

**PROJETO E ESTUDO DE DESEMPENHO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO  
DE UMA MICROTURBINA****Fabiano Alves dos Santos**Universidade de Brasília - UnB  
[fabiano\\_unb@yahoo.com.br](mailto:fabiano_unb@yahoo.com.br)**Carlos Alberto Gurgel Veras (\*)**Universidade de Brasília - UnB  
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília  
Asa Norte, Brasília, DF, CEP 70910-900.  
[gurgel@unb.br](mailto:gurgel@unb.br)

(\*) Autor correspondente

**Mário Olavo Magno de Carvalho**Universidade de Brasília - UnB  
[molavo@cnpq.com.br](mailto:molavo@cnpq.com.br)

**Resumo.** Neste trabalho apresenta-se de forma sumariada o atual estágio tecnológico do grupo de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica da UnB no projeto e operação de câmaras de combustão aplicadas à microturbinas. A câmara de combustão de microturbinas é objeto de estudo do grupo há aproximadamente 18 meses. Três diferentes configurações já foram testadas com diversos combustíveis incluindo-se GLP, óleo diesel, gasolina e álcool. Na configuração atual emprega-se gasolina como combustível e alguns parâmetros operacionais foram verificados e estão descritos neste trabalho. Pode-se concluir que a ausência de ferramentas sofisticadas no projeto da câmara de combustão não implica necessariamente num mal projeto e, mais importante, o emprego de unidades turbocompressoras como sistemas de geração distribuída no Brasil pode ser uma realidade.

**Palavras chave:** Câmara de combustão, microturbinas, CHEMKIN, geração distribuída, turbocompressor.

**1. Introdução**

O desenvolvimento das turbinas a gás se deu com os turbo-reatores para a propulsão de aeronaves e migrando em seguida para aplicações industriais com turbinas denominadas estacionárias para a produção de energia elétrica. A situação atual do sistema elétrico nacional tem despertado interesse na aplicação das turbinas a gás na produção de energia elétrica. Devido ao estrangulamento sofrido pelo sistema elétrico nacional nos últimos anos que não consegue suprir o aumento da demanda energética, ocasionando racionamento no consumo e prejuízos inúmeros à economia nacional. Grande tem sido o interesse do Sistema Nacional de Energia Elétrica na implantação no país de uma malha geradora de energia utilizando o gás natural advindo da Bolívia como fonte energética. A possibilidade de geração termelétrica vem se destacando no cenário nacional pela sua implantação relativamente rápida, se comparada ao prazo de um projeto hidrelétrico que chega ao dobro de tempo para plantas de geração de semelhante potência, segundo informações da Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL (2002). Um novo conceito que está sendo introduzido após a desregulamentação do setor elétrico, tanto no Brasil como em diversos outros países, é o da geração distribuída. A geração distribuída é definida como a geração de eletricidade utilizando-se tecnologias modulares e programas de gestão de demanda de modo a ofertar um complemento ao sistema de central de distribuição de eletricidade. Como tecnologias utilizáveis destacam-se, eólica, solar, microturbinas, grupos geradores diesel, entre outras. A viabilidade de se implantar um programa de geração distribuída no Brasil, tendo em vista o baixo preço da energia de origem hidrelétrica em unidades tipo microturbina, está associado à disponibilidade do gás natural. Segundo estudos realizados para o programa a situação da disponibilidade do gás natural no país é apresentada na Tabela 1. Com 20 milhões de m<sup>3</sup>/dia tem-se uma capacidade de geração de 5 GW (CC).

Tabela 1: Disponibilidade do gás natural no Brasil em milhões de m<sup>3</sup>/dia, (Rosa, 2001).

Fonte	Produção
Queimado nos poços	6,0
Ocioso do gasoduto Bolívia /Brasil	8,0
Injetado nos poços	2,0
Antecipação de produção possível	3,0
Potencial adicional total	~20,0

A disponibilidade apresentada na Tabela 1 leva o país a uma situação de baixa utilização do gás natural que num panorama de curto prazo só poderá ser reduzido pela implantação da geração termelétrica em pequena escala, já que não há no mercado disponibilidade de equipamento para a maioria das termelétricas de grande porte previstas (Rosa, 2001).

O desenvolvimento de unidades que possam gerar potência de 30-100 kW torna-se uma alternativa tecnológica de curto prazo importante para a matriz energética nacional. No mercado internacional os fabricantes de turbinas a gás estão ampliando suas pesquisas nestas unidades e já existe um seguimento de microturbinas disponíveis, em empresas como Turbo-Genset e a Capstone Turbine Co. As características principais das unidades do tipo microturbina estão listadas a seguir:

- Geração de potência elétrica entre 10 e 500 kW;
- Baixíssimos índices de emissões, principalmente na queima de gás natural;
- Possibilidade de operar com diversos combustíveis;
- Baixo custo de operação;
- Fácil instalação e comissionamento;
- Tempo de operação compatível com unidades turbocompressora;
- Apenas um ou dois eixos giratórios, dependendo da concepção;
- Geração elétrica em alta frequência demandando inversão para 60 Hz;
- Leveza no conjunto com montagem extremamente compacta;
- Facilidade na incorporação de recuperadores de calor;
- Facilidade na integração com ciclo vapor (combinado) face ao tamanho reduzido no trocador de calor;
- Facilidade para operar em cogeração;
- Ruído controlável.

