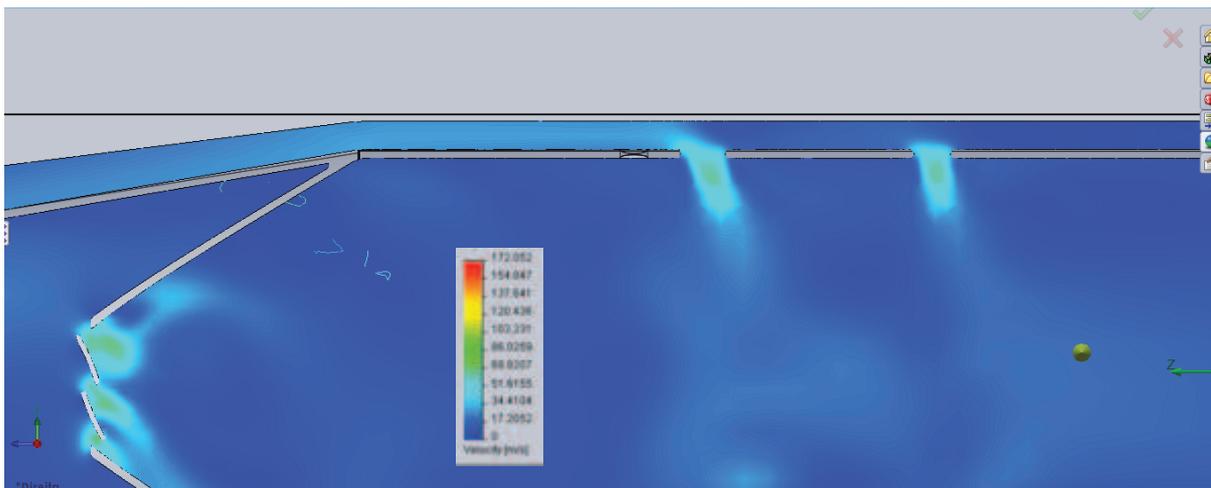


**Figura 24: Escoamento na Região Anular.**  
**Fonte: Autor, 2011.**

A figura 25 a seguir mostra, com o auxílio de um plano, a variação de velocidade no interior da câmara. Como se espera, a velocidade mostra-se maior nas seções onde há redução na área de passagem. Já no *liner*, além das regiões de velocidade criadas pelo *swirler*, nota-se o escoamento através dos orifícios. A esquerda na parte inferior o primeiro orifício, que alimenta a zona primária, o fluxo de ar entra inclinado no sentido do escoamento, assim como no orifício da zona secundária, localizado a esquerda na parte superior. Na ultima fileira a direita, da diluição, o escoamento é quase perpendicular, como se espera, já que estes orifícios devem diluir os gases da combustão e afastá-los das paredes do *liner* para prevenir superaquecimentos. Mais detalhes são mostrados nas figuras 26 e 27.



**Figura 25: Distribuição da Velocidade no Interior da Câmara.**  
**Fonte: Autor, 2011.**



**Figura 26: Detalhe da Distribuição da Velocidade no Interior da Câmara.**  
Fonte: Autor, 2011.

## 6 CONCLUSÃO

O desenvolvimento do projeto da câmara de combustão para turbinas a gás foi tomado segundo a metodologia proposta por Lacava, considerando suas suposições e proposições.

A câmara foi projetada conforme os parâmetros da turbina disponível da universidade e posteriormente construída. Também foram feitas simulações numéricas que forneceram resultados coerentes com os disponíveis na literatura. A segunda etapa seria o teste da câmara de combustão que possibilitaria a verificação da metodologia utilizada e dos resultados obtidos nas simulações.

Ainda algumas considerações foram feitas pelo autor a fim de facilitar a fabricação da câmara de combustão, como aproximações nos diâmetros dos tubos para padrões comerciais, assim como o diâmetro dos orifícios. A concepção do *swirler* também foi admitida de forma diferenciada com o mesmo propósito.