A utilização das microturbinas diminuiria a influência de racionamentos de energia em, por exemplo, centros clínicos, centrais de processamento de dados e centros comerciais. Em regiões afastadas, a produção de energia muitas vezes é feita utilizando grupos geradores a diesel, que são caros e não permitem a flexibilidade de combustível que a da microturbina pode ofertar.

Dentre as características acima listadas, é importante se destacar a importância na utilização de tecnologias com baixos índices de emissões. A Tabela 2 apresenta um comparativo de emissões para CO e NO<sub>x</sub> de diversas máquinas térmicas.

Tabela 2: Comparação de emissões utilizando gás natural.

TECNOLOGIAS	NO <sub>x</sub>	CO
CAPSTONE Modelo 330	9	40
Motor à combustão interna 170 kW – 1500 kW (Sem catalisador)	30 – 3214	325 – 833
Motor à combustão interna 35 kW (Sem catalisador)	31 – 454	24 – 378
Turbinas Industriais 0.8 – 11 MW	6 – 140	1 – 462

(ppm @ 15% O<sub>2</sub>)

O objetivo central deste trabalho é mostrar o atual estágio do conhecimento tecnológico do grupo de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília no projeto e operação de câmaras de combustão de microturbinas multicombustível. Partindo-se de unidades turbocompressora comerciais de médio porte implementa-se uma pequena unidade de turbina a gás com a introdução de uma câmara de combustão entre a saída do compressor e a entrada da turbina do sistema turbocompressor. Acredita-se que a experiência adquirida neste processo seja fundamental para o desenvolvimento de recursos humanos na área de turbinas a gás. Diversos trabalhos de graduação foram desenvolvidos no tema e percebe-se, claramente, aumento no domínio tecnológico dos assuntos referentes a turbinas a gás com maior

profundidade para aqueles relacionados com a câmara de combustão. Cabe lembrar que no Brasil, o sistema de produção, distribuição e manutenção de unidades turbocompressoras aplicadas em caminhões de grande porte é significativo. Portanto, pode-se pensar numa alternativa de baixo custo para a produção futura de unidades baseadas na tecnologia das microturbinas uma vez desenvolvido o gerador elétrico de alta rotação.

## 2. Projeto da Câmara de Combustão

Os requisitos básicos que fundamentam o projeto de uma câmara de combustão de turbinas a gás são discutidos em Lefebvre (1983) e em Cohen et al. (1996). No projeto da câmara de combustão da microturbina buscou-se atender um maior número possível destes requisitos. Um parâmetro de grande importância é a eficiência da queima. A determinação da eficiência combustão a partir da análise química dos gases que deixam o combustor é prejudicada devido à diluição dos gases. De modo prático a eficiência da combustão pode ser dada por:

$$h_b = \frac{\Delta h_{real}^o}{\Delta h_{teorico}^o} \quad (1)$$

A entalpia de estagnação teórica é obtida da equação da energia a pressão constante incluindo a energia cinética e o calor da reação. Valores de eficiência menores que 95% no ponto de projeto são considerados insatisfatórios. Segundo Cohen et al. (1996), a geometria da câmara de combustão com os dispositivos de injeção de ar e combustível deve providenciar, cronologicamente, a ocorrência dos seguintes processos:

1. Formação da mistura reativa;
2. Ignição da mistura;
3. Propagação da frente de chama;
4. Mistura dos produtos quentes com o excesso de ar para uniformização da temperatura dos gases que serão direcionados para a turbina.

O projeto de um combustor prático deve ser orientado pelos requisitos descritos anteriormente. A Fig. 1 mostra a configuração do combustor tubo-anular projetado para a microturbina.

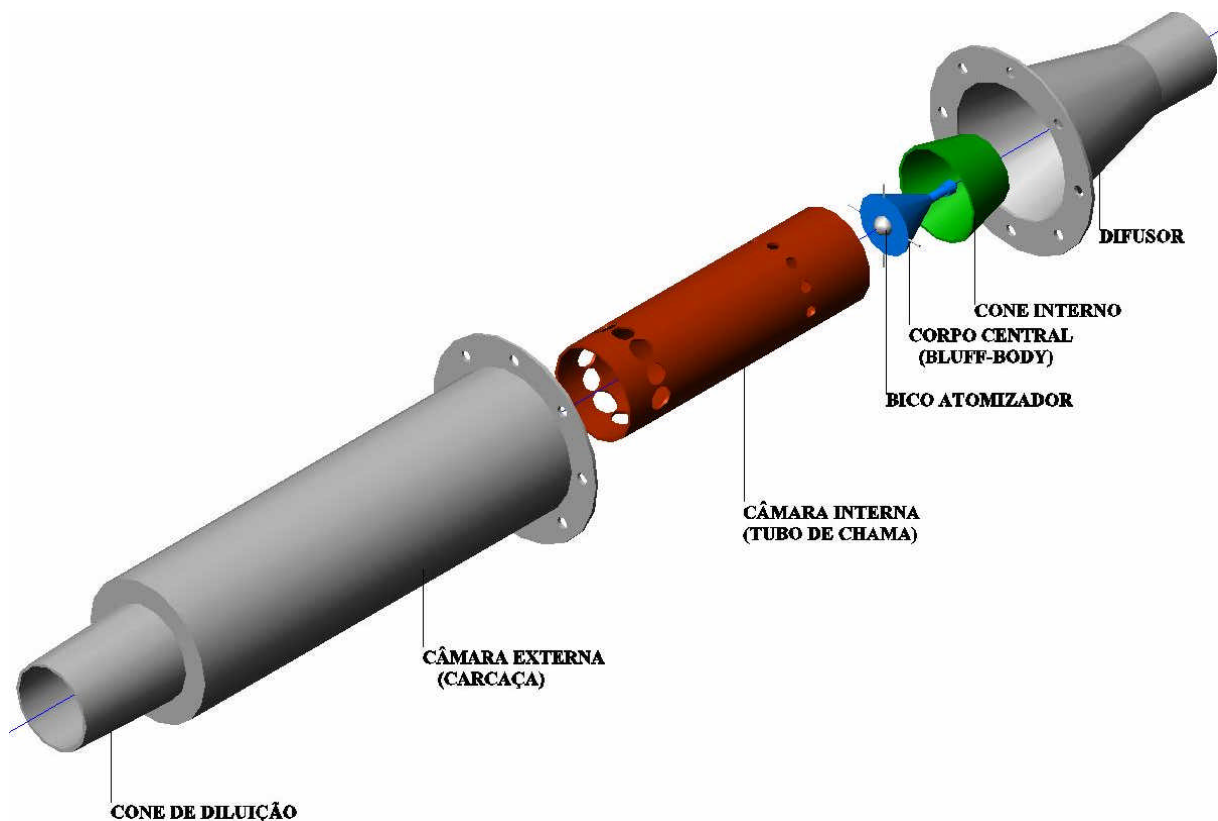


Figura 1: Ilustração da câmara de combustão tubo-anular proposta para a microturbina.

Com auxílio da Fig. 1, pode-se identificar os principais componentes a serem dimensionadas para a câmara de combustão. Na entrada, parte superior da figura, identifica-se o separador do escoamento, o corpo central responsável pela estabilização da chama e o tubo de chama com as furações que caracterizam a zona primária e a zona secundária.

Estes elementos são montados no interior da câmara de combustão propriamente dita. Buscou-se, portanto, neste trabalho, o dimensionamento destes elementos de forma a atender requisitos mínimos para uma operação satisfatória da unidade. A geometria básica, na forma cilíndrica, parece ser a mais simples de se fabricar e, conseqüentemente, foi adotada.

## 2.1 Projeto do Difusor

O difusor tem a função de reduzir a velocidade do fluxo de descarga do compressor. A variável controlável é o ângulo de divergência. As dimensões necessárias para a descrição geométrica do difusor são convenientemente definidas como razão de área ( $RA$ ), um comprimento não característico ( $L/W$  ou  $L/R$ ) e o ângulo de divergência ( $2\mathbf{q}$ ). A razão de área para um difusor do tipo cônico é definida por Lefebvre (1983) como:

$$RA = 1 + \frac{2L}{R_o} \text{sen}\mathbf{q} + \left( \frac{L}{R_o} \text{sen}\mathbf{q} \right)^2. \quad (2)$$

Na Eq. 2,  $L$  é o comprimento do difusor e  $R_o$  o raio de entrada.

Os parâmetros de desempenho do difusor segundo Lefebvre (1983) são:

Coefficiente de recuperação de pressão, dado por:

$$C_{RP} = \frac{P_s - P_e}{P_{De}}, \quad (3)$$

onde,  $P_e$  e  $P_s$  são pressões estáticas na entrada e saída do difusor,  $P_{De}$  é a pressão dinâmica na entrada dada pela massa específica  $\rho_e$  e a velocidade média  $\bar{u}_e$  na entrada.

A eficiência total é definida por Lefebvre (1983) como sendo a relação entre a recuperação de pressão ideal e real.

$$h = \frac{C_{RP}}{1 - \frac{1}{(RA)^2}}. \quad (4)$$

Esta relação é baseada na uniformidade dos fluxos de entrada e saída, sendo uma boa representação da eficiência real de um difusor. O efeito das condições de entrada do fluxo e dos mecanismos de formação da camada limite no desempenho do difusor são discutidos em Lefebvre (1983). A Figura 10 apresenta o desenho do difusor com suas dimensões principais.