Por se tratar de um primeiro protótipo, a câmara foi construída utilizando os materiais disponíveis na universidade, sendo em sua maioria aço de baixo teor de carbono, como o ABNT 1020. Este não é o material mais indicado, já que sua resistência a altas temperaturas não é boa. Os materiais indicados para tal são principalmente ligas de aço inoxidável. Portanto, recomenda-se que a turbina opere dentro dos padrões estabelecidos e por períodos de tempo relativamente curtos. Os componentes fabricados são mostrados no apêndice B.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõe-se a montagem da bancada completa com todos os elementos referentes a uma microturbina a gás. Para o turbo compressor, fica a sugestão de pesquisar sobre um lubrificante diferenciado, lançado recentemente, que não tem a necessidade de estar em circulação, por formar um filme de lubrificante sobre as superfícies metálicas sem a necessidade de renovação contínua. Isto deve facilitar bastante à construção da bancada.

Após a montagem da bancada, com os parâmetros de funcionamento bem definidos, sugere-se a utilização de combustíveis alternativos, como gás natural, butano e GLP, verificando sua influência nas temperaturas de saída, nas emissões dos principais poluentes, na estabilidade da combustão e nos demais parâmetros de funcionamento da turbina a gás.

## REFERÊNCIAS

COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTO, H.I.H. **Gas Turbine Theory**. Londres, UK: Longman Scientific & Technical, 1988.

GARRET *website*, disponível em [www.Turbobygarrett.Com/Turbobygarrett/Catelog/Turbochargers/Gt28/Gt2859r\\_707160\\_9.Htm](http://www.Turbobygarrett.Com/Turbobygarrett/Catelog/Turbochargers/Gt28/Gt2859r_707160_9.Htm), acesso em julho de 2011.

LACAVA, P.T., **Combustão em Turbinas a Gás** (Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos – SP, 2009) Notas de aula.

LEFEBVRE, H.H., **Gas Turbine Combustion**, Taylor & Francis, 1983.

\_\_\_\_\_, A.H.; BALLAL, D.R., **Gas Turbine Combustion**. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group, LCC, 2010

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N., **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009.

PERRY, R.E.; CHILTON, C.H.; eds., **Chemical Engineer's Handbook**. MacGrowHill Book Company, 1973.

RIBEIRO, Alan Gimenez. **Projeto de Câmara de Combustão de uma Micro Turbina a Gás**, São José dos Campos, SP – Monografia, 2003.

SAWYER, C.N.; McCARTY, P.L.; PARKIN, G.F., **Chemistry for Environmental Engineering and Science**, MacGrowHill Book Company, 2003.

SOARES, *website*, disponível em <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0530.shtml>, acesso em julho de 2011.

APÊNDICE A – DESENHOS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.

APÊNDICE B – FOTOS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DESMONTADA.