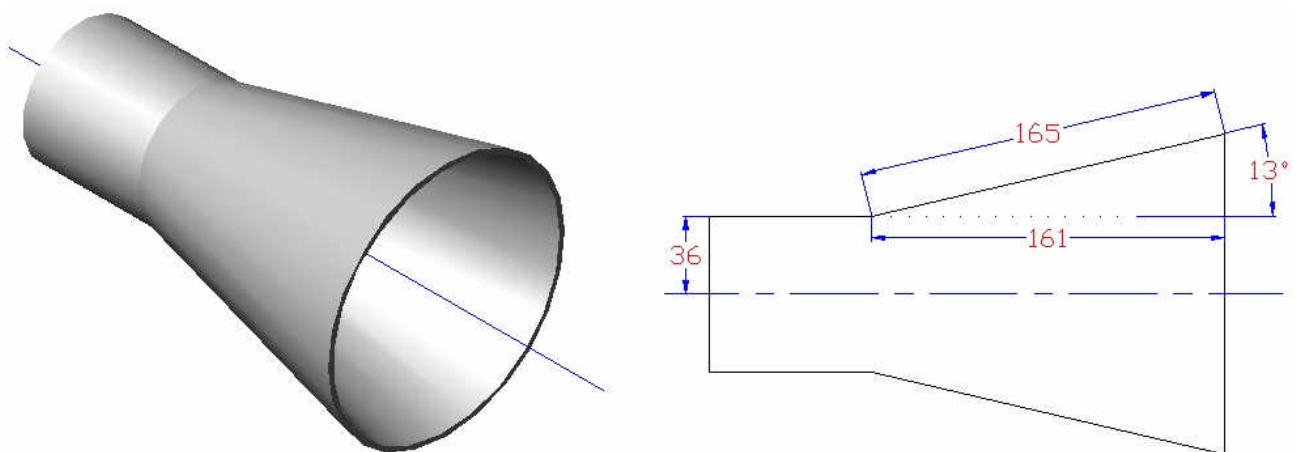


Figura 2: Difusor e suas dimensões principais

O difusor projetado é cônico e apresenta uma razão de área de 3,2 e um ângulo de divergência  $2\mathbf{q} = 26^\circ$ . A geometria foi definida visando diminuir o tamanho do difusor e por conseqüência do combustor, diminuir a perda de carga e estabelecer padrões de velocidade que favoreçam a combustão, conforme os trabalhos de Heitor et al. (1986) e resultados práticos apresentados por Lefebvre (1983).

## 2.2 Tubo de Chama e Câmara Externa

### Câmara Externa

O diâmetro total da câmara de combustão é uma dimensão de notável importância, pois toda a geometria da câmara tem por base as dimensões da câmara externa. Dois são os processos para a determinação do diâmetro da câmara externa para um determinado fluxo, um baseado nas necessidades de perda de carga da câmara e outro baseado nas necessidades da combustão.

O método empregado no projeto da câmara de combustão da microturbina será o de perda de carga, onde a área transversal da maior seção da câmara externa pode ser escrita como:

$$A_{REF} = \left[ \frac{R}{2} * \left( \frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{P_3} \right)^2 * \frac{\Delta P_{3-4}}{PD_{REF}} * \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0,5}, \quad (5)$$

onde,  $P_3$  e  $P_4$  são pressões totais na entrada e saída da câmara de combustão (Pa),  $\dot{m}$  é o fluxo de massa total (kg/s),  $T_3$  é a temperatura de entrada dos gases na câmara de combustão (K),  $A_{REF}$  é a área transversal da maior seção da câmara externa, em (m<sup>2</sup>),  $R$  é a constante do ar. A Tabela 3 apresenta valores típicos para perda de pressão para diferentes câmaras de combustão.

Tabela 3 – Valores típicos de perdas de pressão em câmaras de combustão (Lefebvre, 1983).

Tipo de Câmara	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$	$\frac{\Delta P_{3-4}}{PD_{REF}}$	$\frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{A_{REF} \cdot P_3}$
Tubular	0,05 – 0,07	37	0,0036
Tubo-anular	0,04 – 0,06	28	0,0039
Anular	0,04 – 0,06	20	0,0046

Os parâmetros de projeto são,  $\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$  que é a perda de pressão total, normalmente. Qualquer redução neste termo

implica em uma redução no consumo na proporção 1:1. O termo  $\frac{\Delta P_{3-4}}{PD_{REF}}$  é conhecido como fator de perda de pressão, é

de extrema importância para o projeto, pois mede a resistência ao fluxo entre a saída do compressor e a entrada da turbina. Diferentemente da perda total que depende das condições de operação, o fator de perda de pressão é uma propriedade fixa da câmara e representa a soma da perda de pressão no difusor e a queda de pressão na câmara interna.

O termo  $\frac{T_3^{0,5} \cdot \dot{m}}{A_{REF} \cdot P_3}$  infere a velocidade de referência da câmara. Assumindo uma perda de pressão total de 0,04, um

fator de perda de pressão de 28, a temperatura de entrada do ar na câmara de combustão de 350 K, fluxo de massa de 0,3 kg/s em um nível de pressão de 1,30 bar, chega-se a um diâmetro da câmara externa de 131,88 mm. Comercialmente existem tubos de 6", ou 152,4 mm. Portanto adota-se um diâmetro de 152,4 mm para a câmara externa.

### Tubo de Chama

A otimização da largura da câmara interna (tubo de chama) envolve um balanço entre necessidades conflitantes. Um diâmetro maior irá implicar em uma baixa velocidade do escoamento dentro da câmara acarretando num bom desempenho na ignição e num grande tempo de residência, com boa eficiência de combustão. Por outro lado, uma vez estabelecido o diâmetro da câmara externa, quanto maior o diâmetro do tubo de chama menor a área para escoamento do ar que é desviado. A penetração do jato e a mistura no centro da câmara poderão ser inadequadas, em função de um diâmetro excessivo. Em tubos de chama menores a velocidade do gás será alta e o tempo de residência será baixo acarretando perda na eficiência da queima. Novamente, a penetração do jato será inadequada ocasionando problemas na mistura e definição da zona primária. Para a maioria das máquinas o desempenho da combustão ótima é atingido com uma câmara interna com cerca de 65% do diâmetro da câmara externa, segundo Lefebvre (1983). Seguindo essa linha o diâmetro da câmara interna será de 99,06 mm. Adotou-se um valor comercial para tubo de aço de 4" isto é, 101,06 mm. O comprimento da câmara interna é a soma dos comprimentos das zonas primária, secundária e de diluição.

A zona primária é a região onde a maior parte do combustível é queimada. No sentido de se atingir a máxima taxa de calor liberado, a zona primária deve operar a uma taxa de ar/combustível próxima a estequiométrica, garantindo assim maior estabilidade as custas de um aumento no nível de emissões. A Tabela 4 apresenta as vantagens e desvantagens da estequiometria da queima.

Tabela 4 – Influência do tipo de mistura ar/combustível na zona primária segundo Lefebvre (1983).

Mistura	Vantagens	Desvantagens
Estequiométrica	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Máxima taxa de troca de calor.</li> <li>- Baixa luminosidade da chama.</li> <li>- Pequena formação de fumaça.</li> <li>- Sem deposição de carbono.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta taxa de troca de calor com as paredes da câmara interna.</li> <li>- Requer zona intermediária.</li> <li>- Altas emissões de NOx.</li> </ul>
Rica	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Facilidade de ignição.</li> <li>- Alta eficiência de combustão para trabalho com baixas cargas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixo volume de troca de calor.</li> <li>- Alta luminosidade da chama.</li> <li>- Requer longa zona intermediária.</li> </ul>
Pobre	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Chama azul e “limpa”.</li> <li>- Paredes frias da câmara interna</li> <li>- Não requer zona intermediária.</li> <li>- Boa distribuição da temperatura de saída.</li> <li>- Sem exaustão de fumaça e sem formação de carbono.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixa velocidade de recirculação.</li> <li>- Difícil ignição.</li> </ul>

Valores de 0,5 a 0,8 do diâmetro da câmara são recomendados por Lefebvre (1983) para o comprimento da zona primária. Adotou-se, portanto, 80 mm de comprimento para a região primária e razão ar/combustível estequiométrica.

O comprimento da zona intermediária é determinado em turbinas a gás que operam a baixas altitudes pela necessidade de uma região na qual as perdas por dissociação podem ser recuperadas tal como a imperfeição da queima da mistura. O comprimento da zona intermediária é então um compromisso entre o aumento do comprimento da câmara de combustão e a redução da eficiência da combustão. O comprimento é governado sempre pelo mínimo comprimento necessário para permitir a mistura do ar intermediário com o fluxo de gases e parcialmente pelo mínimo tempo de residência para completar a reação de combustão. Gurgel Veras & Madala (2000) apresentam cálculos obtidos do programa CHEMKIN 3.6 através da formulação de uma cadeia de reatores que define, de maneira simplificada, os processos químicos e físicos que ocorrem na zona primária para o tempo de residência, temperatura e espécies resultantes para a queima de gás natural. Para se garantir que a zona intermediária não extinguirá a chama e que de fato será responsável pela queima final de combustíveis intermediários, principalmente o CO, Gurgel Veras e Madala (2000) também calcularam o fluxo mássico de ar introduzido bem como o volume daquela região. Com base nos cálculos optou-se por uma zona intermediária da câmara interna com 240 mm.

O próximo passo é a definição do tamanho da zona de diluição. A função desta região da câmara de combustão é diluir os gases da combustão vindos das zonas primária e secundária proporcionando uma distribuição uniforme da temperatura do fluxo para a entrada na turbina. Como visto na Fig. 3 a segunda linha de furos da câmara interna define o início da zona de diluição.

Finalmente, de posse dos valores geométricos para a câmara como um todo, admitindo-se uma operação com diferentes tipos de combustível, tanto líquidos quanto gasosos, simulou-se com auxílio do programa CYCLEPAD seis pontos possíveis de funcionamento para a microturbina. Definidas as razões de pressão, através da curva do turbocompressor, fornecida pelo fabricante, estima-se o fluxo mássico e rendimentos para o processo de compressão, assumiu-se como isentrópica a expansão na turbina e isobárica a adição de calor na câmara de combustão. Calculou-se, então quantidade de ar necessária para uma queima estequiométrica na região primária, como definido anteriormente, para uma vasta gama de combustíveis. Com os valores médios do fluxo mássico para cada combustível e para as diversas situações estudadas e com base nos trabalhos de Bicen et al. (1989), Koutmos & McGuirk (1991) e McGuirk & Palma (1992) definiu-se que 24% do ar será queimado estequiometricamente na zona primária. Desse valor, aproximadamente 22% será oriundo da passagem do cone interno e 2% deverá vir da furação da zona primária. Com isso deve-se definir o número de furos e diâmetro dos furos das zonas primária e de diluição da câmara interna e o diâmetro menor do cone interno que restringe o fluxo à zona primária. A Figura 3 mostra esquematicamente a

montagem onde se vê as seções onde foram feitas as relações de área para se definir os fluxos mássicos pela câmara de combustão.