**Figura 1: Difusor e Bocal de Saída**



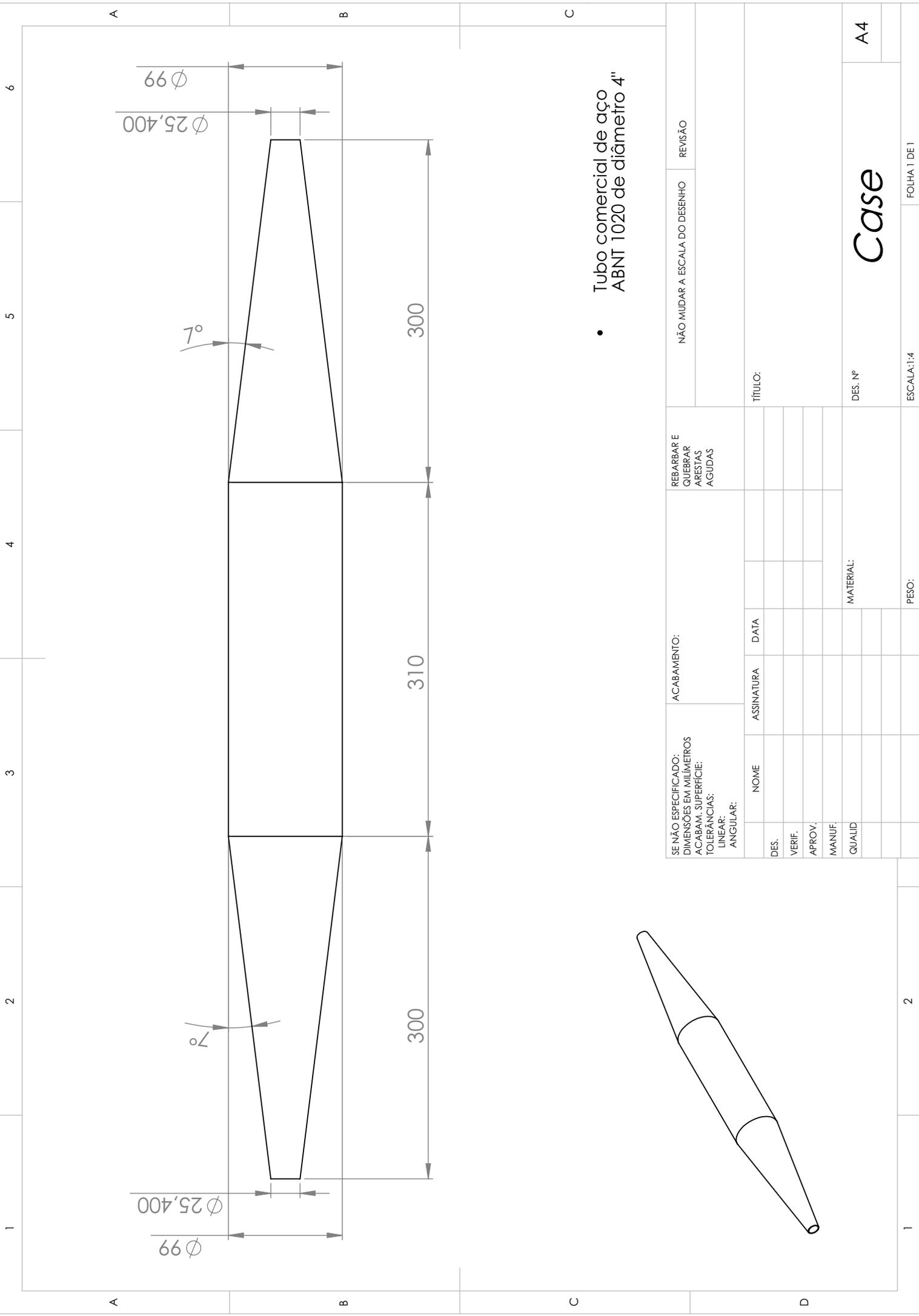
**Figura 2: Tubo Externo do Case.**



**Figura 3: Tubo de Chama e Difusor.**

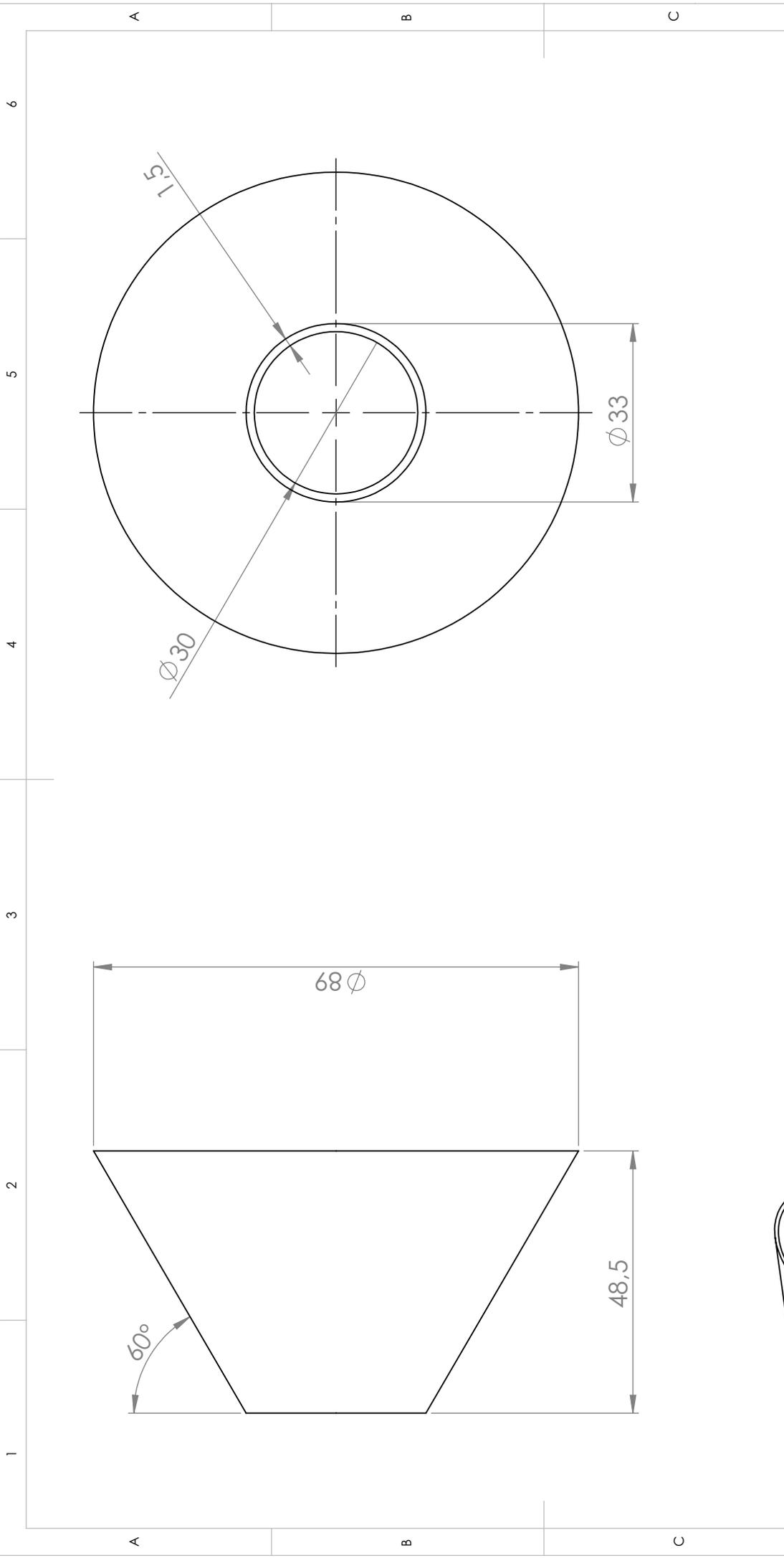


**Figura 4: Swirler e Injetor.**

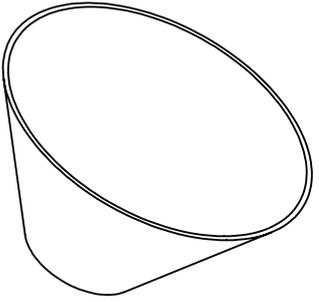


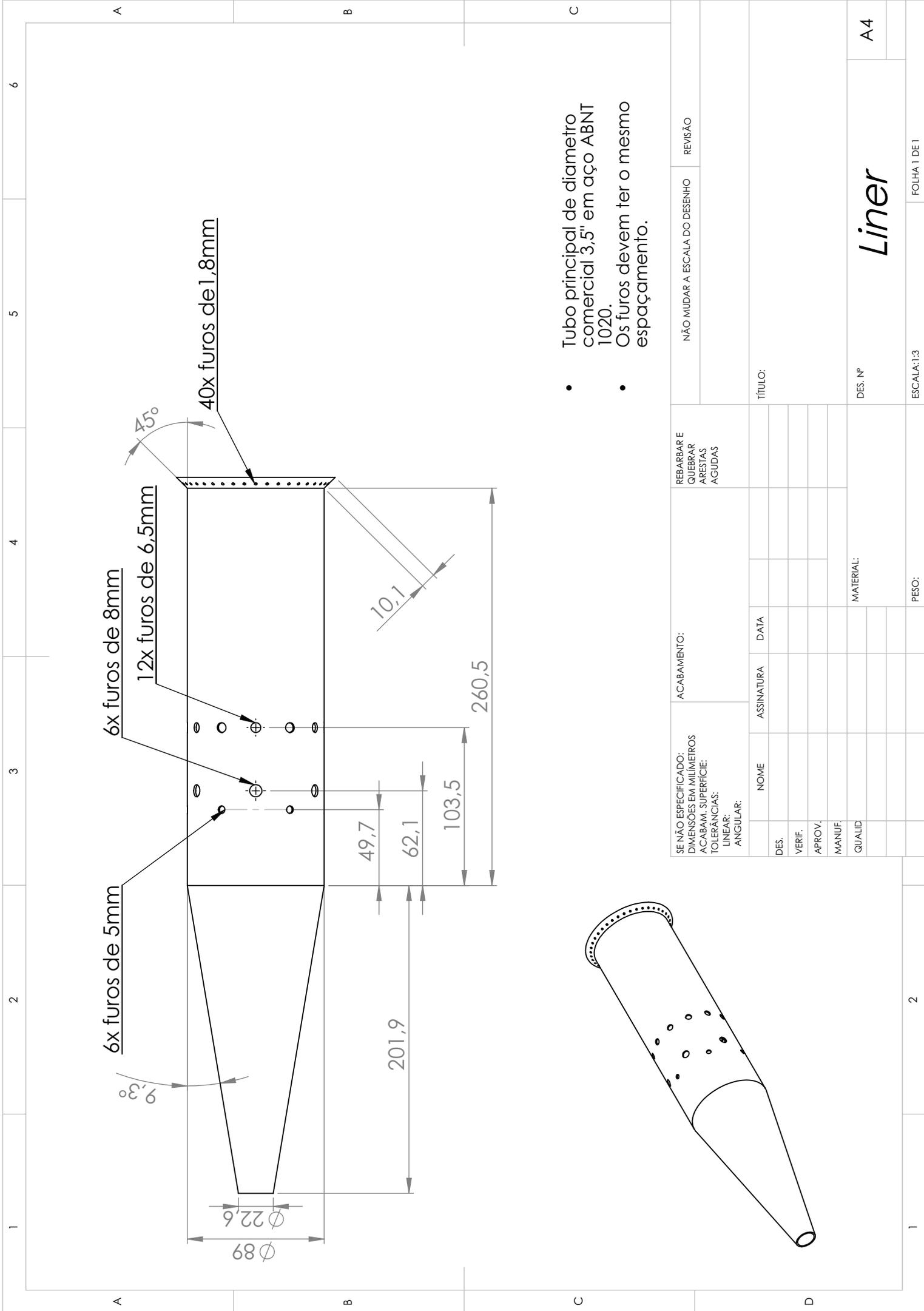
- Tubo comercial de aço ABNT 1020 de diâmetro 4"

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARÉSTAS AGUDAS		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
DES.	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:					
VERIF.									
APROV.									
MANUF.									
QUALID				MATERIAL:		DES. Nº		A4	
						ESCALA: 1:4		FOLHA 1 DE 1	
						PESO:			



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFICIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARÉSTAS AGUDAS		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
DES.	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:					
VERIF.									
APROV.									
MANUF.									
QUALID				MATERIAL:					
				DES. Nº		Cúpula		A4	
				PESO:		ESCALA:1:1		FOLHA 1 DE 1	

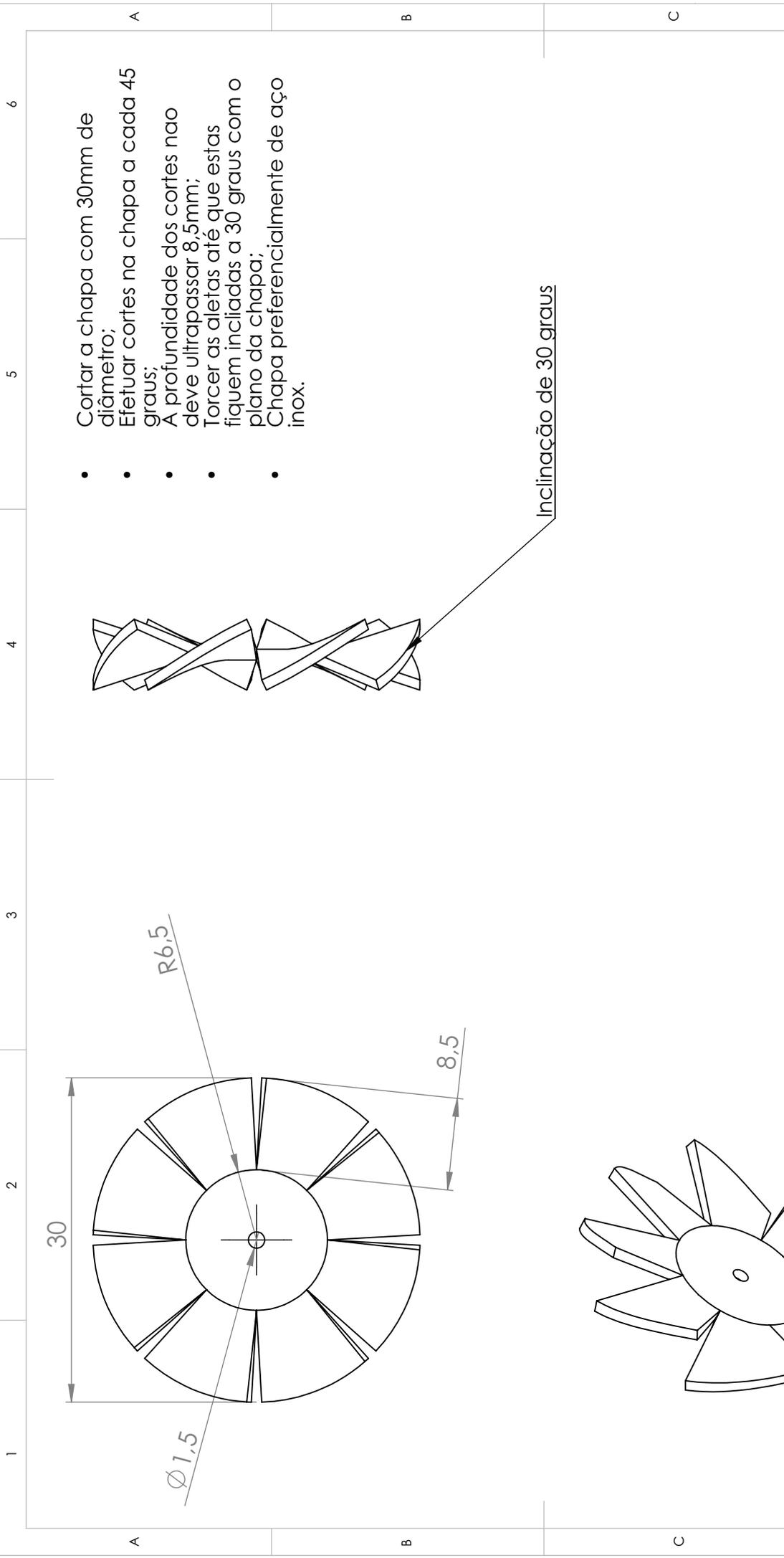




- Tubo principal de diâmetro comercial 3,5" em aço ABNT 1020.
- Os furos devem ter o mesmo espaçamento.

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
DES.	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:					
VERIF.									
APROV.									
MANUF.									
QUALID									
				MATERIAL:		DES. Nº		A4	
						ESCALA:1:3		FOLHA 1 DE 1	
						PESO:			