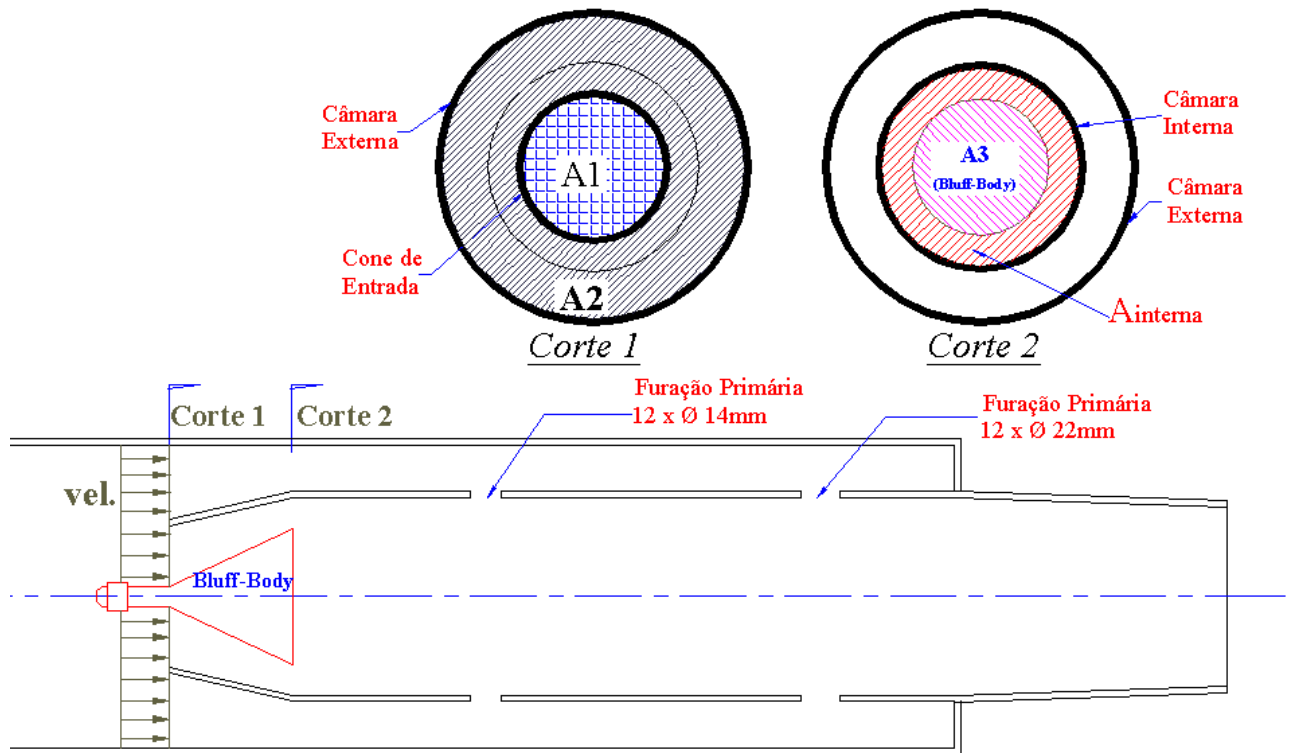


Figura 3: Geometria e dimensões da câmara de combustão.

A geometria da câmara interna então foi definida pela relação entre as áreas segundo a necessidade percentual de fluxo mássico em cada região. Os resultados são apresentados a seguir na Tabela 5.

Tabela 5 – Dimensão e percentual do fluxo mássico na câmara interna.

	Dimensão	Percentual do fluxo mássico
Diâmetro do Cone Interno	60 mm	22%
Diâmetro dos furos da Zona Primária	14 mm	23%
Diâmetro dos furos da Zona de Diluição	22 mm	55%
Nº de Furos na Zona Primária	12	
Nº de Furos na Zona Diluição	12	

Três subsistemas necessitam definição após a caracterização final da câmara em termos dimensionais, (i) o sistema de ancoragem da chama, (ii) o sistema de injeção de combustível e (iii) o sistema ignição. Estabilização de chamas pode ser obtida por dispositivos diversos. Dois destes se destacam, o emprego de “swiler” (Muniz et al., 1998) e de corpo central (“bluff-body”). Neste projeto opto-se pela utilização do segundo por ser de fácil fabricação. O corpo central consiste de uma obstrução posicionada no fluxo que provoca recirculação no escoamento garantido, desta forma, que produtos quentes da combustão transfiram calor para os reagentes frios que entram na câmara de combustão. Este método é utilizado na estabilização de fluxos de alta velocidade de misturas ar/combustível o qual produz baixa velocidade de recirculação, segundo Lefebvre (1983). A angulação do cone foi definida com base nas recomendações de Lefebvre (1983), obtendo-se 25°. O diâmetro principal do cone, estabelecido em 66 mm é tal que diferença entre área da câmara interna e a área da base do corpo central seja proporcional à área “A1” mostrada na Fig. 3. A Figura 4 mostra em detalhes a montagem final com o sistema de estabilização da chama na forma de corpo central.

A câmara de combustão foi projetada de forma a operar com diferentes combustíveis. Especificamente nesta versão do projeto objetivou-se a utilização de combustível líquido (gasolina). Camargo & Mota (1999) realizaram uma vasta revisão de sistema de injeção de combustível líquido. Com base nas recomendações feitas optou-se por adquirir bicos injetores comerciais com as seguintes características:

- Vazão nominal entre 4.5 a 5.0 GPH;
- Pressão mínima de 689475 Pa;
- Ângulo de cone entre 45 e 80°.

O bico injetor é posicionado no centro do corpo central de estabilização da chama.

O sistema de ignição consiste de uma vela e da central elétrica para providenciar a diferença de potencial mínima para uma centelha de boa intensidade. A vela é oriunda de uma turbina da década de 60 e a central elétrica é a mesma empregada em fogões residenciais, contudo, as 5 saídas são concentradas numa única para se aumentar a intensidade da corrente elétrica. Em todos os experimentos o desempenho do sistema de ignição se mostrou satisfatório com índice de falha abaixo dos 5,0 %.

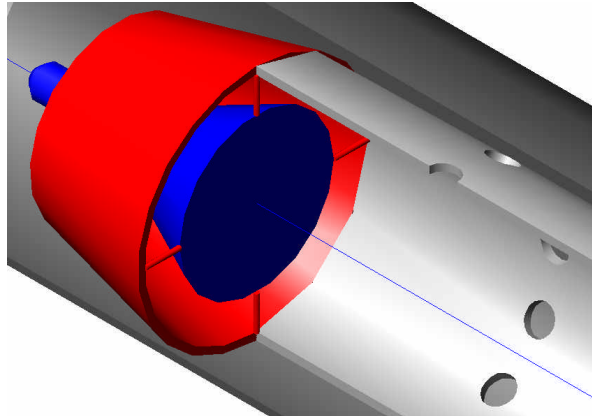


Figura 4: Sistema de ancoragem da chama.

### 3. Instrumentação da Microturbina e Ensaio

Para se caracterizar a faixa de operação da microturbina, com carga e sem carga providenciou-se um mínimo de instrumentação. Foram posicionados termopares e medidores de pressão na saída do compressor, na entrada da câmara de combustão, na saída da câmara de combustão e na saída da turbina. Para se garantir um bom funcionamento da unidade monitorou-se, também, a temperatura do óleo de lubrificação dos mancais da unidade turbocompressora. Pode-se verificar a unidade com toda a instrumentação associada na Fig. 5.



Figura 5: Fotografia da bancada.



Providenciou-se, também, médias de vazão do fluxo de ar e consumo de combustível líquido. A medição do fluxo de massa do ciclo se deu com a utilização de um bocal calibrado existente no Laboratório de Metrologia Dinâmica. O bocal foi posicionado na entrada do compressor centrífugo. O bocal apresenta um coeficiente de descarga de 0.95. No tubo em “U”, para a leitura do diferencial de pressão utilizou-se mercúrio.

A medição da vazão de combustível foi realizada com o auxílio de uma bureta calibrada de 500 ml, posicionada na sucção da bomba de combustível. Após a microturbina entrar em regime a válvula de combustível do tanque é fechada e marca-se o tempo até o esvaziamento da bureta. O combustível do retorno é retirado em um recipiente graduado e medido no final do ensaio.

A partida da unidade se dava com auxílio de um compressor centrífugo de alta vazão. Atingindo-se um valor mínimo de vazão no interior da unidade é acionado o sistema de ignição seguido da injeção de combustível. Com alguns segundos nesta condição o ar auxiliar de partida pode ser retirado que a unidade opera independentemente. Experimentos foram realizados com ou sem carga. Carregamento foi providenciado com a utilização de um bocal convergente que limita a passagem de gás após a expansão na turbina. Estimativa baseada no coeficiente de descarga indica carregamento da ordem de 15% da potência nominal da turbina. Em todos os ensaios obteve-se operação estável com parâmetros de operação relativamente próximos daqueles obtidos teoricamente. Alguns experimentos estão sumariados na Tabela 6. Comparações entre outros combustíveis podem ser realizadas apenas do ponto de vista qualitativo. Isto é, pôde-se observar que a ignição é facilitada quando se utiliza gasolina e GLP. A ignição com óleo diesel e álcool, apesar de segura e eficiente, não se mostra tão imediata quanto àquela realizada com os combustíveis citados anteriormente. A operação, sem carga, com óleo diesel apresentava alguma fumaça quando mais combustível era injetado, contudo, após este período transiente, os gases de descarga eram, visualmente, parecidos com aqueles oriundos de outros combustíveis. O objetivo deste trabalho se resume basicamente no teste de desempenho, de parâmetros mais fundamentais na operação de câmaras de combustão em unidades turbocompressoras. No momento outros tipos de câmaras estão sendo projetadas e testadas, incluindo-se um sistema simplificado de automação.

Os resultados apresentados na Tabela 6 concordam razoavelmente bem com os resultados termodinâmicos obtidos com auxílio do código CyclePad.

Tabela 6: Parâmetros experimentais obtidos em alguns ensaios.