*Liner*

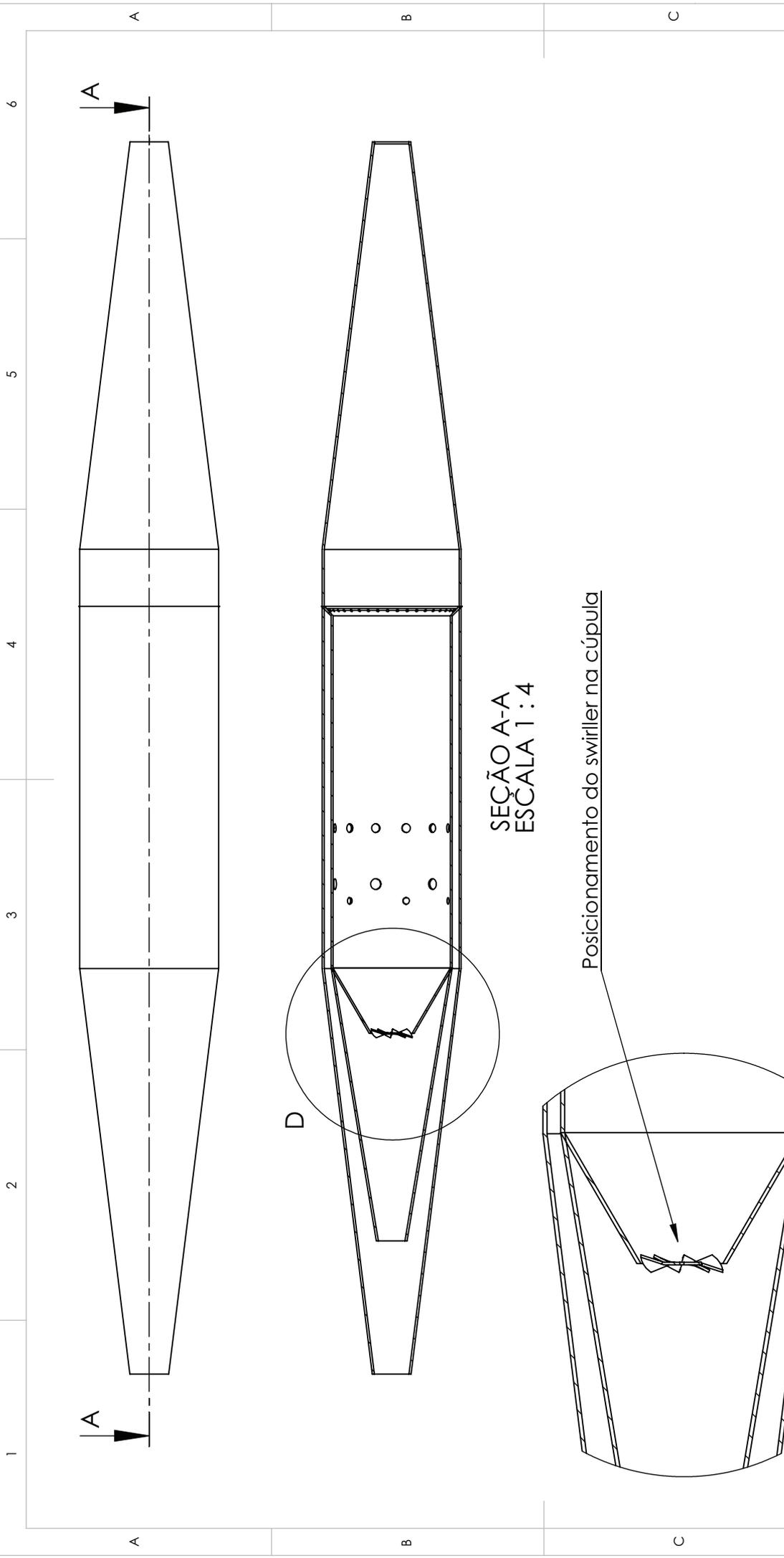


- Cortar a chapa com 30mm de diâmetro;
- Efetuar cortes na chapa a cada 45 graus;
- A profundidade dos cortes não deve ultrapassar 8,5mm;
- Torcer as aletas até que estas fiquem incliadas a 30 graus com o plano da chapa;
- Chapa preferencialmente de aço inox.

Inclinação de 30 graus

*Swirler*

A4



SEÇÃO A-A  
ESCALA 1 : 4

Posicionamento do swirler na cúpula

DETALHE D  
ESCALA 1 : 2

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS		ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
ACABAM. SUPERFÍCIE:				ARÉSTAS					
TOLERÂNCIAS:				AGUDAS					
LINEAR:									
ANGULAR:									
DES.		NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:				
VERIF.									
APROV.									
MANUF.									
QUALID					MATERIAL:				
					DES. Nº				
					Montagem Câmara de Combustão				
					A4				
					ESCALA:1:4				
					FOLHA 1 DE 1				
					PESO:				