Experimento N°		1	2	3	4	5	6
r		1,56	1,45	1,56	2,11	1,56	1,11
Carga		Não	Não	Não	Não	Sim	sim
T <sub>atm</sub>	[K]	301,10	298,10	298,10	300,10	301,10	301,10
T <sub>1</sub>	[K]	374,10	361,10	366,10	401,10	344,10	328,10
T <sub>1s</sub>	[K]	333,53	328,03	325,93	329,58	303,53	318,88
T <sub>2</sub>	[K]	983,10	953,10	882,10	1153,00	1368,00	1226,00
T <sub>3</sub>	[K]	878,10	869,10	780,10	977,10	1239,00	1190,00
T <sub>3s</sub>	[K]	862,63	854,23	774,01	927,23	1.229,39	1.186,63
P <sub>atm</sub>	[Pa]	89859	89859	89859	89859	89859	89859
P <sub>1</sub>	[Pa]	139859	129859	139859	189859	139859	99859
P <sub>2</sub>	[Pa]	141985	131833	141985	192745	141958	101377
P <sub>3</sub>	[Pa]	89859	89859	89859	89859	97678	90435

#### 4. Conclusões

Este trabalho teve como objetivo a apresentação de uma metodologia simplificada para o projeto e construção da câmara de combustão de uma microturbina multicombustível. A construção, instrumentação e teste da bancada, objetivos principais deste trabalho foram alcançados com êxito. Operou-se a unidade, na sua última versão, apenas com gasolina uma vez que o sistema de injeção de combustível foi montado para este combustível. Pretende-se, agora, realizar testes com outros tipos de combustível para se averiguar alguns parâmetros operacionais. A operação da unidade se mostrou bastante satisfatória tanto do ponto de vista estabilidade, em diversos regimes de rotação, com ou sem carga, bem como da comparação com os resultados teóricos de projeto.

Destaca-se como fator motivador e de grande importância na atualidade, a melhora substancial do domínio científico dos futuros engenheiros do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília na tecnologia de câmara de combustão de turbinas a gás.

Verifica-se, também, a partir da experiência adquirida, que o emprego de unidades turbocompressoras como centrais baseadas no conceito de microturbina pode vir a ser uma realidade de baixo custo se, paralelamente, o país desenvolver o gerador elétrico de alta rotação.

## 5. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio do CNPq através do processo nº. 4721245/01-1.

## 6. Referências

- Bicen, A.F., Mcguirk, J.J. e Palma, J.M.L.M., “Modelling Gas Turbine Combustors Flow Fields in Isothermal Experiments”, Institution of Mechanical Engineers, 1989.
- Camargo, C.J. e Mota, B.L.A., “Projeto e Construção do Sistema de Injeção Multicombustível da Câmara de Combustão de uma Microturbina”, Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 1999.
- Cohen, H e Rogers, G. F.C e Saravanamuttoo, “Gas Turbine Theory”, Longman, 1996
- Gurgel Veras, C.A. e Madela, V., “Modelling of a Microturbine Combustion Chamber with the CHEMKIN III Package”, American Flame Research Committee, 2000.
- Gurgel Veras, C.A., “Projeto Microturbina”. CTPETRO / CNPQ, 1994.
- Heitor, M.V. e Whitlwa, J.H., “Velocity, Temperature, and Species Characteristics of the Flow Fields in gas Turbine Combustor”, Combustion and Flame, 1986
- Koutmos, P. e Mcguirk, J.J.,” Isothermal Modelling of Gas Turbine Combustor – Computational Study”, Journal of Propulsion and Power, 1991
- Lefebvre, Arthur H., “Gas turbine Combustion”, Taylor &Francis, 1983.
- Madela, V. e Silva, F. e Carneiro, L.J., “Desenvolvimento da Câmara de Combustão de uma Microturbina, utilizando o código computacional PHOENICS”, Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 1999.
- Mcguirk, J.J. e Palma, J.M.L.M,”Calculation of the dilutin System in an Annular Gas Turbine Combustor”, AIAA Journal, 1992
- Muniz, W.F., Couto, H.S., Ribeiro, G.L.S. e Bastos-Neto, D., “Flame Holding Performance of Axial Swiler”, 5th Asian-Pacific Symposium, 1998.
- Rosa, Luiz Pinguelli, “O programa de geração distribuída a gás natural no Brasil – PROGEDIS, 2001”.
- Santos, Marco Aurélio, "A legislação ambiental atmosférica Americana aplicada a geração Termelétrica", COPPE-UFRJ, 2000.
- Santos, Marco Aurélio, "A legislação ambiental no controle da poluição aérea e a geração termelétrica no Brasil", COPPE-UFRJ, 2000.

## PROJECT AND STUDY OF THE PERFORMANCE OF A MICROTURBINE COMBUSTION CHAMBER

### Fabiano Alves dos Santos

University of Brasília – UnB  
[fabiano\\_unb@yahoo.com.br](mailto:fabiano_unb@yahoo.com.br)

### Carlos Alberto Gurgel Veras

University of Brasília – UnB  
 Department of Mechanical Engineering, University of Brasília  
 Asa Norte, Brasília - DF, Brasil.CEP 70910-900.  
[gurgel@unb.br](mailto:gurgel@unb.br)

**Abstract.** *This work presents the current technological progress achieved by the Energy and Environment Group of the Mechanical Engineering Department (University of Brasília) in projecting and operating microturbines combustion chamber. The combustion chamber is under research, by the group, for about 18 months. Three different configurations have been tested with several fuels including GLP, Diesel, gasoline and alcohol. In its current configuration gasoline was used as the fuel. Some operational parameters were checked and are described in this work. It can be concluded that the absence of sophisticated tools in the project of the combustion chamber does not necessarily imply in a bad project and, more importantly, the use automotive turbocharger units as a mean for distributed generation systems in Brazil can be a reality.*

**Keywords.** Combustion Chamber, Microturbine, CHEMKIN III, Distributed Generation, Turbochargers.